

И. И. ПЕТУХОВ¹, Т. П. МИХАЙЛЕНКО¹, А. А. БРУНАК¹,
С. В. ЕПИФАНОВ¹, А. В. КОВАЛЁВ¹, О. В. ШЕВЧУК², В. В. ТИХОМИРОВ²

¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков*

² *ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

ОСОБЕННОСТИ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ В МАСЛЯНОЙ ПОЛОСТИ ОПОРЫ ГТД

Развитие газотурбинной техники сопровождается ростом температур, давлений и скорости воздушного потока в газовом тракте. Повышение параметров рабочего цикла газотурбинного двигателя усложняет задачи обеспечения допустимого температурного состояния деталей, требует совершенствования методов их расчета и проектирования. В полной мере это касается подшипниковых узлов, особенно работающих в горячей среде, и обуславливает интерес к исследованию термогидравлических процессов в полости опоры, определяющих температурное состояние элементов ротора. Необходимость наддува уплотнений приводит к наличию в масляной полости опоры маслотовоздушной смеси. Широкий диапазон режимных параметров, неоднородность течения, неравновесность фаз и их сепарация существенно усложняют математическое описание процессов в масляной полости, в том числе и при использовании CFD-моделирования. Поэтому значительное внимание уделяется экспериментальным исследованиям. Результаты экспериментов используются не только для верификации математических моделей, но и для получения обобщающих зависимостей. Наиболее часто в качестве искомой величины выступает коэффициент теплоотдачи в масляной полости опоры. В статье рассмотрены особенности теплообмена в пристенной зоне масляной полости опоры газотурбинного двигателя, связанные с наличием маслотовоздушного потока. Проанализированы подходы к экспериментальному определению коэффициента теплоотдачи и сформирована соответствующая система измерения локальных температур сред. Оценены значения погрешности определения значений коэффициентов теплоотдачи и степень влияния определяющих факторов. Определен вклад неоднородности температурного поля в стенках полости и неопределенности в значении температуры ядра потока. Показаны преимущества использования осредненного коэффициента теплоотдачи для инженерных расчетов и существенное влияние способа осреднения на его значение. Наиболее точно задачам таких расчетов отвечает осреднение по плотности теплового потока, при котором не меняется общий тепловой поток через стенки полости.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; масляная полость опоры; коэффициент теплоотдачи; экспериментальное исследование; погрешность; осредненные значения.

Введение

Развитие газотурбинной техники сопровождается ростом температур, давлений и скорости воздушного потока в газовом тракте. Это усложняет задачи обеспечения допустимого температурного состояния деталей, требует совершенствования методов их расчета и проектирования.

В полной мере это касается и подшипниковых узлов, особенно работающих в горячей среде. Необходимость наддува уплотнений предопределяет наличие в полости опоры маслотовоздушной смеси. Неоднородность течения, неравновесность фаз и их сепарация во вращающемся потоке существенно усложняют математическое описание процессов в полости, в том числе и при использовании CFD-моделирования [1 - 5]. Поэтому значительное

внимание уделяется экспериментальным исследованиям.

Результаты экспериментов используются не только для верификации математических моделей, но и для получения обобщающих зависимостей [6 - 8]. Наиболее часто в качестве искомой величины выступает коэффициент теплоотдачи в масляной полости опоры – внутренний коэффициент теплоотдачи (КТОВ) h_{ci} , определяемый на основе соотношения Ньютона-Рихмана [9]

$$h_{ci} = \frac{q_w}{(T_{nw} - T_{wi})}, \quad (1)$$

где T_{nw} – температура вблизи стенки; T_{wi} – температура внутренней поверхности стенки; q_w – плотность теплового потока на ней.

Плотность теплового потока определяют градиентным методом по разности измеренных на стенке температур. Для однородной цилиндрической стенки плотность теплового потока изменяется по радиусу, и на ее внутренней поверхности определяется соотношением [9]

$$q_{wi} = \frac{2k_w \cdot (T_{wi} - T_{we})}{d_i \ln \frac{d_e}{d_i}}, \quad (2)$$

где k_w – коэффициент теплопроводности материала стенки; T_{we} – температура наружной поверхности стенки; d_e , d_i – наружный и внутренний диаметр цилиндрической стенки, соответственно.

При обобщении экспериментальных данных используют осредненный по поверхности A_{chm} стенки КТОВ, вычисляемый обычно как

$$\tilde{h}_{ci} = \frac{1}{A_{chm}} \int_0^{A_{chm}} h_{ci} \cdot dA. \quad (3)$$

Такой подход для двухфазной среды изначально содержит неопределенность в выборе температуры вблизи стенки (ядра потока). В ядре потока сплошной фазой является воздух, а в пристеночной области – масло. Кроме того, конвективный перенос теплоты из ядра потока практически полностью определяется осаждением капель в масляную пленку на стенке.

Существенная неоднородность теплового потока на внутренней стенке также вносит свои особенности при определении градиента температуры и средней плотности теплового потока.

Целью данной работы является конкретизация методики экспериментального определения внутреннего коэффициента теплоотдачи, анализ погрешностей при расчете локальных и осредненных его значений по опытным данным.

1. Постановка задач

Неточность в расчете локального коэффициента теплоотдачи зависит не только от погрешности прямых измерений температуры, но и от способа измерения или определения температуры ядра потока. Определенный вклад в погрешность вносит и метод измерения локальных температур стенки при определении градиента температуры. Чтобы не искажать форму стенки, термопары располагают в теле стенки на некотором удалении от ее поверхности. Этот фактор дает дополнительные составляющие в погрешности температур наружной и внутренней стенки и должен обязательно учитываться.

В инженерных расчетах для определения инте-

грального теплового потока через стенки полости используется осредненный коэффициент теплоотдачи. В силу значительной неоднородности температурного поля существенное влияние на результат оказывает способ осреднения. Кроме анализа различных способов, необходимо рассмотреть и инструментальную составляющую погрешности определения осредненных параметров.

Таким образом, задачами данного исследования являются анализ погрешностей определения локальных и средних значений коэффициентов теплоотдачи в масляной полости опоры по экспериментальным данным, а также сравнительный анализ возможных методов осреднения.

2. Методика определения локальных параметров и их погрешности

2.1. Основные системы стенда и измеряемые параметры

Стенд для экспериментального исследования термогидравлических процессов в масляной полости опоры кроме систем, позволяющих моделировать режимы работы в составе ГТД, должен обеспечить определенную разность наружной и внутренней температур. При прочих равных условиях, с ее ростом погрешность определения плотности теплового потока и КТОВ снижаются. В условиях ограничения температуры масла и значительного тепловыделения подшипника целесообразно реализовать эту разность за счет внешнего охлаждения стенки полости. При этом погрешность термопар, используемых для измерения температур, входящих в соотношения для определения плотности теплового потока и КТОВ, должна быть сведена к минимуму.

При проведении экспериментальных исследований также необходимо с высокой точностью измерять параметры, характеризующие режим работы, а именно: частоту вращения вала, расходы и температуры масла, подающегося для смазки и охлаждения подшипника, и воздуха – для уплотнения масляной полости, давления и др.

В состав стенда также должны входить системы, гарантирующие надежную эксплуатацию и поддержание режимов работы на заданном уровне.

2.2. Определение локальных параметров по результатам измерений

Технология установки термопар не позволяет разместить их непосредственно на поверхностях стенки (рис. 1), что вносит дополнительные особенности в соотношения для расчета локального КТОВ и плотности теплового потока.

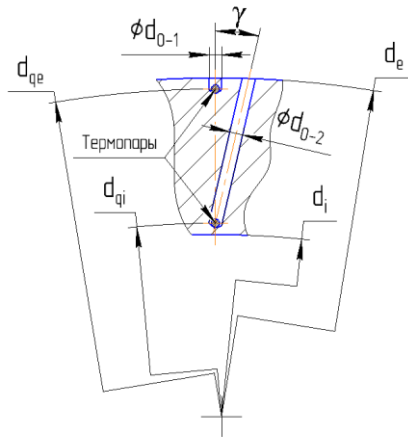


Рис. 1. Установка термодпар в стенке масляной полости

С учетом места замера температур t_{qi} и t_{qe} для определения плотности теплового потока, расположенных на диаметрах d_{qi} и d_{qe} (рис. 2), локальный КТОВ в полости определяется соотношением

$$h_{ci} = \frac{2k_w}{d_i \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \frac{(T_{qi} - T_{qe})}{(T_{nw} - T_{wi})}, \quad (4)$$

а плотность теплового потока на внутренней поверхности стенки – формулой

$$q_{wi} = \frac{2k_w \cdot (T_{qi} - T_{qe})}{d_i \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}}. \quad (5)$$

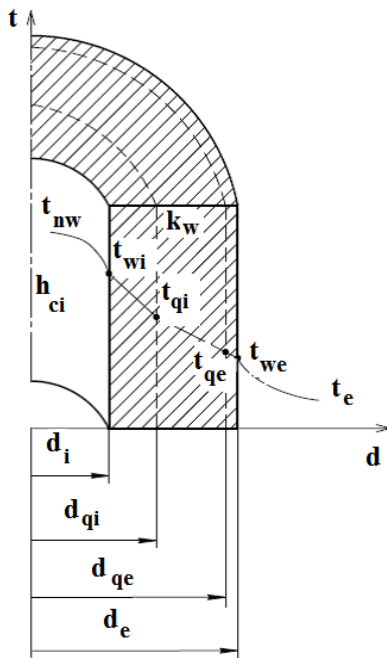


Рис. 2. Координаты характерных температур

При этом значения температуры на внутренней и наружной поверхностях стенки вычисляются с учетом измеренных температур t_{qi} и t_{qe} по соотношениям

$$T_{wi} = T_{qi} + \frac{T_{qi} - T_{qe}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \ln \frac{d_{qi}}{d_i}, \quad (6)$$

$$T_{we} = T_{qe} - \frac{T_{qi} - T_{qe}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \ln \frac{d_e}{d_{qe}}. \quad (7)$$

2.3. Погрешность экспериментального определения плотности теплового потока и КТОВ

Локальные значения КТОВ (4) и плотности теплового потока (5) определяются по результатам прямого измерения нескольких параметров. Поэтому для расчета их погрешности может использоваться соотношение [10]

$$\Delta f = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \Delta x_j \right)^2}, \quad (8)$$

где каждое слагаемое отвечает предельной погрешности Δx_j соответствующего прямого измерения, а составляющие погрешности – независимые и имеют однотипный закон распределения. При расчете относительной погрешности из (8) следует формула

$$\delta f = \Delta f / f = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial \ln f}{\partial x_j} \Delta x_j \right)^2}. \quad (9)$$

Использование формулы (9) для плотности теплового потока (5) дает следующее соотношение для расчета ее относительной погрешности:

$$\delta q_{wi} = \sqrt{\left[\frac{\Delta k_w}{k_w} \right]^2 + \left[\frac{\Delta d_i}{d_i} \right]^2 + \left[\frac{\Delta d_{qi}}{d_{qi} \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right]^2 + \left[\frac{\Delta d_{qe}}{d_{qe} \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right]^2 + \left[\frac{\Delta T_{qi}}{(T_{qi} - T_{qe})} \right]^2 + \left[\frac{\Delta T_{qe}}{(T_{qi} - T_{qe})} \right]^2}. \quad (10)$$

Аналогічно из (9), (4) и (6) следует соотношение для расчета относительной погрешности КТОВ:

$$\delta h_{ci} = \left[\left(\frac{\Delta k_w}{k_w} \right)^2 + \left[\frac{\Delta d_i}{d_i} \left(1 - \frac{(T_{qi} - T_{qe})}{(T_{nw} - T_{wi}) \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right) \right]^2 \right] + \left[\frac{\Delta d_{qi}}{d_{qi} \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \left[1 - \frac{T_{qi} - T_{qe}}{(T_{nw} - T_{wi})} \left(1 + \frac{\ln \frac{d_{qi}}{d_i}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right) \right] \right]^2 + \left[\frac{\Delta d_{qe}}{d_{qe} \ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \left[1 - \frac{T_{qi} - T_{qe}}{(T_{nw} - T_{wi})} \left(\frac{\ln \frac{d_{qi}}{d_i}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right) \right] \right]^2 + \left[\frac{\Delta T_{qi}}{(T_{qi} - T_{qe})} + \frac{\Delta T_{qi}}{(T_{nw} - T_{wi})} \left(1 + \frac{\ln \frac{d_{qi}}{d_i}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right) \right]^2 + \left[\frac{\Delta T_{qe}}{(T_{qi} - T_{qe})} + \frac{\Delta T_{qe}}{(T_{nw} - T_{wi})} \left(\frac{\ln \frac{d_{qi}}{d_i}}{\ln \frac{d_{qe}}{d_{qi}}} \right) \right]^2 + \left[\frac{\Delta T_{nw}}{(T_{nw} - T_{wi})} \right]^2. \quad (11)$$

В соотношениях (10) и (11) Δk_w , Δd_i , Δd_{qi} , Δd_{qe} , ΔT_{qi} , ΔT_{qe} , ΔT_{nw} – погрешности определения коэффициента теплопроводности, внутреннего диаметра, координат базирования термодатчиков в стенке, температур T_{qi} , T_{qe} , T_{nw} , соответственно.

Для КТОВ, в отличие от (10), погрешность базирования термодатчиков относительно поверхности стенки присутствует и в слагаемых, определяющих вклад погрешностей температур.

3. Методика определения осредненных параметров

Классический прием осреднения (3) применим для любых параметров. В то же время, вводя осредненные величины, следует учитывать, что в инженерной практике они используются, как правило, в интегральных моделях рабочего процесса элементов системы при описании ее характеристик. В этом смысле способ (3) вычисления осредненного по поверхности стенки КТОВ не является однозначным.

При тепловом расчете опоры в составе масло-системы основной задачей является определение суммарного теплового потока Q_w через стенки мас-

ляной полости. Это, в свою очередь, позволяет определить среднюю удельную энтальпию масло-воздушной смеси на выходе

$$h_{m \text{ out}} = h_{m \text{ in}} - Q_w / (\dot{m}_l + \dot{m}_a), \quad (12)$$

где удельная энтальпия масло-воздушной смеси на входе определяется соотношением

$$h_{m \text{ in}} = h_{l \text{ in}} Y_\ell + h_{a \text{ in}} (1 - Y_\ell) + \frac{Q_{br}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_a)}. \quad (13)$$

В этих соотношениях \dot{m}_l, \dot{m}_a – суммарный расход через полость масла и воздуха, соответственно; $h_{l \text{ in}}, h_{a \text{ in}}$ – их энтальпия перед подачей в полость; Y_ℓ – массовая доля масла; Q_{br} – тепловыделение подшипника [11].

$$Y_\ell = \dot{m}_l / (\dot{m}_l + \dot{m}_a). \quad (14)$$

Энтальпия (13) с учетом температурной зависимости свойств масла и воздуха определяет среднюю немассовую температуру смеси на входе, которая ассоциируется с температурой ядра потока в уравнении Ньютона-Рихмана (1).

Для достоверного определения теплового потока Q_w наиболее подходит осредненная по поверхности стенки плотность теплового потока

$$\tilde{q}_w = \frac{1}{A_{chm}} \int_0^{A_{chm}} q_w \cdot dA, \quad (15)$$

так, что

$$Q_w = A_{chm} \cdot \tilde{q}_w. \quad (16)$$

При использовании осредненного КТОВ (3) для достоверного определения теплового потока Q_w должен быть определен средний температурный напор

$$\Delta \tilde{T}_i = (T_{nw} - T_{wi})_{av}, \quad (17)$$

при котором

$$\tilde{q}_w = \tilde{h}_{ci} \cdot \Delta \tilde{T}_i. \quad (18)$$

Использование традиционного подхода типа (3) для вычисления среднего температурного напора даст другое значение теплового потока.

В связи с этим при определении по опытным данным среднего коэффициента теплоотдачи следует рассмотреть и альтернативный вариант, когда

$$\tilde{h}_{ci}^{(2)} = \tilde{q}_w / (T_{nw} - \tilde{T}_{wi}). \quad (19)$$

Здесь средняя температура внутренней поверхности стенки определяется аналогично (3).

В качестве температуры ядра потока при осреднении коэффициента теплоотдачи наряду с замеренными значениями следует использовать и среднемассовую начальную температуру смеси, определяемую энтальпией (13).

4. Расчет параметров и их погрешностей по результатам измерений

4.1. Локальные параметры и их погрешности

Рассмотрим применение описанной выше методики на примере модельной полости опоры, имеющей внутренний диаметр 250 мм, толщину стенки 20 мм, длину 200 мм. Для измерения температур T_{qi} и T_{qe} используются термопары, установленные на глубину 18 мм и 2 мм относительно наружной поверхности стенки, соответственно. Указанные термопары размещаются в двух сечениях по оси полости на расстоянии 50 мм от края с шагом 100 мм и четырех угловых сечениях с координатами 15, 135, 195, 315°. Также в полости установлена термопара для измерения температуры T_{nw} . Погрешность измерения термопар 1 °С. Погрешность определения координат базирования термопар в стенке и внутреннего диаметра составляет 0,5 мм. Результаты измерений температур представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты измерений

№	Осевая координата, мм	Угловая координата, град.	T_{nw} , °С	T_{qi} , °С	T_{qe} , °С
1	50	15	120	87,7	76,1
2		135	120	89,6	76,9
3		195	120	85,5	73,5
4		315	120	92,7	81,3
5	150	15	120	89,0	76,6
6		135	120	91,1	78,2
7		195	120	86,2	74,3
8		315	120	94,1	82,5

Определение плотности теплового потока, локальных КТОВ, температур внутренней и наружной поверхностей стенки проводится по соотношениям (4) – (7). Результаты расчета локальных параметров представлены в таблице 2.

Погрешность определения локального коэффициента теплоотдачи приведена в таблице 3. Абсолютная погрешность КТОВ $\Delta h_{ci j}$ определяется умножением относительной погрешности (11) на значение самого коэффициента. В таблице 3 также приводится относительная погрешность $\delta h_{ci j}^*$, рассчитанная при условии, что градиент температур

определяется по температурам T_{wi} и T_{qe} , измеренным на соответствующих поверхностях стенки.

Таблица 2

Результаты расчета локальных параметров

№	T_{wi} , °С	T_{we} , °С	q_{wi} , Вт/м ²	h_{ci} , Вт/(м ² К)
1	89,2	74,8	19370	628,9
2	91,3	75,4	21401	745,7
3	87,1	72,1	20157	612,7
4	94,2	80,0	19143	742,0
5	90,6	75,2	20724	704,9
6	92,8	76,7	21683	797,2
7	87,8	72,9	20029	622,0
8	95,6	81,2	19423	796,0

Таблица 3

Погрешность определения локальных КТОВ

№	$\delta h_{ci j}$, %	$\Delta h_{ci j}$, Вт/(м ² К)	$\delta h_{ci j}^*$, %
1	15,8	99,1	12,9
2	14,9	111,3	12,2
3	15,0	92,2	12,3
4	16,7	123,7	13,7
5	15,2	107,0	12,4
6	15,0	119,8	12,3
7	15,2	94,6	12,4
8	16,8	133,5	13,8

4.2. Осредненные параметры и их погрешности

Процедура осреднения (3) связана с интегрированием непрерывной функции двух аргументов по поверхности. Сначала определяется интеграл по одной переменной (внутренней), затем от полученной функции по другой. Последовательность интегрирования на результат не влияет. В эксперименте локальные параметры определяются дискретно, и этот принцип вычислений реализуется путем замены интегрирования на соответствующее суммирование.

Детально рассмотрим такую методику на примере коэффициента теплоотдачи, используя в качестве внутренней переменной координату вдоль окружности. Для осреднения коэффициента теплоотдачи разделим окружность (по которой расположены термопары) на дуги, к центру которых будет отнесено значение соответствующего локального коэффициента теплоотдачи. Тогда средний по окружности коэффициент теплоотдачи в поперечном сечении с осевой координатой k будет равен

$$\tilde{h}_{ci k} = \frac{\sum h_{cij} \cdot \Delta \Omega_j}{360}, \quad (20)$$

где $h_{ci j}$ – локальный внутренний коэффициент теп-

лоотдачи на j -ом угле от вертикального сечения; $\Delta\Omega_j$ – центральный угол, соответствующий данному локальному измерению температуры.

Далее рассчитываем КТОВ, осредненный по всей поверхности полости, по формуле

$$\tilde{h}_{ci} = \frac{\sum \tilde{h}_{ci k} \cdot \Delta l_k}{L}. \quad (21)$$

В качестве переменной выступает осевая координата, а в качестве функции – внутренний коэффициент теплоотдачи $\tilde{h}_{ci k}$, осредненный по окружности поперечного сечения с осевой координатой k . Здесь Δl_k – длина участка, примыкающего к этому сечению; L – длина полости опоры. Аналогичная методика осреднения используется и для других экспериментальных параметров.

Общее соотношение (8) остается справедливым и при расчете погрешностей осредненных параметров. Независимыми составляющими погрешности выступают слагаемые соответствующей суммы. При осреднении по окружности (20) это погрешность локального параметра, умноженная на коэффициент, отвечающий доле окружности, приходящейся на этот локальный параметр.

Например, абсолютная погрешность осредненного по окружности внутреннего коэффициента теплоотдачи (20) определяется соотношением

$$\Delta \tilde{h}_{ci k} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta h_{ci j} \cdot \Delta \Omega_j)^2}{360^2}}. \quad (22)$$

Аналогично рассчитывается погрешность при осреднении по длине:

$$\Delta \tilde{h}_{ci} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta \tilde{h}_{ci k} \cdot \Delta l_k)^2}{L^2}}. \quad (23)$$

Заметим, что полученная абсолютная погрешность осредненного параметра меньше максимальной погрешности локального параметра.

Для расчета относительной погрешности осредненного параметра абсолютную погрешность следует разделить на его значение. Например, для осредненного КТОВ получим

$$\tilde{\delta h}_{ci} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta \tilde{h}_{ci k} \cdot \Delta l_k)^2}{\sum (\tilde{h}_{ci k} \cdot \Delta l_k)^2}}. \quad (24)$$

Результаты расчета коэффициента теплоотдачи, осредненного по всей поверхности полости, и его погрешности представлены в таблице 4.

В таблице 5 представлены результаты расчета среднего коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по соотношению (19).

Таблица 4

Результаты расчета локальных параметров

№	$\tilde{h}_{ci k}$, Вт/м ² /К	\tilde{h}_{ci} , Вт/м ² /К	$\Delta \tilde{h}_{ci k}$, Вт/м ² /К	$\Delta \tilde{h}_{ci}$, Вт/м ² /К	$\tilde{\delta h}_{ci}$, Вт/м ² /К
1	702,8	727,5	59,9	43,9	8,5
2					
3					
4					
5	752,2		64,3		
6					
7					
8					

Таблица 5

Результаты расчета локальных параметров

№	$\tilde{q}_{wi k}$, Вт/м ²	\tilde{q}_{wi} , Вт/м ²	$\tilde{T}_{wi k}$, °С	\tilde{T}_{wi} , °С	$\tilde{h}_{ci}^{(2)}$, Вт/м ² /К
1	20102,4	20298,2	91,2	91,9	721,7
2					
3					
4					
5	20494,1		92,5		
6					
7					
8					

Заключение

Эксплуатационная безопасность ГТД непосредственно связана с надежностью работы подшипникового узла. Это, а также повышение параметров рабочего цикла, предопределило интерес к исследованию термогидравлических процессов в полости опоры, определяющих температурное состояние ротора. Широкий диапазон режимных параметров, неоднородность течения, неравновесность фаз и их сепарация существенно усложняют математическое описание процессов в полости. Поэтому значительное внимание уделяется также экспериментальным исследованиям.

Наиболее часто в качестве искомой величины выступает внутренний коэффициент теплоотдачи (КТОВ), формально определяемый на основе соотношения Ньютона-Рихмана. Такой подход для двухфазной среды изначально содержит неопределенность в выборе температуры ядра потока. Представляет интерес использование начальной средне-массовой температуры смеси, учитывающей и тепловыделение подшипника.

Сохраняет свое влияние и неточность, связанная с погрешностями измерений. Для определения плотности теплового потока вполне подходит метод градиента температур в стенке. Наибольший вклад в погрешность КТОВ вносят погрешности термомпар. В то же время оказывает влияние и способ их установки. Технологически необходимое заглубление

рабочего сая относительно поверхности стенки увеличивает погрешность на 15...20 % (относительных) по сравнению с установкой термомпар непосредственно на поверхности стенки.

Использование в инженерных расчетах осредненного КТОВ связано, главным образом, с задачей определение суммарного теплового потока через стенки масляной полости опоры. В силу неоднородности КТОВ по поверхности существенное влияние на результат оказывает способ осреднения. Для рассмотренного примера осредненный КТОВ, при котором сохраняется экспериментальное значение суммарного теплового потока, примерно на 1% ниже, чем при классическом осреднении. Для других распределений эти различия могут быть и больше.

Наиболее точно задаче определения суммарного теплового потока через стенки масляной полости опоры отвечает осреднение КТОВ по плотности теплового потока. При этом независимо от способа осреднения, инструментальная составляющая погрешности осредненных параметров меньше максимальной погрешности локального параметра.

Литература

1. Дуаиссия Омар Хадж Аисса. Особенности теплообмена в камере подшипника газотурбинного двигателя [Текст] / Дуаиссия Омар Хадж Аисса, Т. П. Михайленко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6 (150). – С. 19-20.
2. CFD modeling of multiphase flows in the gas-turbine engines oil cavities [Text] / Douaissia Omar Hadj Aissa, O. Lysytsia, T. Mykhailenko et al // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2020. – Vol. 2/5 (104). – P. 12-20.
3. Wolfram, K. Influences on the Oil Split Between the Offtakes of an Aero-Engine Bearing Chamber [Text] / K. Wolfram, K. Dullenkopf, H. J. Bauer // *ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. – 2012. – Vol. 4. – P. 1-9.
4. Adeniyi, A. A. Computational study of a customised shallow-sump aero-engine bearing chamber with inserts to improve oil residence volume [Text] / A. A. Adeniyi, B. Chandra, K. Simmons // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, Charlotte, NC, USA, June 2017, GT2017-64410*. – P. 1-10.
5. Kakimpa, B. The numerical simulation of multi-scale oil films using coupled VOF and Eulerian thin-film models [Text] / B. Kakimpa, H. P. Morvan, S. Hibberd // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, June 2016, GT2016-56747*. – P. 1-10.
6. Busam, S. Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry [Text] / S. Busam, A. Glahn, S. Wittig // *J. Eng. Gas Turbines Power*. – 2000. – No. 122 (2). – P. 314-320.
7. Glahn, A. Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers [Text] / A. Glahn, S. Busam, S. Wittig // *International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, 2-5 June 1997, Colorado, Florida, 1997*. – P. 1-9.
8. Zhenxia, Liu. The numerical simulation and experimental study on aero-engine bearing cavity wall heat transfer [Text] / Liu Zhenxia, Zhang Fei // *ISABE Conference 2017, Manchester, UK, September 3-8 2017*. – Manchester, 2017. – P. 88-94.
9. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] : учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1981. – 488 с.
10. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент [Текст] : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М. : Энергоиздат, 1982. – 512 с.
11. Демидович, В. М. Исследование теплового режима подшипников ГТД [Текст] / В. М. Демидович. – М. : Машиностроение, 1978. – 171 с.

References

1. Douaissia Omar Hadj Aissa, Mykhailenko T. P. *Osobennosti teploobmena v kamere podshipnika gazoturbinnogo dvigatelja* [Features of heat transfer in the bearing chamber of a gas turbine engine]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija – Aerospace technic and technology*, 2018, no. 6 (150), pp. 19-20.
2. Douaissia Omar Hadj Aissa, Lysytsia, O., Mykhailenko, T., Petukhov, I. CFD modeling of multiphase flows in the gas-turbine engines oil cavities. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020, vol. 2/5 (104), pp. 12-20.
3. Wolfram, K., Dullenkopf, K., Bauer, H. J. Influences on the Oil Split Between the Offtakes of an Aero-Engine Bearing Chamber. *ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2012, vol. 4, pp. 1-9.
4. Adeniyi, A. A., Chandra, B., Simmons, K. Computational study of a customised shallow-sump aero-engine bearing chamber with inserts to improve oil residence volume. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, Charlotte, NC, USA, June 2017, GT2017-64410*, pp. 1-10.
5. Kakimpa, B., Morvan, H. P. and Hibberd, S. The numerical simulation of multi-scale oil films using coupled VOF and Eulerian thin-film models. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea, June 2016, GT2016-56747*, pp. 1-10.
6. Busam, S., Glahn, A., Wittig, S. Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2000, no. 122 (2), pp. 314-320.
7. Glahn, A., Busam, S., Wittig, S. Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers. *International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, 2-5 June 1997, Colorado, Florida, 1997*, pp. 1-9.

8. Zhenxia, Liu, Fei, Zhang. The numerical simulation and experimental study on aero-engine bearing cavity wall heat transfer. *ISABE Conference 2017*, Manchester, UK, September 3-8 2017, pp. 88-94.

9. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. *Teploperedacha. Uchebnik dlya vuzov* [Heat transfer. Textbook for high schools]. Moscow, Energy Publ., 1981. 488 p.

10. Grigor'ev, V. A., Zorin, V. M. *Teplo- i mas-soobmen. Teplotekhnicheskij jeksperiment. Spravochnik* [Heat and mass transfer. Heat engineering experiment]. Moscow, Jenergoizdat Publ., 1982. 512 p.

11. Demidovich, V. M. *Issledovanie teplovogo rezhima podshipnikov GTD* [Investigation of thermal regime of gas turbine engine bearing]. Moscow, Mashinostroenie – Mechanical engineering Publ., 1978. 171 p.

Поступила в редакцію 01.07.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

ОСОБЛИВОСТІ ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ В МАСЛЯНІЙ ПОРОЖНИНІ ОПОРИ ГТД

*I. I. Петухов, Т. П. Михайленко, А. О. Брунак, С. В. Єпіфанов,
А. В. Ковальов, О. В. Шевчук, В. В. Тихомиров*

Розвиток газотурбінної техніки супроводжується зростанням температур, тисків і швидкості повітряного потоку в газовому тракті. Підвищення параметрів робочого циклу газотурбінного двигуна ускладнює завдання забезпечення допустимого температурного стану деталей, потребує вдосконалення методів їх розрахунку і проектування. Повною мірою це стосується підшипникових вузлів, особливо працюючих в гарячому середовищі, і обумовлює інтерес до дослідження термогідрравлічних процесів в порожнині опори, що визначають температурний стан елементів ротора. Необхідність наддуву ущільнень призводить до наявності в масляній порожнині опори маслоповітряної суміші. Широкий діапазон режимних параметрів, неоднорідність перебігу, нерівноважність фаз і їх сепарація істотно ускладнюють математичний опис процесів в масляній порожнині, в тому числі і при використанні CFD-моделювання. Тому значна увага приділяється експериментальним дослідженням. Результати експериментів використовуються не тільки для верифікації математичних моделей, а й для отримання узагальнюючих залежностей. Найбільш часто в якості шуканої величини виступає коефіцієнт тепловіддачі в масляній порожнині опори. У статті розглянуті особливості теплообміну в пристінній зоні масляної порожнині газотурбінного двигуна, що пов'язані з наявністю маслоповітряного потоку. Проаналізовані підходи до експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі і сформована відповідна система вимірювання локальних температур середовищ. Оцінені значення похибки експериментального коефіцієнта тепловіддачі і ступінь впливу визначальних факторів. Визначений внесок неоднорідності температурного поля в стінках порожнині і невизначеності в значенні температури ядра потоку. Показані переваги використання усередненого коефіцієнта тепловіддачі для інженерних розрахунків та істотний вплив способу усереднення на його значення. Найбільш точно задачам таких розрахунків відповідає усереднення по щільності теплового потоку, при якому не змінюється загальний тепловий потік через стінки масляної порожнини.

Ключові слова: газотурбінний двигун; масляна порожнина опори; коефіцієнт тепловіддачі; експериментальне дослідження; похибка; усереднені значення.

PECULIARITIES OF EXPERIMENTAL DATA PROCESSING IN DETERMINING THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN THE BEARING CHAMBER OF GTE

*I. Petukhov, T. Mykhailenko, A. Brunak, S. Yepifanov,
A. Kovalov, O. Shevchuk, V. Tykhomirov*

The development of gas turbine technology is accompanied by an increase in temperatures, pressures, and air-flow velocity in the gas path. Increasing operating cycle parameters for gas turbine engine complicates the tasks of ensuring the permissible temperature state of engine parts, requires improving the methods of their calculation and design. This fact fully applies bearing assemblies, especially those operating in a hot environment, and causes interest in the study of thermohydraulic processes in the bearing chamber, which determines the temperature state of the rotor parts. The necessity of pressurizing the seals leads to the presence of the oil-air mixture in the bearing chamber. A wide range of operating parameters, flow inhomogeneity, phase disequilibrium, and phase separation significantly complicate the mathematical description of processes in the bearing chamber, including the use of CFD-modeling. Therefore, considerable attention is paid to experimental research. The experimental results are used not only to verify mathematical models but also to obtain generalizing dependencies. Most often, the desired value is the heat transfer coefficient in the oil cavity of the support. The article deals with the heat transfer features in the near-

wall zone of the gas-turbine engine bearing chamber which were associated with the presence of oil-air flow. Also, approaches to the experimental determination of the heat transfer coefficient were analyzed and an appropriate system for measuring the local temperatures of the media was formed. The values of the error of the experimental heat transfer coefficient and the degree of influence of the determining factors were estimated. The contribution of the non-uniformity of the temperature field in the walls of the chamber and the uncertainty in the value of the temperature of the flow core was determined. The advantages of using the averaged heat transfer coefficient for engineering calculations and the significant influence of the averaging method on its value were also shown. Averaging over the heat flux density corresponds most accurately to the tasks of such calculations, at which the total heat flux through the chamber walls does not change.

Keywords: gas turbine engine; bearing chamber; heat transfer coefficient; experimental study; error; average values.

Петухов Илья Иванович – канд. техн. наук, доц. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Михайленко Тарас Петрович – канд. техн. наук, доц. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Брунак Андрей Александрович – асс. каф. конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Епифанов Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Ковалёв Артём Викторович – асп. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Шевчук Олег Владимирович – вед. инж. отд. турбин ГП ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А. Г. Ивченко, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Тихомиров Василий Викторович – нач. отд. турбин ГП ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А. Г. Ивченко, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Ilya Petukhov – Candidate of Technical Science, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: ilya2950@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-0645-7912, Scopus Author ID: 7004003523.

Taras Mykhailenko – Candidate of Technical Science, Associate Professor of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: t.mykhailenko@khai.edu, ORCID Author ID: 0000-0003-4708-673X.

Andrii Brunak – assistant professor of Aircraft Engine Design Department, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: a.brunak@khai.edu, ORCID Author ID: 0000-0002-7744-7172.

Sergiy Yepifanov – Doctor of Technical Science, Professor, Chief of Aircraft Engine Design Department, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: s.yepifanov@khai.edu, ORCID Author ID: 0000-0003-0533-9524.

Artem Kovalov – PhD Student of Aerospace Thermal Engineering Dept., National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: kovalev205khai@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-9493-9769.

Oleg Shevchuk – Leading engineer of Turbine Department, Zaporozhye Machine-Building Design Bureau Progress State Enterprise Named After Academician A. G. Ivchenko, Ukraine, e-mail: shevleg1984@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-1837-6287.

Vasyl Tikhomirov – Head of Oil Systems Department, Zaporozhye Machine-Building Design Bureau Progress State Enterprise Named After Academician A. G. Ivchenko, Ukraine, e-mail: tykhonyavt@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-1599-6309.