

УДК 621.452.3.016

К. МАРАВИЛЛА ЭРРЕРА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТКИ С УЧЕТОМ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ эффективности четырех различных моделей для определения коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности лопатки первой степени турбины высокого давления. Рассмотрены три участка профиля лопатки, на которых значения коэффициентов теплоотдачи приняты постоянными. Модели сформированы на основе известных термогазодинамических соотношений. Необходимые данные для формирования и проверки моделей получены с помощью узловых термогазодинамической модели. Для учета влияния индивидуальных характеристик двигателей при мониторинге технического состояния двигателя рассмотрены изменения 10 характеристик узлов. В результате сформированы рекомендации по выбору наилучшей модели и оценены соответствующие погрешности

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностирование, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Для обеспечения надежности ГТД необходимо использовать методы контроля технического состояния критических деталей, которые лимитируют ресурс двигателя [1].

Одной из таких деталей является рабочая лопатка первой ступеней турбины высокого давления. Для мониторинга ресурса с необходимой точностью требуется сформировать модели для расчета ее теплового состояния (ТС) и напряженно-деформированного состояния (НДС).

В настоящей работе выполнен анализ четырех различных моделей для определения коэффициентов теплоотдачи на наружных поверхностях лопатки первой ступеней турбины. Все эти модели имеют простую структуру, дающую возможность их применения в наземных и бортовых системах диагностирования с обеспечением высокой точности определения ТС и НДС.

Обозначения

A, C, K, k, q, z	– Коэффициенты
d	– Характерный размер
D	– Расчетный диаметр
G	– Массовый расход
h	– Высота лопатки
Nu	– Число Нуссельта
N	– Коэффициент, частота вращения, объем выборки
p	– Давление
p ₀ =101,3кПа	– Стандартное давление
R	– Газовая постоянная

Re	– Число Рейнольдса
T	– Температура
T ₀ =288,16 К	– Стандартная температура
U	– Окружная скорость
w	– Скорость
α	– Коэффициент теплоотдачи
η	– КПД
λ	– Коэффициент теплопроводности
μ	– Динамическая вязкость
ρ	– Плотность
σ	– Коэффициент восстановления давления, СКО
Σ	– Суммарная

Сокращения и индексы

б	– Базовый режим
вр	– Вращение
К	– Компрессор
КС	– Камера сгорания
ку	– Критериальное уравнение
мод	– Результаты, полученные с помощью термогазодинамической модели
ст	– станционные нужды
пр	– Приведенное значение
СА	– Сопловой аппарат турбины
T	– Турбина, топливо
ТВД	– Турбина высоко давления
СТ	– Турбина низкого давления
ТВД-СТ	– Переходный канал между ТВД и ТНД
H	– Параметры атмосферного воздуха
i	– Номер режима

1. Постановка задачи

Для определения ТС и НДС лопатки необходимо знать значения коэффициентов теплоотдачи на ее наружной поверхности.

Несмотря на то, что изменение значений локальных коэффициентов теплоотдачи непрерывно по обводу профиля лопатки, профиль обычно разделяют на участки (рис. 1), вдоль которых можно принимать эти коэффициенты практически постоянными [2].

Исходя из этого, в дальнейшем анализируются три участка поверхности лопатки: входная кромка, средняя часть и выходная часть профиля (рис. 1).

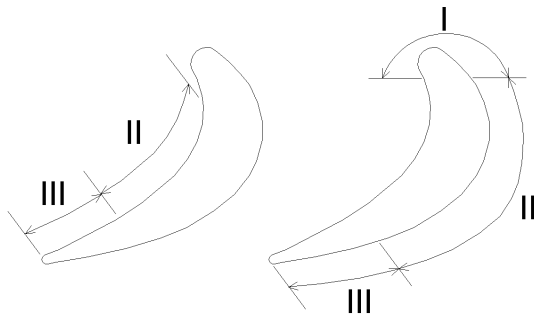


Рис. 1. Расчетные участки поверхности лопатки

Для определения коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке наибольшее распространение получили методики, основанные на использовании критериальных зависимостей [3].

Для применения этих зависимостей в широком диапазоне изменения режимов работы двигателя и внешних условий необходимо сформировать модель, описывающую изменение коэффициентов теплоотдачи или влияющих на них параметров, которая удовлетворяет следующим основным требованиям: ее аргументами должны быть измеряемые параметры прочной части, она должна иметь низкий уровень погрешности и хорошую устойчивость (робастность) к изменению индивидуальных характеристик двигателя. Данная работа посвящена выбору такой модели.

2. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Критериальное уравнение для расчета коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке [3]

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot K_{вр}, \quad (1)$$

$$\text{где } Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}; \quad Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu};$$

n ; A – коэффициенты, зависящие от геометрии детали и характера пограничного слоя;

$$K_{вр} = 1 + z \cdot \left(\frac{U \cdot h}{w \cdot D} \right)^q - \text{поправка на вращение}$$

рабочего колеса.

Используя (1), получим выражение для расчета коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha = A \cdot \left(\frac{\rho \cdot w \cdot d}{R \cdot T \cdot \mu} \right)^n \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot K_{вр}, \quad (2)$$

Входящие в выражение (2) параметры для каждого участка имеют различные значения, представленные в табл. 1 [2].

Таблица 1

Значения параметров для участков профиля лопатки

Участок профиля	I	II	III
A	0,74	$f = (\beta_1 + \beta_2)/2$	0,0263
n	0,5	0,68	0,8
z	0,2	0,8	0,87
q	0,17	0,42	0,37
d	диаметр входной кромки	хорда	хорда
T	на входе	на выходе	на выходе
p	на входе	на выходе	на выходе
w	на входе	на выходе	на выходе

3. Формирование моделей

Модель 1 основана на том, что для входящих в выражение (2) параметров, определяющих состояние и скорость движения газа на входе в лопатку, формируются отдельные модели. В работах [4 – 6] нами опубликованы результаты анализа эффективности этих моделей.

Модель 2 описывает отношение коэффициентов теплоотдачи на произвольном (текущем) и базовом режимах – коэффициент подобия режимах по теплоотдаче [1]

$$k_{\alpha} = \frac{\alpha_i}{\alpha_б}, \quad (3)$$

Это позволяет определить коэффициенты теплоотдачи на любых рабочих режимах. Для учета влияния внешних условий используется приведение к стандартным атмосферным условиям:

$$\alpha_{i,пр} = k_{\alpha,i,пр} \cdot \alpha_б, \quad (4)$$

где $\alpha_б$ – постоянное значение коэффициента теплоотдачи, соответствующее базовому режиму работы; $k_{\alpha,i,пр}$ – коэффициент приведения, учитывающий подобие режимов по условиям теплообмена.

По методике, представленной в работах [4 – 6], были сформированы полиномы, связывающие $k_{\alpha,пр}$

с измеряемыми параметрами проточной части для каждого участка профиля лопатки. Анализ влияния порядка полиномов на методическую погрешность показал, что для участков I, II и III достаточно использовать полиномы второго порядка.

В табл. 2 показан порядок полинома и указан измеряемый параметр, который использован как аргумент для расчета $k_{\alpha,пр}$.

Таблица 2

Порядок и аргумент модели для $k_{\alpha,пр}$

	Участок	Порядок	Аргумент
$k_{\alpha,пр}$	I	2	$G_{T,пр}$
	II	2	$P_{K,пр}$
	III	2	$P_{K,пр}$

Модель 3 основана на уравнении

$$\alpha_{пр} = A \cdot (Re_{пр})^n \cdot \frac{\lambda_{пр}}{d} \cdot K_{вр}, \quad (5)$$

где $Re_{пр} = Re \cdot \left(\frac{p_0}{p_H}\right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_H}\right)^{-1,14}$,

$$\lambda_{пр} = \lambda \cdot \left(\frac{T_0}{T_H}\right)^{0,76};$$

T_0, p_0 – давление и температура в стандартных условиях;

T_H, p_H – текущие значения давления и температуры

Для расчета Re, λ и $K_{вр}$ на входе и выходе из рабочего колеса сформированы полиномиальные модели, аргументами которых являются измеряемые параметры проточной части. В табл. 3 показан порядок полиномов и используемые аргументы.

Таблица 3

Порядок и аргумент моделей для $Re_{пр}, \lambda_{пр}, K_{вр}$

	Участок	Порядок	Аргумент
$Re_{пр}$	I	3	$n_{пр}$
	II	3	$n_{пр}$
	III	3	$n_{пр}$
$\lambda_{пр}$	I	1	$T_{K,пр}$
	II	1	$T_{K,пр}$
	III	1	$T_{K,пр}$
$K_{вр}$	I	1	$T_{ТВД,пр}$
	II	1	$n_{пр}$
	III	1	$n_{пр}$

Модель 4 основана на отношении коэффициентов теплоотдачи:

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_б} = \frac{A \cdot \left(\frac{\rho_i \cdot w_i \cdot d}{\mu_i}\right)^n \cdot \frac{\lambda_i}{d} \cdot K_{вр,i}}{A \cdot \left(\frac{\rho_б \cdot w_б \cdot d}{\mu_б}\right)^n \cdot \frac{\lambda_б}{d} \cdot K_{вр,б}}, \quad (6)$$

После преобразования (6) получим

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_б} = \left(\frac{\rho_i \cdot w_i}{\rho_б \cdot w_б}\right)^n \cdot \left(\frac{\mu_i}{\mu_б}\right)^{-n} \cdot \frac{\lambda_i}{\lambda_б} \cdot \frac{K_{вр,i}}{K_{вр,б}}, \quad (7)$$

Используем формулы Сатерленда, которые с помощью простых степенных соотношений описывают зависимость коэффициентов динамической вязкости μ и теплопроводности λ газов от температуры [7]:

$$\frac{\lambda_i}{\lambda_б} = \left(\frac{T_i}{T_б}\right)^{0,76}; \quad \frac{\mu_i}{\mu_б} = \left(\frac{T_i}{T_б}\right)^{0,64}. \quad (8)$$

После подстановки (8) в (7) получим выражение для расчета коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_i = \left(\frac{\rho_i \cdot w_i}{\rho_б \cdot w_б}\right)^n \cdot \left(\frac{T_i}{T_б}\right)^{0,76-0,64n} \cdot \frac{K_{вр,i}}{K_{вр,б}} \cdot \alpha_б. \quad (9)$$

Выражение (9) является базовым для формирования нескольких вариантов этой модели с использованием различных измеряемых параметров в качестве аргумента. Выбор наилучшего варианта и соответствующей степени полинома выполнен по методике, представленной в работах [4 – 6].

Выбранный в результате исследований вариант модели, которому соответствуют наименьшие методическая и инструментальная погрешности, имеет вид

$$\alpha_{i,пр} = C_{i,пр} \cdot \left(\frac{T_{i,пр}}{T_{i,б,пр}}\right)^{0,76-0,64n}, \quad (10)$$

где $C_{i,пр} = \left(\frac{\rho_{i,пр} \cdot w_{i,пр}}{\rho_{б,пр} \cdot w_{б,пр}}\right)^n \cdot \frac{K_{вр,i,пр}}{K_{вр,б,пр}} \cdot \alpha_б$;

$T_{i,пр}$ – температура газа на входе и выходе из рабочего колеса, рассчитанная по модели, представленной в работе [4].

В табл. 4 показаны порядок и аргумент модели для коэффициента $C_{i,пр}$ на каждом участке.

Таблица 4

Порядок и аргумент моделей для $C_{i,пр}$

	Участок	Порядок	Аргумент
$C_{i,пр}$	I	3	$G_{T,пр}$
	II	3	$P_{K,пр}$
	III	2	$P_{K,пр}$

4. Анализ погрешностей

Для анализа робастности моделей к индивидуальным особенностям рассмотрены изменения 10 характеристик узлов с отклонением на 3%: снижение расходной характеристики компрессора (δG_K), КПД компрессора ($\delta \eta_K$), каскадов турбины ($\delta \eta_{ТВД}$ и $\delta \eta_{СТ}$) и камеры сгорания ($\delta \eta_{КС}$), коэффициентов восстановления давления в камере сгорания ($\delta \sigma_{КС}$) и

переходном канале турбины ($\delta\sigma_{ТВД-СТ}$), а также повышение расхода через каскады турбины ($\delta F_{СА.ТВД}$ и $\delta F_{СА.СТ}$) и отбора воздуха на нужды внешних потребителей ($\delta G_{СТ}$).

С помощью поузловой термогазодинамической модели [8] были смоделированы 123 рабочих режима для исправного и неисправного состояний двигателя при следующих внешних условиях: $T_H = 318, 308, 303, 298, 288, 278, 268, 253$ и 243 К; $p_H = 101325, 90000$ Па; $n_{ТНД} = 6500, 5200, 4550, 3250$ об/мин.

Методическая погрешность моделей для исправного и неисправных состояний двигателя описывалась значением среднеквадратичного отклонения, которое определялось следующим образом:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (\alpha_{i,мод} - \alpha_{i,ку})^2}{n}},$$

где $\alpha_{i,ку}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью критериального уравнения (2); $\alpha_{i,мод}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью предлагаемых моделей; n – объем выборки (количество рабочих режимов).

СКО инструментальной погрешности рассчитывалось по формуле

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{\partial \alpha_{пр}}{\partial Y_j}\right)^2 \sigma_{Y_j}^2 + \left(\frac{\partial \alpha_{пр}}{\partial T_H}\right)^2 \sigma_{T_H}^2 + \left(\frac{\partial \alpha_{пр}}{\partial p_H}\right)^2 \sigma_{p_H}^2},$$

где Y_j – измеряемый параметр, входящий в модель.

Результаты для методической и инструментальной погрешностей всех моделей на трех участках для исправного и неисправного состояний двигателя представлены в табл. 5.

Таблица 5

Среднеквадратичные значения отклонений значений коэффициентов теплоотдачи, Вт/м²К

	Уча- сток	Инстру- ментальная погрешность.	Методическая погрешность											сред- нее
			Испра- вный	$\delta\eta_K$ -0,03	δG_K -0,03	$\delta\eta_{КС}$ -0,03	$\delta\sigma_{КС}$ +0,03	$\delta\eta_{ТВД}$ -0,03	$\delta F_{СА.ТВД}$ +0,03	$\delta\sigma_{ТВД.СТ}$ +0,03	$\delta\eta_{СТ}$ -0,03	$\delta F_{СА.СТ}$ +0,03	$\delta G_{СТ}$ +0,03	
Мо- дель 1	I	9,72	10,50	4,72	5,04	5,09	81,48	23,23	157,55	12,72	4,74	12,34	4,79	27,67
	II	4,43	20,16	25,84	9,84	15,75	47,51	10,75	262,47	16,52	10,87	15,99	12,93	37,75
	III	9,63	44,87	29,26	21,63	31,23	95,95	41,86	601,59	47,09	20,67	44,73	24,45	84,41
Мо- дель 2	I	12,38	31,61	32,78	38,48	80,46	31,64	38,97	78,86	32,92	31,96	33,60	32,34	39,67
	II	3,71	17,17	15,05	16,02	10,60	51,02	14,44	276,09	11,21	9,73	10,70	10,37	37,18
	III	5,42	41,78	38,35	30,74	24,98	100,70	89,68	650,50	53,37	23,28	49,68	24,67	94,43
Мо- дель 3	I	25,21	31,73	31,29	76,33	30,28	29,10	136,62	184,55	77,90	29,54	74,63	31,02	63,18
	II	12,25	16,42	51,05	38,74	8,42	28,79	11,99	293,41	10,23	6,04	8,70	8,07	41,18
	III	16,99	36,87	112,62	62,27	15,48	63,68	68,06	667,63	39,00	13,08	34,65	14,78	95,43
Мо- дель 4	I	8,16	18,65	39,21	31,72	51,57	28,05	52,37	81,97	29,50	18,86	28,27	18,86	33,93
	II	2,74	17,52	20,06	21,04	11,06	49,93	39,18	296,21	22,27	10,54	20,80	10,95	43,52
	III	5,32	44,25	66,94	36,25	28,75	100,60	122,95	672,76	70,61	26,89	65,49	28,75	105,8

Заключение

Анализ табл. 5 показывает, что модель 3 – наименее худшая. Модели 1 и 2 дают самые хорошие результаты для прогноза значений коэффициентов теплоотдачи. Модель 1 дает незначительно лучшие результаты, чем модель 2. Но структура модели 2 значительно более проста, чем модели 1, поэтому именно она может быть рекомендована для практического использования. Для окончательного заключения о выборе модели для определения коэффициентов теплоотдачи при мониторинге выработки ресурса необходимо продолжить эти исследования и проанализировать погрешности определения напряжений в лопатке, обусловленные погрешностями данных моделей.

Литература

1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05; защищена 17.11.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. - X., 2006. - 240 с.
2. Копелев, С.З. Основы проектирование турбин авиадвигателей [Текст] / Копелев С.З. – М.: Машиностроение, 1988. – 327 с.
3. Швеи, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швеи, Е.П. Дыбан // К.: Наук. думка, 1974. – 486 с.
4. Маравилла, Эррера К. Анализ эффективности определения значений коэффициентов теп-

лоотдачі на наружній поверхні лопатки з урахуванням індивідуальних характеристик газотурбінного двигателя [Текст] / К. Маравілла Еррера, С.В. Епифанов // Енергетичні та теплотехнічні процеси і устаткування. – 2012. – № 7. – С. 60 – 66.

5. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models [Текст] / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011–46161. – 10 p.

6. Маравілла, Еррера К. Формирование моделей для определения статического давления газа на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса [Текст] / К. Маравілла

Эррера, С.В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3 (80). – С. 58 – 63.

7. Крикунов, Д.В. Математические модели для эксплуатационного мониторинга температурного состояния деталей ГТД в системах учета выработки ресурса: дис. канд. техн. наук: 05.14.06; защищена 19.02.04; утв. 12.05.04 / Крикунов Дмитрий Викторович. - X., 2004. - 171 с.

8. Епифанов, С.В. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.

Поступила в редакцию 30.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры конструкции авиационных двигателей Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЧОТИРЬОХ РІЗНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ НА ЗОВНІШНІЙ ПОВЕРХНІ ЛОПАТКИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ

К. Маравілла Еррера

Виконано аналіз ефективності чотирьох різних моделей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішньої поверхні лопатки першого ступеня турбіни високого тиску. Розглянуто три ділянки профілю лопатки, на яких значення коефіцієнтів тепловіддачі прийнято постійними. Моделі сформовано на основі відомих термогазодинамічних співвідношень. Необхідні дані для формування і перевірки моделей отримано за допомогою повузлової термогазодинамічної моделі. Для урахування впливу індивідуальних характеристик двигунів під час моніторингу технічного стану двигуна розглянуто варіювання 10 характеристик вузлів. В результаті сформовано рекомендації щодо вибору найкращої моделі та оцінено відповідні похибки.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностика, коефіцієнти тепловіддачі.

ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF ALTERNATIVE MODELS TO PREDICT THE COEFFICIENTS OF HEAT EXCHANGE ON THE BLADE EXTERNAL SURFACE TAKING I NTO ACCONT THE ENGINE IDIVIDUAL CHARACTERISTICS

C. Maravilla Herrera

An analysis is conduct to determine the effectiveness of four proposed models to calculate the coefficient of heat exchange on the external blade surface of the first high pressure turbine stage. Three parts of the blade profile are analyzed, where the coefficients of heat exchange is possible to consider constant. All models are formulated using as base well known thermogas dynamic relations. The necessary data to formulate and verify the models were obtained using a sub-modular thermogas dynamic model. 10 defects are considered to analyze the robustness of the models; each defect has a 3% deflection from a health engine.

Keywords: gas turbine engine, diagnostics, heat transfer coefficient.

Маравілла Еррера Кристиан – аспірант кафедри конструкції авіаційних двигателів і енергоустановок факультета авіаційних двигателів Національного аэрокосмічного університета ім. Н.Е. Жуковського «ХАИ», Харків, Україна, e-mail: aedlab@gmail.com.