

УДК 621.432

doi 10.54708/19926502_2024_2841063

Анализ методик расчёта прокачки масла через опоры проектируемой газотурбинной установки малой мощности

Е.П. Филинов^а, Я.А. Остапюк^б, Д.В. Пестов^в

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»
ПАО «ОДК – Кузнецов», г. Самара, Россия

Аннотация. В статье представлен анализ методик расчёта прокачки масла через опоры газотурбинных установок малой мощности погрешностей при их применении. Этот анализ включает рассмотрение методик ЦИАМ, ПАО «ОДК – Кузнецов», ГП «Ивченко – Прогресс», методики В.М. Демидовича и И.А. Биргера, которая основывается на многочисленных опытах и эмпирических зависимостях, что существенно усложняет расчёт и сужает области конкретного их применения. Весьма важное значение при расчёте тепловыделения в опорных узлах ротора и определения потребностей прокачки масла имеют погрешности определения данных параметров. Для оценки влияния погрешностей на расчётные параметры в статье представлен расчёт предельных погрешностей при определении прокачки масла.

Ключевые слова: газотурбинная установка, прокачка масла, подшипник, погрешность.

^аfilinov.evg@gmail.com, ^бostapyuk.tdla@ssau.ru, ^вdenispestov@list.ru

Введение

Надёжная работа узлов трения в большой степени зависит от способа подвода к ним масла и его количества. Основное количество масла, подводимое к узлу трения, используется в качестве хладагента. Таким образом, основным критерием назначения требуемого количества масла к узлу трения является его тепловой режим. При проектировании масляных систем для обеспечения устойчивой подачи чистого масла под давлением в подшипники после очистки от механических примесей, при нормальном тепловом режиме подшипников опор и всех трущихся поверхностей, стабильного выделения из масла воздуха и отвода его в атмосферу необходимо располагать расчётными величинами тепловыделения. Исходя из расчёта тепла, выделенного в подшипниках от трения, появляется возможность определить требуемое количество масла, которое необходимо подавать к узлам трения для обеспечения их надёжной работы.

Опора турбогенератора

Опора турбогенератора – это силовая часть, предназначенная для восприятия радиальных и осевых нагрузок от веса и дисбаланса ротора.

Одной из систем, обеспечивающих работу газотурбинных установок, является масляная система в совокупности с форсуночной сетью опоры для подвода смазки к подшипникам и другим узлам трения. Как правило, при проектировании турбогенератора в узел опоры (Рис. 1) включают два радиально-упорных подшипника, форсуночную сеть, состоящую из трубопроводов подвода и слива масла, а также форсуночное кольцо, обеспечивающее подвод масла непосредственно к подшипникам.

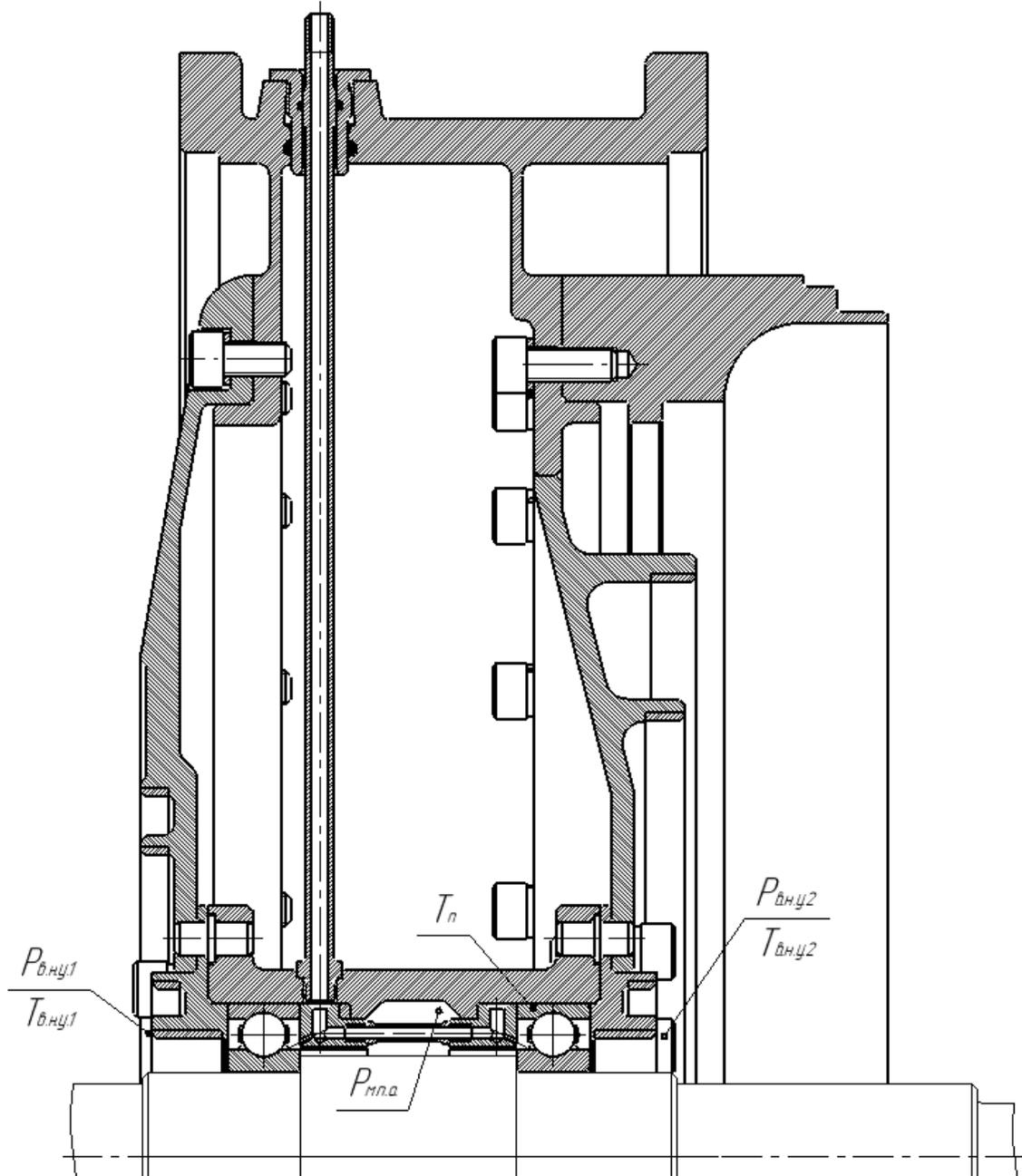


Рисунок 1. Опора турбогенератора:

$P_{в.н.у. (1-2)}$ – давление воздуха для наддува уплотнения (1-2);

$P_{м.п.о}$ – давление в масляной полости опоры; $T_{п}$ – температура подшипника.

Масляная система должна обеспечивать непрерывную подачу масла к узлам трения с заданными величинами температуры и давления на всех режимах работы и во всех ожидаемых условиях эксплуатации.

Прокачка масла

При определении прокачки масла следует учитывать следующие технологические (Рис. 1) ограничения:

- 1) Форсуночное отверстие должно иметь диаметр не менее 0,8 мм из-за возможности коксования масла в отверстиях меньшего диаметра;
- 2) Для получения равномерного поля температур в подшипнике необходима подача масла, как минимум, через два отверстия;
- 3) Непосредственно в зону контакта попадает 40...70 % масла.

Для определения прокачки масла используются различные методы. Рассмотрим распространённые методы определения прокачки:

1) Методика ПАО «ОДК – Кузнецов»

$$W = \frac{\sum Q}{\rho \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1)}, \quad (1)$$

где Q – суммарное тепло, выделенное в подшипниках от трения, Дж; ρ – плотность масла, кг/м³; C_m – удельная теплоёмкость масла, Дж/кгС°; t_2 и t_1 – тепло на выходе и входе в двигатель, С°.

2) Методика определения прокачки масла по методике ЦИАМ

$$W = a + 1,9 \cdot d \cdot n \cdot 10^{-6} \text{ л/мин}, \quad (2)$$

где d – средний диаметр подшипника, м; n – число оборотов, об/мин; a – добавочная величина, назначаемая в зависимости от осевой силы (Таблица 1).

t_2 и t_1 – тепло на выходе и входе в двигатель, С°.

Таблица 1. Зависимость добавочной величины от радиальной нагрузки.

Радиальная нагрузка, кгс	a , л/мин
<100	1
100...500	1,5
500...1500	2,0
<1500	2,5

Эмпирически полученная формула ЦИАМ не позволяет с необходимой точностью получить требуемую прокачку, а подходит только для предварительных расчётов. Поэтому следует использовать более общую [10] формулу, используемую в ПАО «ОДК – Кузнецов». Для этого необходимо достаточно точно определить тепловыделение в масло. Количество тепла, направляемого в масло, складывается из тепловыделений, выделяемых в подшипниках, в контактных уплотнениях, в зубчатых передачах, а также теплового потока, поступающего в масло через стенки масляных полостей, теплопередачи от проникающего через уплотнения в масляные полости опор воздуха в масло.

3) Существует ещё методика ГП «Ивченко – Прогресс»:

$$Q = 3 \cdot 10^{-6} \cdot R \cdot d_n \cdot n \cdot k \text{ л/мин}; \quad (3)$$

где R – нагрузка на подшипник; d_n – средний диаметр подшипника; n – число оборотов; k – относительный коэффициент трения.

Методики ПАО «ОДК – Кузнецов» и ГП «Ивченко – Прогресс» более просты и применимы для общих расчётов прокачки масла в ГТД.

4) Также применяются методики оценки теплового состояния подшипников Демидовича В.М. [4] и Биргера И.А., которые основываются на многочисленных опытах и полученных эмпирических зависимостях, что существенно усложняет расчёт и сужает области конкретного их применения. Поэтому данные методики имеет смысл применять для решения конкретных задач, например, для устранения дефектов.

Для расчёта тепловыделения в подшипнике целесообразно выбрать приведённую методику ПАО «ОДК – Кузнецов», так как она имеет ряд дополнительных коэффициентов для учёта большего количества факторов и следовательно показывающей большую точность результатов по сравнению с методикой ГП «Ивченко – Прогресс».

Рассмотрим более детально методику ПАО «ОДК – Кузнецов», согласно которой мощность, затраченная на трение определяется по формуле:

$$N_{TP} = \frac{T \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n}{4,5 \cdot 10^6}, \quad (4)$$

где T – приведенная условная нагрузка на подшипник, эквивалентная совместному действию фактически радиальной « R » и осевой « A » нагрузок.

f – коэффициент трения.

Рекомендуемый диапазон коэффициента трения в подшипниках:

роликовых 0,0025...0,01, шариковых 0,001...0,004 (Примем 0,003).

В расчёте примем средние значения величин коэффициента трения:

для роликовых 0,0062, для шариковых 0,0025.

d – диаметр вала в мм (например, для МГТУ 30 мм).

n – число оборотов вала в минуту (например, для МГТУ 50000 об/мин).

Приведенная условная нагрузка на подшипник определяется по формуле:

$$T = (R + m \cdot A) \cdot K_K \cdot K_\sigma \cdot K_T \quad (5)$$

R – радиальная нагрузка, определяется по условиям распределения веса ротора по опорам (в нашем случае 2,48 Н [левый] и 95,78 Н [правый]).

A – действительная осевая нагрузка (в нашем случае 331 Н [левый] и 331 Н [правый]).

m – коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной. Величина m зависит от типа или серии подшипника, от внутреннего диаметра подшипника, а также от отношения R/A .

В расчёте примем:

для шарикоподшипника $m=2$.

K_σ – коэффициент, учитывающий условия работы подшипника. Для шарикоподшипника равен 1,05.

K_T – коэффициент, учитывающий температурный режим работы подшипника. При $t=100...200^\circ\text{C}$, равен 1,05.

K_K – коэффициент, величина которого зависит от того, какое кольцо подшипника вращается:

если внутреннее, то равен 1, если внешнее, то равен 1,35.

Тепло, выделенное в подшипниках от трения равно:

$$Q = C \cdot N_{TP}, \quad (6)$$

где C – коэффициент перевода мощности (л.с) в тепло (ккал/мин).

$$C = \frac{75 \cdot 60}{427} = 10,52$$

Учитывая выше изложенное, проведём расчёт:

$$T_1 = (2,48 + 2 \cdot 331) \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,05 = 732,589$$

$$T_2 = (95,78 + 2 \cdot 331) \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,05 = 835,452$$

$$N_{TP1} = \frac{732,589 \cdot 0,003 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 50000}{4,5 \cdot 10^6} = 2,3$$

$$N_{TP2} = \frac{835,452 \cdot 0,003 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 50000}{4,5 \cdot 10^6} = 2,6$$

$$Q_1 = 10,52 \cdot 2,3 = 24,19$$

$$Q_1 = 10,52 \cdot 2,6 = 27,61 \text{ (ккал/мин)}$$

Далее необходимо определить прокачку масла через подшипниковый узел МГТУ по формуле:

$$W = \frac{\sum Q}{\rho \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1)} \tag{7}$$

где Q – суммарное тепло, выделенное в подшипниках от трения, Дж (умножить на 4186,79); ρ – плотность масла, кг/м³ (МС-8П 875 кг/м³); C_m – удельная теплоёмкость масла, Дж/кгС° (МС-8П 2020 Дж/кгС°); t_2 и t_1 – тепло на выходе и входе в двигатель, С° (110/55 С°).

$$W = \frac{(24,19 + 27,61) \cdot 4186,79}{875 \cdot 2020 \cdot (110 - 55)} = 0,003 \text{ л/мин.}$$

Исходя из проработанного, представленного выше расчёта тепловыделения и потребностей минимальной прокачки масла через подшипниковый узел газотурбинной установки, определены мощность, затраченная на трение, тепло, выделенное в подшипниках от трения, и минимально необходимая прокачка. При проведении выше рассмотренных расчётов имеют место погрешности определения прокачки масла, данные погрешности необходимо оценить и проанализировать.

В качестве исходных данных принимаются параметры и их предельные погрешности прямых измерений, приведённые в Табл. 2. Здесь же для примера даны типовые значения предельных погрешностей прямых измерений, используемые в дальнейшем для проведения расчётных исследований.

Таблица 2. Значения предельных погрешностей параметров, определяемых прямыми измерениями.

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение*
Полная температура воздуха на входе в двигатель	$t_{вх}^*$	°С	по результатам испытаний
Частота вращения ротора двигателя	n	мин ⁻¹	по результатам испытаний
Предельная абсолютная погрешность измерения полной температуры воздуха на входе в двигатель	$\Delta t_{вх}^*$	°С	1,5
Предельная относительная погрешность измерения частоты вращения ротора двигателя	δn	%	0,5

Примечание: * - значения погрешностей приведены без учёта знака.

Следует отметить, что значения предельных погрешностей в Табл. 2 приняты равными значениям предельных неисключённых погрешностей, так как они существенно больше случайных погрешностей.

При формировании методики расчёта предельных погрешностей n и $t_{вх}^*$ необходимо воспользоваться формулами для их определения, а именно:

$$n = n \cdot \sqrt{\frac{288}{273 + t_{вх}^*}} \tag{8}$$

Расчёт предельной погрешности косвенных измерений проводится в соответствии с рекомендациями МИ 2083-90 [9] в следующей последовательности:

1. Предельная относительная погрешность измерения температуры в К на входе в двигатель:

$$\delta t_{\text{BX}}^* = \frac{\Delta t_{\text{BX}}^*}{t_{\text{BX}}^*} 100\%, \quad (9)$$

2. Предельная относительная погрешность определения приведённой частоты вращения ротора МГТУ:

$$\delta n = K \sqrt{\delta^2 n + \frac{1}{4} \left(\frac{t_{\text{BX}}^*}{t_{\text{BX}}^* + 273} \right)^2 \delta^2 t_{\text{BX}}^*}, \quad (10)$$

где $K = 1,1$ – коэффициент, соответствующий доверительной вероятности $P = 0,95$ [15].

3. Предельная абсолютная погрешность определения приведённой частоты вращения ротора МГТУ:

$$\Delta n = \frac{n \delta n}{100\%}, \quad (11)$$

Таблица 3. Результаты относительных и абсолютных погрешностей n и t_{BX}^* .

Параметр	Размерность	Номер режима				
		1	2	3	4	5
n	мин ⁻¹	10000	20000	30000	40000	50000
$n_{\text{пр}}$	мин ⁻¹	9895,29	19790,57	29685,86	39581,14	49476,43
δn	%	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62
Δn	мин ⁻¹	62,30	124,59	186,89	249,19	311,48
δt_{BX}^*	%	0,50	0,48	0,47	0,46	0,46
Δt_{BX}^*	К	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Заключение

В процессе анализа методики расчёта прокачки масла через опору проектируемой газотурбинной установки малой мощности и погрешностей при её применении выяснилось, что предельная относительная погрешность определения приведённой частоты вращения ротора МГТУ превышает предельную относительную погрешность измерения температуры воздуха на входе в двигатель. Поэтому в случае необходимости уменьшения погрешности определения прокачки масла следует в первую очередь снижать погрешность определения частоты вращения ротора МГТУ, особенно при её повышенных значениях.

Литература:

1. Трянов, А.Е. Конструкция масляных систем авиационных двигателей [Текст]: Учебное пособие / А.Е. Трянов. – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2007. – 80 с. [Tryanov, A.E. The design of oil systems of aircraft engines: Textbook / A.E. Troyanov. – Samara: Publishing House of Samara State Aerospace University, 2007. – 80 p. (in Russian)].
2. Боев, А.А. О конвертировании масляной системы ГТД [Текст] / А.А. Боев, О.А. Гришанов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2015. – Том 14, № 3 ч. 2. – С. 454 – 459 [Boev, A.A. On the conversion of the GTE oil system / A.A. Boev, O.A. Grishanov // Bulletin of the Samara State Aerospace University. – 2015. – Volume 14, No. 3, part 2. – pp. 454-459 (in Russian)].

3. Chandra, B Method of oil supply to gas turbine engine bearing [Text] / B. Chandra, K. Simons // ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE). – 2014. – Volume 1.
4. Демидович, В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД [Текст]. – М.: Машиностроение, 1976. – 172 с. [Demidovich, V.M. Investigation of the thermal regime of GTE bearings. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 172 p. (in Russian)].
5. Гришанов, О.А. Вопросы проектирования и доводки систем суфлирования масляных полостей ГТД [Текст] / О.А. Гришанов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно - технической конференции. 28 – 30 июня 2011. – Самара: СГАУ, 2011. – Ч. 2 – С. 274 – 276 [Grishanov, O.A. Issues of designing and fine-tuning systems for venting oil cavities of gas turbine engines / O.A. Grishanov // Problems and prospects of engine building development: materials of the international scientific and technical conference. June 28 – 30, 2011. – Samara: SSAU, 2011. – Part 2 – pp. 274-276 (in Russian)].
6. Франкштейн, Л.И. Масляные системы энергетических газотурбинных установок на базе авиационных двигателей [Текст] / Л.И. Франкштейн, А.А. Виноградов. – ЦИАМ, 1992. – 40 с. [Frankstein, L.I. Oil systems of power gas turbine installations based on aircraft engines / L.I. Frankstein, A.A. Vinogradov. – CIAM, 1992. – p. 40 (in Russian)]. URL: http://www.pw.utc.com/PW4000100_Engine
7. Щуровский, Ю.М. Обзор методов расчёта систем смазки ГТД [Текст] / Ю.М. Щуровский // Сборник тезисов научно – технического конгресса по двигателестроению. Том 2. – Москва, «Ваш успех», 2018. – С. 65 – 68 [Shchurovsky, Yu.M. Review of methods for calculating GTE lubrication systems / Yu.M. Shchurovsky // Abstracts of the Scientific and Technical Congress on Engine Building. Volume 2. – Moscow, "Your success", 2018. – pp. 65-68 (in Russian)].
8. Клебанов, Я.М. Конечно – элементное решение задачи теплопроводности подшипникового узла роликового подшипника [Текст] / Я.М. Клебанов, Мурашкин В.В., Данильченко А.И., Солдусова Е.А. // Международный форум двигателестроения. Научно – технический конгресс по двигателестроению. Тезисы статей. – Москва: АССАД, 2016. – С. 285 – 288 [Klebanov, Ya.M. Finite element solution of the problem of thermal conductivity of a roller bearing bearing assembly / Ya.M. Klebanov, Murashkin V.V., Danilchenko A.I., Soldusova E.A. // International Forum of Engine Building. Scientific and Technical Congress on Engine Building. Abstracts of articles. – Moscow: ASSAD, 2016. – pp. 285-288 (in Russian)].
9. МИ 2083-90 Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей: дата введения 1992-01-01/ Комитет стандартизации и метрологии СССР. - Изд. официальное. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 10 с. [MI 2083-90 The state system of ensuring the uniformity of measurements. The measurements are indirect. Determination of measurement results and estimation of their errors: date of introduction 1992-01-01/ Committee for Standardization and Metrology of the USSR. - Official edition. – Moscow: Publishing House of Standards, 1991. – 10 p. (in Russian)].
10. Предварительный анализ тепловыделения от трения в опорных узлах роторов и определение потребностей прокачки масла для смазки узлов трения [Текст]: Тех. отчёт / Куйбышевский моторный завод; рук. Трянов А.Е. – Куйбышев, 1972. – 18 с. [Preliminary analysis of heat release from friction in the rotor support units and determination of oil pumping needs for lubrication of friction units [Text]: Tech. report / Kuibyshev Motor Plant., supervisor A.V. Tryanov. – Kuibyshev, 1972. – 18 p (in Russian)].

Об авторах:

ФИЛИНОВ Евгений Павлович, к.т.н. (2020), доцент каф. ТДЛА. Дипл. магистр (СГАУ, 2014); filinov.ev@gmail.com.

ОСТАПЮК Ярослав Анатольевич, старший преп. каф. ТДЛА. Дипл. магистр (СГАУ, 2014). Готовит дис. по авиационным лопаточным машинам; ostapyuk.tdla@ssau.ru.

ПЕСТОВ Денис Вячеславович, асп. каф. ТДЛА. Дипл. инженер воздушного транспорта (СГАУ, 2012). Готовит дис. по газодинамической устойчивости серийных газотурбинных двигателей; denispestov@list.ru.

Metadata:

Title: Analysis of methods for calculating oil pumping through the supports of a projected low-power gas turbine installation.

Author 1: Evgeni Pavlovich Filinov, Associate Professor, Department of the Theory of Aircraft Engines. Cand. of Tech. Sci. (2020). Master's degree (SSAU, 2014).

Author 2: Yaroslav Anatolyevich Ostapuk, Senior Lecturer, Department of the Theory of Aircraft Engines. Master's degree (SSAU, 2014). Prepares a dissertation for aviation impeller machines.

Author 3: Denis Vyacheslavovich Pestov, Postgrad. student, Department of the Theory of Aircraft Engines. Air transport engineer (SSAU, 2012). Prepares a dissertation on the gas-dynamic stability of serial gas-turbine engines.

Abstract: The article presents an analysis of methods for calculating oil pumping through the supports of low-power gas turbine installations of errors in their application. This analysis includes consideration of the methods of CIAM, PJSC UEC – Kuznetsov, GP Ivchenko – Progress, the methodology of V.M. Demidovich and I.A. Birger, which is based on numerous experiments and empirical dependencies, which significantly complicates the calculation and narrows the scope of their specific application. It is very important that when calculating the heat release in the rotor support nodes and determining the oil pumping needs, errors in determining these parameters occur. To assess the effect of errors on the calculated parameters, the article presents the calculation of the maximum errors in determining the oil pumping.

Keywords: gas turbine installation, oil pumping, bearing, error rate.