

УДК 621.452.322:536.5:539.4

Е.В. МАРЦЕНЮК, С.В. ЕПИФАНОВ, Т.В. КУЛИК*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ВЫБОР МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЗА КОМПРЕССОРОМ ПРИ МОНИТОРИНГЕ ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРЕХВАЛЬНОГО ТРДД

Основным параметром граничных условий в системах мониторинга термонапряженного состояния и выработки ресурса критических деталей горячей части двигателя является полная температура воздуха на выходе из компрессора, которая у многих двигателей не измеряется. Предложено определять эту не измеряемую температуру как функцию измеряемых параметров проточной части, используя термодинамические соотношения между ними. Выполнено сравнение пяти предложенных моделей для определения температуры. Аргументами функций, входящих в состав этих моделей являются параметры, определяющие режим работы двигателя. Для вычисления неизвестных коэффициентов этих функций, а также для исследования свойств результирующих моделей температуры с учетом влияния изменения характеристик узлов двигателя и вариации рабочих условий, использована нелинейная поузловая термогазодинамическая модель. Выполнено взаимное сравнение моделей по уровню суммарной погрешности, выбрана наилучшая модель.

Ключевые слова: мониторинг ресурса, температура, термогазодинамическая модель, не измеряемый параметр, робастность.

Список обозначений

C_p	Удельная теплоемкость при постоянном давлении
F	Площадь
G	Массовый расход
H_U	Низшая теплотворная способность
k	Показатель адиабаты
L	Удельная работа
n	Частота вращения ротора
p	Давление
t	Температура детали в опасной точке
T	Температура
T_0	Стандартная атмосферная температура
$q(\lambda)$	Функция расхода
μ	Коэффициент расхода
η	КПД
π	Степень повышения (понижения) давления
σ	Эквивалентные напряжения в опасной точке детали

Список индексов

V	Вентилятор
VI	Сечение за вентилятором во внутреннем контуре
VII	Сечение за вентилятором в наружном контуре
VD	Каскад высокого давления
G	Сечение за камерой сгорания
K	Компрессор
H	Параметры атмосферного воздуха

пр	Параметр приведенный
CI	Сечение на срезе сопла внутреннего контура
СИ	Сечение на срезе сопла наружного контура
CD	Каскад среднего давления
T	Топливо
T	Турбина
m	Механический
*	Параметр заторможенного потока
в	Воздух

Введение

Важнейший параметр, определяющий конкурентоспособность и экономическую эффективность авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) – стоимость жизненного цикла – существенным образом зависит от характеристик его долговечности, и, прежде всего, прочностного ресурса. В современных стратегиях эксплуатации двигателей по техническому состоянию и управления их ресурсами это выдвигает на первый план проблему предельно полного и безопасного использования потенциальных ресурсных возможностей каждого экземпляра двигателя. Одним из рациональных путей ее решения является разработка и внедрение автоматизированных систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов (МВР) основных деталей двигателей и управление расходом ресурсов ГТД в зависимости от условий их применения.

Специфическими условиями МВР являются длительная одновременная эксплуатация большого числа двигателей, ограниченность вычислительных ресурсов, требования системной надежности и совместимости алгоритмов. Эти условия исключают использование моделей высокого уровня для мониторинга температурного и напряженного состояний и вынуждают применять упрощенные, быстросчетные мониторинговые модели газодинамических процессов, теплообмена, нагружения и др. [1], что, в свою очередь, требует задания граничных условий теплообмена между поверхностями деталей и потоком газа или воздуха. Таким образом, для обеспечения необходимой точности оценки выработки остаточного ресурса значения входных параметров моделей должны соответствовать реальным эксплуатационным условиям.

Параметром, оказывающим наибольшее влияние на термонапряженное состояние деталей ротора турбины и последних ступеней компрессора, является температура за компрессором T_{K^*} . Во многих двигателях состав штатно регистрируемых параметров определяется потребностями системы управления, и температура рабочего тела на выходе из компрессора в этот состав не входит. Поэтому необходимо сформировать модель для ее определения с достаточно высокой точностью в любых условиях работы. Необходимо обеспечить возможность использования этого алгоритма на борту. Таким образом, данная модель должна быть как можно более простой для обеспечения вычислительной эффективности соответствующих алгоритмов.

Одним из возможных путей формирования такой модели является представление не измеряемого параметра как функции от какого-либо измеряемого параметра, однозначно характеризующего режим работы двигателя. Недостатком данного подхода является ограниченность его применения – в условиях изменения состояния узлов проточной части такая модель будет давать существенные погрешности. Для решения этой проблемы в данной работе предлагается отыскивать не измеряемую температуру среды как функцию измеряемых параметров с применением общеизвестных термодинамических соотношений.

Реализация такого подхода возможна с использованием нескольких различных моделей, поэтому необходимо выработать способ выявления наилучшей модели на основании их сравнительного анализа. Главным критерием сравнения моделей является точность определения температуры.

Основным объектом исследования в данной работе является двухконтурный турбореактивный двигатель с большой степенью двухконтурности. Для формирования моделей температуры и исследо-

вания их свойств использована нелинейная поузловая термогазодинамическая модель, которая учитывает зависимость термодинамических свойств рабочего тела от температуры и относительного содержания продуктов сгорания в рабочем теле [2]. Эта модель также согласована с результатами регистрации параметров реального двигателя.

Формирование модели температуры

Широко известные подходы к определению не измеряемых параметров двигателя можно разделить на две группы. Первая группа основана на использовании линеаризованных моделей рабочего процесса двигателя и процедур оценивания типа фильтра Калмана [3 – 5]. Сюда можно отнести и случаи нелинейного оценивания. Основным достоинством этих методов является использование априорной информации о термогазодинамических связях между измеряемыми и неизвестными параметрами, которые описываются термогазодинамической моделью.

Вторую группу образуют подходы [6-7], основанные на использовании регрессионных моделей, которые связывают не измеряемые параметры с измеряемыми с помощью полиномиальных, экспоненциальных функций, или же посредством нейронных сетей [8-9].

В первом случае практическая применимость методов существенно зависит от состава контролируемых параметров, который определяет идентифицируемость двигателя в условиях значительного количества неизвестных внутренних параметров технического состояния, изменяющихся вследствие деградации узлов.

Во втором случае не решены вопросы обеспечения робастности регрессионных моделей к изменению технического состояния двигателя.

Для некоторых термогазодинамических параметров газогенератора может быть предложен альтернативный подход [10]. Он основан на термодинамических соотношениях между неизвестным искомым и измеряемыми термогазодинамическими параметрами. В данной работе такой подход применен к температуре T_{K^*} .

Предложено пять альтернативных моделей для определения T_{K^*} , основанных на термодинамических соотношениях [11]. Для учета влияния внешних условий все параметры приводятся к стандартным атмосферным условиям. По результатам анализа методических и инструментальных погрешностей определены лучшие модели. Окончательный выбор модели для практического применения сделан после исследования устойчивости моделей к изменению технического состояния проточной части.

Модели для определения T_K^* **Модель 1**

Данная модель основана на условии баланса потребляемой и вырабатываемой мощностей. Предварительный анализ показал, что для связи рассматриваемой модели с измеряемыми параметрами в уравнении равенства мощностей необходимо одновременно рассматривать роторы среднего и высокого давления:

$$N_{КСД} + N_{КВД} = N_{ТСД} \cdot \eta_{МСД} + N_{ТВД} \cdot \eta_{МВД} - N_{Отб}, \quad (1)$$

или

$$N_{КС} = N_{ТС} \cdot \eta_{МС}, \quad (2)$$

где $N_{КС}$ - суммарная мощность компрессоров среднего и высокого давлений;

$N_{ТС}$ - суммарная мощность турбин среднего и высокого давлений;

$\eta_{МС}$ - коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах роторов среднего и высокого давлений, а также отборы мощности на привод агрегатов.

После преобразований данная модель может быть выражена как

$$T_{К.пр}^* = C_{1.1} \cdot T_{ТСД.пр}^* + C_{1.2} \cdot T_0, \quad (3)$$

где

$$C_{1.1} = C_{рГ} \cdot G_{Г} \left(T_{Г}^* / T_{ТСД}^* - 1 \right) \eta_{МС} / \left(C_{рВ} \cdot G_{В} \right), \quad (4)$$

$$C_{1.2} = \pi_{В\Sigma}^{*(k-1)/k}, \quad (5)$$

$\pi_{В\Sigma}^*$ - суммарная степень повышения давления во внутреннем контуре части газоздушного тракта, расположенной перед входом в компрессор среднего давления.

Модель 2

Основана на уравнении работы сжатия во внутреннем контуре:

$$L_{сжл} = \frac{C_{рВ} \cdot T_{Н}^*}{\eta_{сжл}} \left(\pi_{КС}^{* \frac{k-1}{k}} \right) = C_{рВ} \left(T_{К}^* - T_{Н}^* \right), \quad (6)$$

откуда

$$T_{К.пр}^* = T_0 + C_2, \quad (7)$$

$$C_2 = \left(\pi_{КС}^{*(k-1)/k} - 1 \right) T_0 / \eta_{сжл}, \quad (8)$$

где $\eta_{сжл}$ - суммарный коэффициент полезного действия процесса сжатия;

$\pi_{КС}^*$ - отношение полного давления на выходе из компрессора к давлению невозмущенного потока.

Модель 3

Из уравнения баланса энергии в камере сгорания

$$C_{рК} \cdot T_{К}^* \cdot G_{К} + H_u \cdot \eta_{КС} \cdot G_{Т} = C_{рГ} \cdot T_{Г}^* \cdot G_{Г}, \quad (9)$$

учитывая, что $G_{Г} = G_{К} + G_{Т}$, следует:

$$T_{К}^* = C_{3.1} \cdot T_{ТСД}^* + C_{3.2} \cdot T_{ТСД}^* \cdot G_{Т} - C_{3.3} \cdot G_{Т}, \quad (10)$$

$$C_{3.1} = \frac{C_{рГ} \cdot \pi_{ТСД}^* \left(\frac{q(\lambda_{ТВД})}{q(\lambda_{ТСД})} \cdot \frac{F_{ТВД}}{F_{ТСД}} \cdot \frac{1}{v_{ТСД}} \right)^2}{C_{рК} \left(1 - \left(\pi_{ТВД}^{*(k_r-1)/k_r} - 1 \right) \cdot \eta_{ТВД} \right)}, \quad (11)$$

$$C_{3.2} = \frac{C_{рГ} \cdot \pi_{ТСД}^* \left(\frac{q(\lambda_{ТВД})}{q(\lambda_{ТСД})} \cdot \frac{F_{ТВД}}{F_{ТСД}} \cdot \frac{1}{v_{ТСД}} \right)^2}{C_{рК} \cdot G_{К} \left(1 - \left(\pi_{ТВД}^{*(k_r-1)/k_r} - 1 \right) \cdot \eta_{ТВД} \right)}, \quad (12)$$

$$C_{3.3} = H_u \cdot \eta_{КС} / \left(C_{рК} \cdot G_{К} \right), \quad (13)$$

где $v_{ТСД}$ - коэффициент, который учитывает изменение расхода рабочего тела, вызванное охлаждением турбины среднего давления.

Модель 4

Данная модель следует из (9), но расход топлива не выделяется, а включается в состав коэффициентов $C_{4.1}$ и $C_{4.2}$:

$$T_{К}^* = C_{3.1} \cdot T_{ТСД}^* + C_{4.1} \cdot T_{ТСД}^* - C_{4.2}, \quad (14)$$

$$C_{4.1} = C_{рГ} \cdot \pi_{ТСД}^* \cdot G_{Т} / \left(C_{рК} \cdot G_{К} \right) \times \left(\frac{q(\lambda_{ТВД})}{q(\lambda_{ТСД})} \cdot \frac{F_{ТВД}}{F_{ТСД}} \cdot \frac{1}{v_{ТСД}} \right)^2 \times \frac{1}{\left(1 - \left(\pi_{ТВД}^{*(k_r-1)/k_r} - 1 \right) \cdot \eta_{ТВД} \right)}, \quad (15)$$

$$C_{4.2} = H_u \cdot \eta_{КС} \cdot G_{Т} / \left(C_{рК} \cdot G_{К} \right). \quad (16)$$

Модель 5

Из уравнения неразрывности между входом и выходом компрессора высокого давления

$$m \cdot F_{КСД} \cdot q(\lambda_{КСД}) \cdot P_{КСД}^* / \sqrt{T_{КСД}^*} = m \cdot F_{КВД} \cdot q(\lambda_{КВД}) \cdot P_{КВД}^* / \sqrt{T_{К}^*} \quad (17)$$

следует:

$$T_{К.пр}^* = C_5 \cdot T_{ТСД.пр}^*, \quad (18)$$

$$C_5 = \left(\frac{F_{КВД} \cdot q(\lambda_{КВД}) \cdot P_{КВД}^* \cdot v_{КВД}}{F_{КСД} \cdot q(\lambda_{КСД}) \cdot P_{КСД}^*} \right)^2 \times \left(\frac{G_{ТВД} \cdot C_{рГ} \left(\frac{T_{ТВД}^*}{T_{ТСД}^*} - 1 \right) + \frac{T_{В}^*}{T_{ТСД}^*}}{G_{В} \cdot C_{рВ}} \right), \quad (19)$$

где $v_{КВД}$ - коэффициент, учитывающий изменение расхода рабочего тела в компрессоре высокого давления, связанное с отборами воздуха на охлаждение

турбины и нужды летательного аппарата.

Все коэффициенты C_i , входящие в состав пяти представленных моделей содержат параметры двигателя, которые зависят от рабочих условий. Для учета влияния режима работы двигателя эти коэффициенты представлены как полиномиальные функции от аргумента, которым является параметр x :

$$C_i = a_{0i} + a_{1i} \cdot x + a_{2i} \cdot x^2 + a_{3i} \cdot x^3, \quad (20)$$

где a_{ji} – константы, значения которых зависят от того, какой параметр двигателя используется в качестве аргумента x .

Формирование моделей коэффициентов

Исходные данные для формирования моделей коэффициентов получены с помощью термогазодинамической модели. При этом задавались следующие значения входных параметров:

$\pi_{к}^*$: 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27;

$\Delta T_{САУ}$: -30, -15, 0, 15, 30 К;

H : 0, 5000, 10000 м;

$M_{п}$: 0; 0,4; 0,75.

Общее количество расчетных точек составило 3470, из которых 158 использовались для обучения модели (группа А), а остальные 3312 – для проверки последней (группа Б).

Начальным шагом стал анализ с целью выбора оптимального параметра-аргумента x моделей коэффициентов C_i .

В качестве возможного аргумента рассмотрены следующие штатно регистрируемые и приведенные к стандартным условиям параметры:

$n_{в.пр}$, $n_{сд.пр}$, $n_{вд.пр}$, $\pi_{к\zeta}^*$, $T_{Тсд.пр}$, $G_{т.пр}$.

Выбор наилучшей зависимости для всех коэффициентов осуществлялся путем сравнения погрешностей моделей коэффициентов относительно расчетных точек, принадлежащих группе А и соответствующих исправному состоянию двигателя (табли-

ца 1). Погрешности определения коэффициентов рассчитывались как

$$\Delta C_i = (C_{i.polinom} - C_i) / C_i \cdot 100\% \quad (21)$$

где $C_{i.polinom}$ - значение, рассчитанное по формуле (20);

C_i - значение, рассчитанное по формулам (4), (5), (8), (11), (12), (13), (15), (16) или (19).

На рис. 1 представлены результаты выбора наилучшего аргумента-параметра x моделей коэффициентов C_i для всех предлагаемых моделей температуры.

На основании сравнения погрешностей различных коэффициентов сделан выбор моделей температур для дальнейшего анализа. Ими стали модели 1 (3), 2 (7) и 5 (18). Кроме того, в последующих исследованиях была рассмотрена базовая модель определения интересующей температуры [12]:

$$T_{к}^* / T_{Тсд}^* = b_0 + b_1 \cdot \pi_{к\zeta}^* + b_2 \cdot \pi_{к\zeta}^{*2}. \quad (22)$$

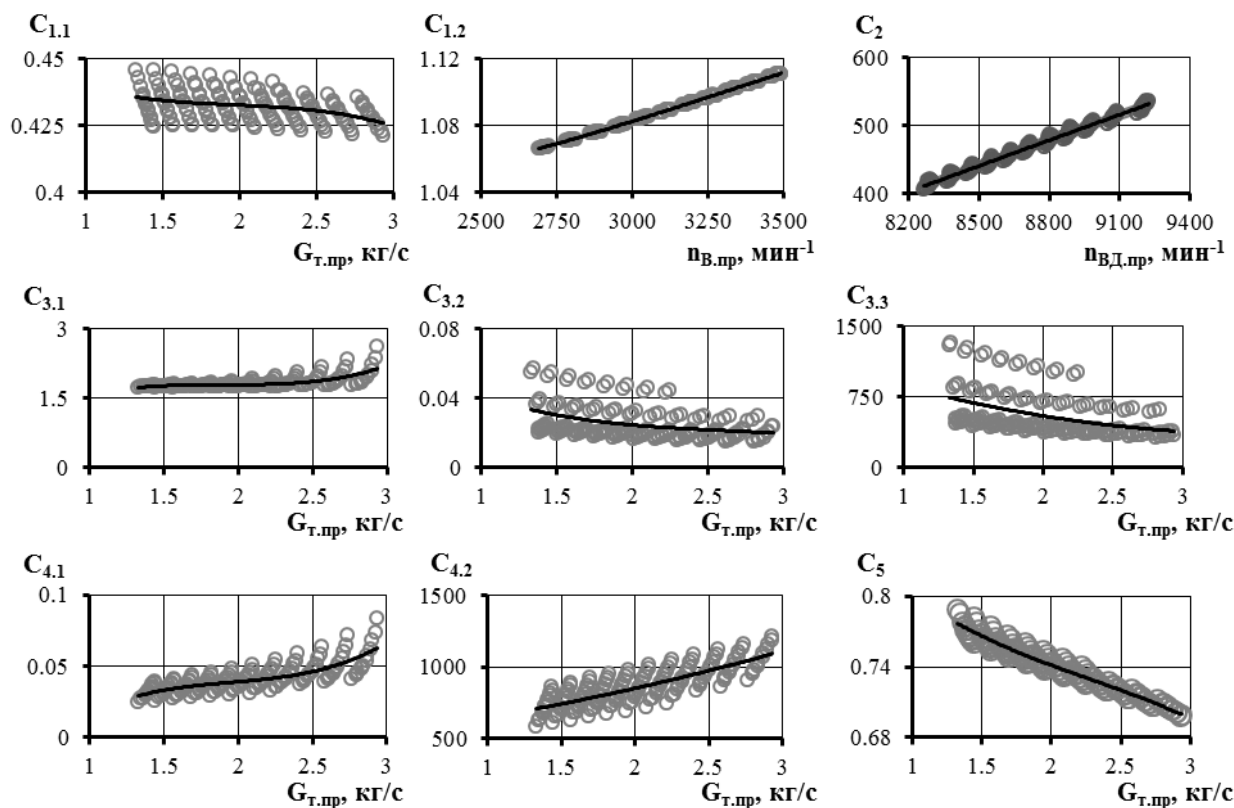
Следующим этапом стала проверка моделей температур на значениях, соответствующих исправному состоянию двигателя, а также различным неисправным состояниям, связанным с изменением характеристик (деградацией) узлов проточной части. Деградации задавались с помощью изменения значений следующих характеристик [13]: для всех компрессоров и турбин – приведенного расхода ($\delta G_{в.пр}$, $\delta G_{ксд.пр}$, $\delta G_{квд.пр}$, $\delta G_{твд.пр}$, $\delta G_{тсд.пр}$, $\delta G_{тв.пр}$) и (или) КПД ($\delta \eta_{в}$, $\delta \eta_{вв}$, $\delta \eta_{ксд}$, $\delta \eta_{квд}$, $\delta \eta_{твд}$, $\delta \eta_{тсд}$, $\delta \eta_{тв}$); для сопел внутреннего и наружного контуров – коэффициента расхода ($\delta \mu_{св}$, $\delta \mu_{сн}$). Отклонения характеристик узлов составили от -1,7% до +2%.

Затем по восстановленным значениям $T_{к}^*$ для всех моделей температур и всех агрегатных состояний узлов были найдены температуры t и температурные напряжения σ_t в опасной точке диска компрессора высокого давления по методике, разработанной в [1].

Таблица 1

Погрешности коэффициентов моделей для исправного двигателя, %

	$C_{1.1}$	$C_{1.2}$	C_2	$C_{3.1}$	$C_{3.2}$	$C_{3.3}$	$C_{4.1}$	$C_{4.2}$	C_5	среднее для x_i
$n_{в.пр}$	1,02	0,02	0,98	3,13	29,33	31,91	13,14	8,95	0,77	9,92
$n_{сд.пр}$	1,01	0,12	0,97	3,19	28,84	30,71	12,86	8,57	0,66	9,66
$n_{вд.пр}$	18,30	0,11	0,69	23,93	30,31	30,87	13,33	8,96	0,74	14,14
$T_{Тсд.пр}$	1,02	0,13	1,01	3,03	29,01	30,59	12,76	8,53	0,62	9,63
$\pi_{к\zeta}^*$	1,02	0,09	0,90	3,15	29,12	31,12	12,92	8,68	0,67	9,74
$G_{т.пр}$	0,98	0,16	1,49	2,84	28,35	29,84	11,41	7,74	0,45	9,25
среднее для C_i	3,89	0,11	1,01	6,55	29,16	30,84	12,74	8,57	0,65	

Рис. 1. Модели коэффициентов C_i :

○ – расчетные точки группы А, полученные по термогазодинамической модели двигателя;
 — – результат аппроксимации коэффициентов (модель)

Окончательный анализ заключался в сравнении результатов моделирования $T_{\text{к}}^*$, а также термонапряженного состояния в опасной точке детали с данными, полученными по нелинейной поузловой термогазодинамической модели. Погрешности для каждого расчетного случая Средняя величина погрешностей определялась как

$$\Delta Y_{i \text{ ср}} = \frac{\sum_{j=1}^m |\Delta Y_{ij}|}{m}, \quad (23)$$

где

$$\Delta Y_i = (Y_{\text{мод.}i} - Y) / Y \cdot 100\%, \quad (24)$$

где Y – один из рассматриваемых параметров ($T_{\text{к}}^*$, t , σ_t), как результат работы с термогазодинамической моделью;

$Y_{\text{мод.}i}$ – соответствующий параметр, полученный по моделям (3), (7), (18), (22);

m – количество расчетных точек, соответствующее группе А или Б.

Погрешности определения температуры воздуха за компрессором и, как следствие, погрешности в расчетах термонапряженного состояния диска компрессора сведены в табл. 2.

Наилучшие результаты дает Модель 2 с аргументом $n_{\text{вд.пр}}$, обладающая наименьшим уровнем

как максимальных (+1,07% и -0,95%), так и средней ($\pm 0,42\%$) погрешностей $T_{\text{к}}^*$ для исправного двигателя. Альтернативной является Модель 5 с аргументом $G_{\text{т.пр}}$, которая по величине средней погрешности слабо отличается от Модели 2 для всех расчетных случаев.

Уровень данных погрешностей у базовой модели (22) отличается в большую сторону примерно вдвое.

Все предложенные модели показали хорошую робастность к изменению технического состояния двигателя, в отличие от базовой модели. Наибольшей устойчивостью к деградации узлов двигателя обладает Модель 1, для которой средняя погрешность по температуре за компрессором растет всего на 0,02%, тогда как для Модели 2 данный прирост составляет 0,08%.

Проведенный анализ подтверждает утверждение о необходимости повышения точности определения температуры воздуха на выходе из компрессора по заторможенным параметрам.

Так, для диска компрессора высокого давления ошибка определения температурных напряжений напрямую зависит от ошибки вычисления $T_{\text{к}}^*$, и увеличение последней приводит к трехкратному росту погрешности σ_t .

Таблица 2

Погрешности моделей для различных состояний двигателя, %

Исследуемый параметр	Вид погрешности	Базовая модель		Модель 1		Модель 2		Модель 5	
		Двигатель исправный	Двигатель с деградацией узлов	Двигатель исправный	Двигатель с деградацией узлов	Двигатель исправный	Двигатель с деградацией узлов	Двигатель исправный	Двигатель с деградацией узлов
$T^*_{квд}$	ΔY_{max}	2,29	3,39	1,41	1,84	1,07	1,86	1,54	2,15
	ΔY_{min}	-4,56	-5,49	-1,34	-1,76	-0,95	-1,76	-1,23	-1,90
	ΔY_{cp}	1,10	1,21	0,57	0,59	0,42	0,50	0,44	0,51
t	ΔY_{max}	2,30	3,40	2,17	2,93	1,40	2,60	1,98	3,06
	ΔY_{min}	-4,59	-5,53	-3,28	-4,11	-2,03	-3,51	-2,99	-4,17
	ΔY_{cp}	1,10	1,21	1,02	1,05	0,70	0,82	0,74	0,85
σ_t	ΔY_{max}	4,35	6,43	4,03	5,47	2,66	4,95	3,67	5,71
	ΔY_{min}	-6,88	-8,38	-4,91	-6,18	-3,04	-5,26	-4,46	-6,27
	ΔY_{cp}	1,91	2,13	1,73	1,80	1,22	1,44	1,24	1,45

Заключение

В данной работе представлен общий алгоритм для определения температуры воздуха на выходе из компрессора, основанный на использовании термогазодинамических соотношений между искомым параметром и измеряемыми параметрами проточной части. Предложено и проанализировано пять альтернативных моделей, каждая из них содержит коэффициенты, в состав которых входят неизменяемые параметры проточной части и характеристики узлов. Связь этих коэффициентов с режимом работы двигателя аппроксимирована полиномиальными функциями. В качестве аргументов этих функций могут быть использованы различные измеряемые параметры двигателя.

Для определения оптимальной структуры модели температуры и выбора наилучшего параметра-аргумента моделей коэффициентов были определены и проанализированы методические погрешности, а также робастность по отношению к изменению технического состояния двигателя.

Для получения исходной информации, необходимой для формирования моделей температуры и моделей коэффициентов, а также для их анализа, использована нелинейная поузловая термогазодинамическая модель двигателя.

Выявлено, что три из пяти предлагаемых моделей обладают вдвое большей точностью по отношению к базовой модели, а наилучшими оказались Модель 2 и Модель 5, имеющие наименьшие методические погрешности – 1,22% и 1,24% соответственно, и обладающие достаточно высокой устойчивостью к изменению характеристик узлов двигателя. Определено, что наилучшими параметрами аргументами стали: для Модели 2 – приведенная частота вращения ротора высокого давления; для Модели 5

– приведенный расход топлива.

Таким образом, Модели 2 и 5 могут быть рекомендованы к практическому применению. Окончательный выбор наилучшей модели следует сделать после анализа инструментальных погрешностей, на что могут быть направлены дальнейшие исследования.

Литература

1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05; защищена 17.09.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – X., 2006. – 240 с.
2. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Енифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
3. Kobayashi, T. Application of a bank of Kalman filters for aircraft engine fault diagnostics [Text] / T. Kobayashi, D.L. Simon // ASME Paper GT2003-38550, Atlanta, Georgia, USA, June 16-19, 2003. – 10 p.
4. Simon, D.L. Optimal tuner selection for Kalman filter-based aircraft engine performance estimation [Text] / D.L. Simon, S. Garg // ASME Paper GT2009-59684, Orlando, Florida, USA, June 8-12, 2009. – 13 p.
5. Dewallef, P. On-line performance monitoring and engine diagnostic using robust Kalman filtering techniques [Text] / P. Dewallef, O. Leonard // ASME Paper GT2003-38379, Atlanta, Georgia, USA, June 16-19, 2003. – 9 p.
6. Добрянский, Г.В. Динамика авиационных ГТД [Текст] / Г.В. Добрянский, Т.С. Мартыанова. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
7. Мельникова, Н.С. Методика определения неизменяемых параметров ГТД по комплексу косвенных измерений в эксплуатации и серийном производстве [Текст] / Н.С. Мельникова // Двигатель. – 2008. - № 6(60). – С. 16-17.

8. Bettocchi, R. Gas turbine health indices determination by using neural networks [Text]/ R. Bettocchi, P.R. Spina, G. Torella // ASME Paper GT-2002-30276, Amsterdam, The Netherlands, June 3-6, 2002. – 7 p.

9. Li, Y.G. A genetic algorithm approach to estimate performance status of gas turbines [Text]/ Y.G. Li // ASME Paper GT2008-50175, Berlin, Germany, June 9-13, 2008. – 10 p.

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

11. Кулагин, В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических

установок [Текст]: учеб. для вузов / В.В. Кулагин; Мин-во образования Рос. Федерации. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 2003. – 616 с.

12. Шимановская, Н.А. Формирование моделей температурного и напряженного состояния деталей для систем мониторинга выработки ресурсов двигателей многорежимных самолетов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03; защищена 17.10.08; утв. 28.04.09 / Шимановская Наталья Анатольевна. – Х., 2008. – 238 с.

13. Curnock, B. Steady-state test cases for engine deterioration: technical report [Text] / B. Curnock // OBIDICOTE Programme Work Package 4: Rolls Royce report, 2001. – 12 p. – Document No. DNS78608.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 17.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВИБІР МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ЗА КОМПРЕСОРОМ ПРИ МОНІТОРИНГІ ВИЧЕРПАННЯ РЕСУРСУ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ ТРЬОХВАЛЬНОГО ТРД

Є.В. Марценюк, С.В. Єпіфанов, Т.В. Кулік

Основним параметром граничних умов в системах моніторингу термонапруженого стану та вичерпання ресурсу критичних деталей гарячої частини двигуна є повна температура повітря на виході з компресору, яка в багатьох двигунів не вимірюється. Запропоновано визначати цю не вимірювану температуру, як функцію вимірюваних параметрів проточної частини, використовуючи термодинамічні співвідношення між ними. Виконано порівняння п'яти запропонованих моделей для визначення температури. Аргументами функцій, що входять до складу цих моделей є параметри, визначаючи режим роботи двигуна. Для вираховування невідомих коефіцієнтів цих функцій, а також для дослідження властивостей результуючих моделей температури з урахуванням впливу зміни характеристик вузлів двигуна та варіації робочих умов, використана нелінійна повузлова термогазодинамічна модель. Виконано взаємне порівняння моделей з використанням критерію сумарної похибки, вибрана найкраща модель.

Ключові слова: ресурс, модель, температура, термодинамічний, не вимірюваний параметр, робастність.

CHOOSING OPTIMAL MODEL OF TEMPERATURE AT COMPRESSOR DISCHARGE SIMULATING FOR MONITORING LIFETIME EXHAUSTION OF MAIN PARTS OF THREE-SPOOL TFE

E. V. Martsenyuk, S. V. Yepifanov, T. V. Kulik

Stagnation temperature at compressor discharge is the main component of boundary conditions applied for monitoring thermo-stressed state and lifetime exhaustion of main parts, present in “hot” engine part. The unmeasured temperature was suggested to be estimated by known measured parameters using thermodynamic correlations. Five models aimed to calculate the temperature were analyzed. All of them have mode parameter as an argument of the correlation. Calculating unknown coefficients in the correlations and analyzing properties of temperature models were carried out by non-linear unit-level thermodynamic model. Changes in units’ performances and operation conditions were taken into account for an analysis. Models were compared with each other to determine the best one. Total error criterion was applied to carry out the comparison.

Key words: lifetime exhaustion monitoring, temperature, thermodynamic model, unmeasured parameter, robustness.

Марценюк Евгений Викторович – ассистент каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ev_martsen@mail.ru.

Епифанов Сергей Валериевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: syepifanov@yandex.ru.

Кулик Тамара Васильевна – ст. науч. сотр., ПНИЛ диагностики авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.