

Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 7. С. 314–322
Thermal processes in engineering, 2024, vol. 16, no. 7, pp. 314–322

Научная статья
УДК 621.822.5

Тепловой расчёт опорного подшипника скольжения для высокоскоростного ротора ГТД на основе теорий кинетики и гидродинамики ротора

А.С. Мякочин¹, П.А. Свдин¹✉

¹Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия
amyakochin@gmail.com, ✉svodin.pavel@gmail.com

Аннотация. Современное проектирование летательных аппаратов направлено, в первую очередь, на повешение их тактико-технических характеристик, что ставит перед инженерами-конструкторами задачу достижения более высоких значений параметров цикла двигателя. Эта задача решается путем внедрения передовых материалов, использования современных технологий изготовления и контроля, более совершенного уровня профилирования элементов лопаточных машин, а также путем обеспечения более высоких частот вращения роторов. Однако, увеличение рабочих частот вращения неминуемо приводит к усложнению эксплуатационных условий роторной системы двигателя, в частности, к повышению силовых и температурных нагрузок на ее элементы, в связи с чем требуются новые конструкторские и технологические решения [1].

Проблемы проектирования и эксплуатации подшипников скольжения опор роторов современных и перспективных авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) являются актуальными и ставят перед инженерами-конструкторами ряд передовых разноплановых задач: задача по анализу сроков эксплуатации подшипниковых опор и увеличению срока их эксплуатации [2–4], задача по расчётам и оценке теплового состояния системы подшипник-вал [5], задача по оптимизации подвода смазочного материала в зону трения [6] и т.д.

Кроме того, активно ведутся работы по совершенствованию конструкции подшипников с использованием новых перспективных технологий материаловедения [7–13], таких, как пористые керамические композиционные материалы.

Ключевые слова: опорный подшипник скольжения, газотурбинный двигатель, турбулентное течение, кинетика, гидродинамическая теория смазки, тепловой расчет, испытания подшипников

Для цитирования. Мякочин А.С., Свдин П.А. Тепловой расчёт опорного подшипника скольжения для высокоскоростного ротора ГТД на основе теорий кинетики и гидродинамики ротора // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 7. С. 314–322. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=182787>

Original article

Thermal calculation of a sliding support bearing for a high-speed GTE rotor based on the theories of kinetics and hydrodynamics of the rotor

Myakochin A.S.¹, Svodin P.A.¹✉

¹Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia
amyakochin@gmail.com, ✉svodin.pavel@gmail.com

Abstract. Modern aircraft design is primarily aimed at improving their tactical and technical characteristics, which sets the task for design engineers to achieve higher values of engine cycle parameters. This task is solved by introducing advanced materials, using modern manufacturing and control technologies, a more advanced level of profiling of blade machine elements, as well as by providing higher rotor speeds. However, an increase in operating speeds inevitably leads to a complication of the operating conditions of the rotary engine system, in particular, to an increase in power and temperature loads on its elements, which requires new design and technological solutions [1].

The problems of designing and operating sliding bearings of rotor supports of modern and promising aviation gas turbine engines (AGTD) are relevant and pose a number of advanced diverse tasks to design engineers: the task of analyzing the service life of bearing supports and increasing their service life [2–4], the task of calculating and evaluating the thermal condition of the bearing system shaft [5], the task of optimizing the supply of lubricant to the friction zone [6], etc.

In addition, work is actively underway to improve the design of bearings using new promising materials science technologies [7–13], such as porous ceramic composite materials.

Keywords: bearing bearing, gas turbine engine, turbulent flow, kinetics, hydrodynamic theory of lubrication, thermal calculation, bearing tests

For citation. Myakochin A.S., Svodin P.A. Thermal calculation of a sliding support bearing for a high-speed GTE rotor based on the theories of kinetics and hydrodynamics of the rotor. *Thermal processes in engineering*. 2024, vol. 16, no. 7, pp. 314–322. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=182787>

Введение

На сегодняшний день стандартные известные методы расчета радиальных подшипников скольжения (РПС) основываются на гидродинамической теории смазки [14–18]. Согласно указанным ГОСТам, необходимым условием для проведения расчётов является наличие ламинарного режима течения:

$$Re_{\text{тур}} = \frac{\rho \cdot \omega \cdot d \cdot S}{4\mu_d} > Re_{\text{лам}} = 41.3 \sqrt{\frac{2d}{S}}$$

где:

$Re_{\text{тур}}$ – безразмерный коэффициент подобия Рейнольдса для турбулентного режима течения;

$Re_{\text{лам}}$ – безразмерный коэффициент подобия Рейнольдса для ламинарного режима течения;

ρ – плотность смазочного масла;

d – диаметр внутренней стенки корпуса подшипника;

S – диаметральный зазор;

μ_d – коэффициент динамической вязкости смазочного масла.

В случае установившегося турбулентного режима течения в масляном зазоре существующие стандартные методики не работают [14–16]. На рис. 1 представлены результаты расчётов безразмерного критерия Рейнольдса (Re) в зависимости от различных частот вращения ротора РПС и принятых значениях диаметральной посадки ротора S ротора в подшипнике.

Усталостное разрушение представляет собой одну из ключевых проблем в современном авиа-

ционном двигателестроении. По статистике на усталость приходится 52 % отказов в аэрокосмической технике. В авиационных двигателях 55 % таких отказов возникают в лопатках и дисках газотурбинных двигателей, а в конструкции летательных аппаратов около 24 % отказов связано с работой шасси [1]. Все эти элементы в разной степени испытывают термические, статические и циклические нагрузки.

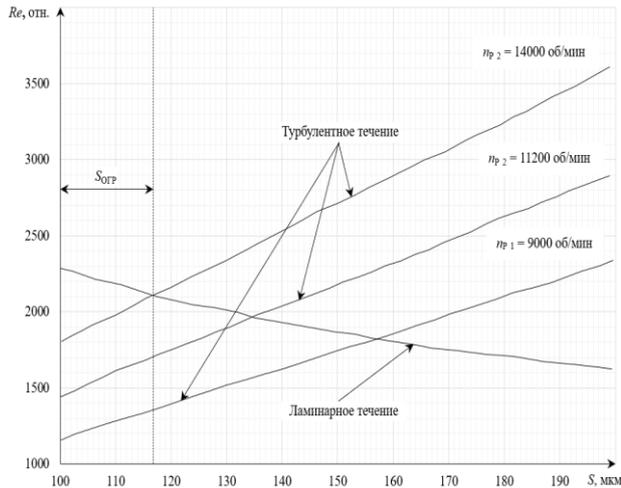


Рис. 1 Характеристики течений смазочного масла в зазоре между поверхностями трения ПС и ротора

На рис.1 обозначены: S , мкм – величина посадки ротора во вкладыш подшипника; Re – безразмерный коэффициент Рейнольдса; $S_{огр}$ – возможная посадка ротора во вкладыш согласно гидродинамической теории смазки; n_{p1} , n_{p2} , n_{p3} – частоты вращения ротора. Графики были получены для масла ИПМ-10 при температуре 100 °С и частотах вращения ротора (на графике снизу вверх) $n_{p1} = 9000$ об/мин, $n_{p2} = 11200$ об/мин, $n_{p3} = 14000$ об/мин.

Анализ графика, представленного на рис. 1, приводит к выводу, что для частот вращения ротора, характерных для современных авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) $n_{p3} = 14000$ об/мин, накладывается ограничение по возможной посадке ротора в систему вкладышей РПС $S < 120$ мкм для удовлетворения условиям ламинарного режима течения, что в существенной мере ограничивает принятие возможных конструкторских решений при разработке РПС для опоры высокоскоростного ротора, т.к. размеры опоры ротора известны заранее и не подлежат корректировке, что, в свою очередь,

ведет к необходимости проведения объёмных расчётных работ, носящих исключительно научный характер.

В связи с вышеизложенным, актуальным становится решение научной задачи разработки методологии и новых инженерных методов расчета РПС опоры высокоскоростного ротора при эскизном проектировании.

Основная часть

Рассмотрим кинетику вала в системе подшипник-ротор (рис. 2) на установившемся режиме жидкого трения (ЖТ) при допущении, что подшипник имеет бесконечную ширину.

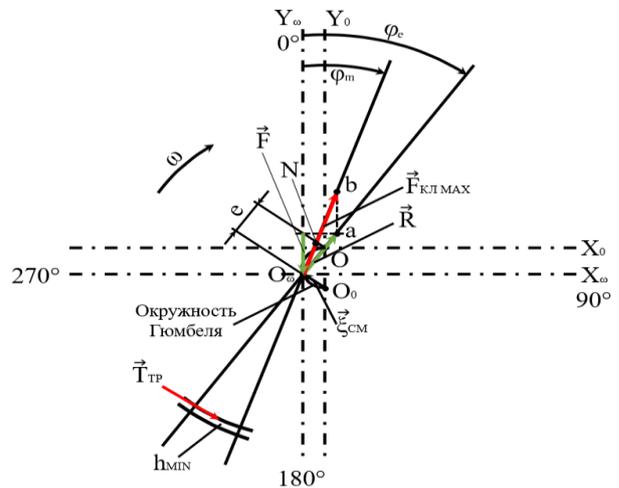


Рис. 2 Качественная схема кинетики опоры ротора с РПС авиационного газотурбинного двигателя

На рис. 2 обозначены: O – центр симметрии подшипника; O_0 – центр симметрии ротора в начальный момент работы; O_ω – центр симметрии ротора при расчетной частоте вращения; e – эксцентриситет положения ротора относительно подшипника при вращении на расчётном режиме жидкостного трения; ω – расчётная частота вращения ротора; h_{MIN} – минимальный зазор между поверхностями трения на режиме установившегося жидкостного трения; \vec{F} – вектор приложения радиальной нагрузки на ротор; φ_m – угол наклона диаметрального сечения подшипника, в котором реализуется максимальное давление масляного клина; $\varphi_e = \varphi_{h\min}$ – угол наклона диаметральной плоскости центров симметрии, в которой образуется минимальный зазор между поверхностями трения; $\vec{F}_{кл\max}$ – вектор, характеризующий максимальную подъемную силу

масляного клина; $\bar{R} = \bar{F}_{\text{кл max}} + \bar{F}$ – вектор суммы максимальной подъёмной силы масляного клина и радиальной нагрузки на ось ротора РПС, направленный к центру симметрии (O) конструкции подшипника; $\xi_{\text{см}}$ – вектор смещения центра симметрии ротора (по окружности Гюмбеля) из начальной точки после начала вращения; $\bar{T}_{\text{тр}}$ – сила трения, реализуемая в минимальном масляном зазоре.

Величина подъёмной силы масляного клина вычисляется из решения силового замкнутого треугольника $\Delta O_{\omega}ba$, полученного путем сложения векторов $\bar{R} = \bar{F}_{\text{кл}}^{\text{max}} + \bar{F}_{R_{\Sigma}}$ и силового замкнутого треугольника $\Delta OO_{\omega}O_0$, где \bar{R} – вектор, направленный к центру симметрии подшипника скольжения и представляет собой соотношения вида:

$$|\bar{F}_{\text{кл}}| = \frac{\pi}{60} d^4 \varepsilon_p \Omega_{\text{охв}}^{\circ} \mu_d \omega \frac{\cos(\varphi)}{S^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\cos(\varphi) - \cos\{\text{arctg}[0.5 \cdot \text{tg}(\varphi)]\}}{(1 + \cos(\varphi)^2)^3} d\varphi$$

где:

- d – диаметр вала;
- μ_d – коэффициент динамической вязкости смазочного масла;
- ω – угловая скорость вращения вала;
- S – радиальный зазор между валом и вкладышем;
- ε_p – коэффициент, учитывающий деформацию окружности Гюмбеля из-за конечной ширины подшипника;
- $\Omega_{\text{охв}}^{\circ}$ – угол охвата зазора РПС пленкой масла;
- φ – углы начала и конца масляного слоя.

Для проведения теплового расчета выберем в первом приближении температуру масла на выходе из зоны тени и определим среднюю температуру масла:

$$T_{\text{ср i}} = \left(\frac{T_{\text{вых i}} - T_0}{2} \right)$$

где:

- $T_{\text{вых i}}$ – температура масла на выходе из рабочей зоны РПС, заданная в первом приближении;
- T_0 – температура масла на входе в рабочую зону РПС

Для исследуемого процесса определим:

- изобарную теплоемкость масла, Дж/(кг·град):

$$C_{p, \text{м}} = 1940 [1 + 1.33 \cdot 10^{-3} (T_{\text{ср i}} - T_h)]$$

- плотность масла, кг/м³:

$$\rho_{\text{м}} = 820 [1 + 0.75 \cdot 10^{-3} (T_{\text{ср i}} - T_h)]$$

– общую потерю энергии на процесс трения в РПС, Вт:

$$N_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \bar{F}_{R_{\Sigma}} \omega \frac{d}{2}$$

где:

$\bar{F}_{R_{\Sigma}}$ – суммарная радиальная нагрузка на ротор;

ω – скорость вращения ротора, рад/с;

d – диаметр ротора;

$f_{\text{тр}}$ – максимальный локальный коэффициент трения в сечении между рабочими поверхностями системы РПС – ротор:

$$f_{\text{тр}}(\varphi, \dots) = \frac{|\bar{T}_{\text{тр}}|}{|\bar{F}_{R_{\Sigma}}|} = \frac{|\bar{T}_{\text{тр}}| \frac{S \cdot 10^{-6}}{d} \cos(\varphi) \sin[\varphi - \text{arctg}(0.5 \text{tg}(\varphi))]}{|\bar{F}_{R_{\Sigma}}|}$$

где:

S – посадка вала в РПС;

φ – угол изменения точки приложения максимальной подъёмной силы масляного клина (угол охвата масляного слоя);

$|\bar{T}_{\text{тр}}|$ – гидродинамическая реакция ротора:

$$|\bar{T}_{\text{тр}}| = \frac{\pi}{60} \Omega_{\text{охв}}^{\circ} \mu_d \cos(\varphi_m) \Delta \varepsilon_p d^2 \left(\frac{d}{S \cdot 10^{-6}} \right)^2$$

где:

$\Omega_{\text{охв}}^{\circ}$ – угол охвата РПС;

μ_d – коэффициент динамической вязкости смазочного масла;

φ_m – угол приложения максимальной подъёмной силы масляного клина;

$\Delta \varepsilon_p$ – поправочный коэффициент, учитывающий деформацию окружности Гюмбеля за счет значения ширины РПС.

– количество теплоты подогрева корпуса РПС:

$$Q^+ = k_t (2\pi D_{\text{РПС вн}}^2 \Delta \varepsilon_p + F_{\text{РПС}}) (T_{\text{вых i}} - T_0)$$

где:

k_t – коэффициент теплопередачи материала корпуса РПС при первичном проектировании;

$D_{\text{РПС вн}}$ – внутренний диаметр корпуса РПС;

$F_{\text{РПС}}$ – площадь корпуса РПС, м²

$$F_{\text{РПС}} = \frac{2\pi}{4} (D_{\text{РПС нар}}^2 - D_{\text{РПС вн}}^2)$$

где:

$D_{\text{РПС нар}}$ – наружный диаметр корпуса РПС, м²

– количество теплоты, отводимое от РПС

$$Q^- = C_{p, \text{м}} \rho_{\text{м}} G_{\text{мв}} (T_{\text{вых i}} - T_0)$$

здесь $G_{\text{мв}}$ – объёмный расход масла, л/мин:

$$G_{M_V} = G_{M_m} \cdot \rho_M \cdot 6 \cdot 10^4$$

где:

G_{M_m} – массовый расход масла, кг/с

$$G_{M_m} = 2G_{M_{\text{тор}}} + G_{M_{\text{пз}}} = (2\mu_{\text{тор}}F_{\text{тор}} + \mu_{\text{пз}}F_{\text{пз}})\sqrt{2\rho_M\Delta P_M^*}$$

здесь:

$G_{M_{\text{тор}}}$ – массовый расход масла через торцевой зазор РПС, кг/с;

$G_{M_{\text{пз}}}$ – массовый расход масла через поперечный зазор РПС, кг/с;

$\mu_{\text{тор}}$ – коэффициент расхода масла через торцевой зазор РПС;

$\mu_{\text{пз}}$ – коэффициент расхода масла через поперечный зазор РПС;

$F_{\text{тор}}$ – суммарная площадь торцевых зазоров РПС, м²;

$F_{\text{пз}}$ – площадь поперечного зазора РПС, м²;

ΔP_M^* – потери полного давления масла, соответствует техническим требованиям (ТТ).

– уравнение баланса тепла:

$$Q_{\Sigma} = Q^+ + Q^-$$

– Поверочный расчет температуры масла на выходе из рабочей зоны РПС проводим по формуле:

$$T_{\text{вых}} = \frac{Q_{\Sigma} + 2C_{p,m}\rho_M Q_{\Sigma} T_0 + k_t \pi D_{\text{РПСвн}}^2 \Delta \varepsilon_p (2T_h - T_0)}{2C_{p,m}\rho_M Q_{\Sigma} k_t \pi D_{\text{РПСвн}}^2 \Delta \varepsilon_p}$$

По результатам поверочного расчёта температуры масла на выходе из рабочей зоны РПС проводится сравнение полученного значения относительно значения, принятого в начальном приближении до удовлетворения заданной точности расчетов температуры от 10⁻² до 10⁻³:

$$\frac{|T_{\text{вых}i} - T_{\text{вых}}|}{T_{\text{вых}i}} \leq [\Delta], \text{ где } \Delta \in [10^{-2} \div 10^{-3}]$$

В случае удовлетворения условию, полученное значение температуры масла является окончательным, в обратном случае – расчеты повторяются до момента удовлетворения условию.

Начиная с 2012 года, в «ОКБ им. А. Люльки» проводятся научно-исследовательские работы по проектированию подшипников скольжения, изготовленных из керамических композитных материалов. В рамках проводимых работ в ОКБ был спроектирован опытный образец сегментного керамического высокоскоростного подшипника скольжения, модель которого представлена на рис. 3.

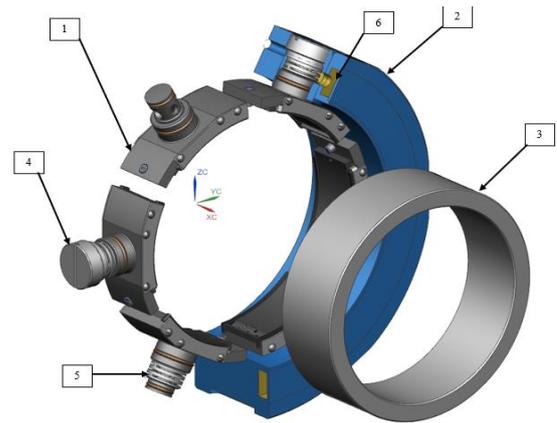


Рис. 3. Трехмерная модель керамического подшипника скольжения, разработанного в «ОКБ им. А. Люльки»

На рис. 3 обозначены:

1 – 6 металлических сегментов; 2 – корпус; 3 – внутренняя втулка; 4 – упоры; 5 – пружины прорезные; 6 – полости для подвода смазочного масла.

Основу представленного варианта подшипника составляют 6 металлических сегментов, подошва которых изготовлена из керамического композитного материала, установленные в корпусе подшипника, являющемся статором, и внутренней керамической втулки, закрепленной на роторе.

Для возможности регулировки зазора между сегментами и внутренней втулкой в конструкции корпуса подшипника предусмотрены специальные упоры с установленными на них прорезными пружинами, которые способны воспринимать усилия, направленные от масляного клина. Подача смазочного масла проводится через полости, предусмотренные внутри корпуса и сегментов с отверстиями.

На рис. 4 представлена трехмерная модель рабочей фрикционной поверхности подшипника.

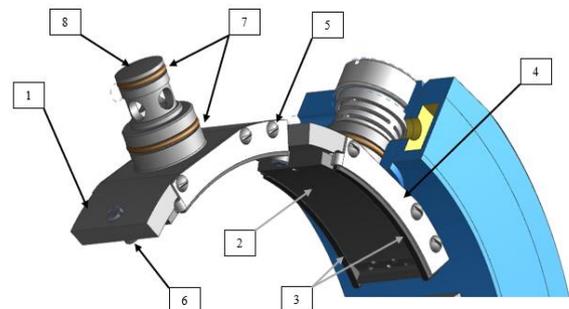


Рис. 4. Трехмерная модель сегментов подшипника, закрепленных в корпусе

На рис.4 обозначены:

1 – металлический башмак; 2 – подошва сегмента; 3 – фторопластовый вкладыш; 4 – пластины; 5 – винты; 6 – установочный винт; 7 – уплотнительные кольца; 8 – торец стержня.

Конструкция сегмента состоит из башмака, изготовленного из металла, с припаянной к нему керамической подошвой. Фторопластовые вкладыши, расположенные по бокам подошвы предотвращают растекание смазочного масла из рабочей зоны, а уплотнительные кольца, установленные на стержне башмака, препятствуют протеканию смазочного материала между сегментами и корпусом. Торцевая часть сегмента выполнена в виде сферы, что позволяет сегментам подшипника самоустанавливаться на вал.

В рамках исследовательских работ по проектированию перспективного варианта керамического подшипника скольжения высокоскоростного ротора ГТД в «ОКБ им. А. Люльки» была разработана методика тепло-гидравлического расчёта, описанная в настоящей статье.

По разработанной методике был проведен расчёт рабочих параметров подшипника скольжения в программной среде PTC MathCAD 15.

Исходные данные для расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для проведения расчетов

Радиальный зазор, мм	Расход смазочного масла (ИПМ-10), л/мин	Радиальная нагрузка, кгс	Частота вращения ротора, об/мин	Температура масла на входе
280	3	100	3000	29,9 °С
			5000	32,5 °С
			6000	33,5 °С
			7000	35,5 °С
			8000	39,5 °С
			9000	46 °С

Результаты тепло-гидравлического расчета РПС представлены на рис. 5–6 и в табл. 2.

Таблица 2. Результаты тепло-гидравлического расчета РПС

Частота вращения ротора, об/мин	Максимальное давление масляного клина, кПа	Максимальная подъемная сила масляного клина, кгс	Угол приложения максимальной подъемной силы масляного клина, град.	Температура масла на выходе, °С
3000	420	221	189,2	41,5
5000	673	307	210,1	43,7
6000	764	337	209,7	47,7
7000	821	355	209,1	49,1
8000	873	378	217,4	51,0
9000	986	414	213,7	57,5

На рис. 5 представлены результаты расчета эпюры давления масляного клина на различных скоростных режимах работы РПС.

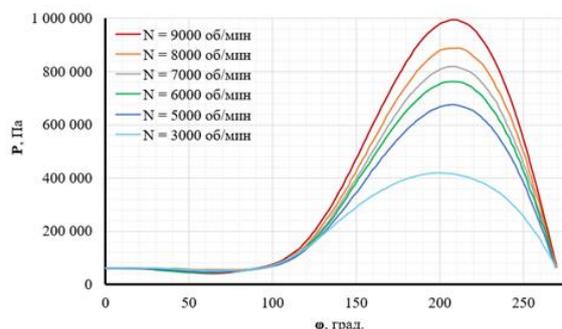


Рис. 5. Эпюра давления, реализуемого в масляном клине РПС

На рисунке 6 представлены результаты расчета эпюры подъемной силы масляного клина на различных скоростных режимах работы РПС.

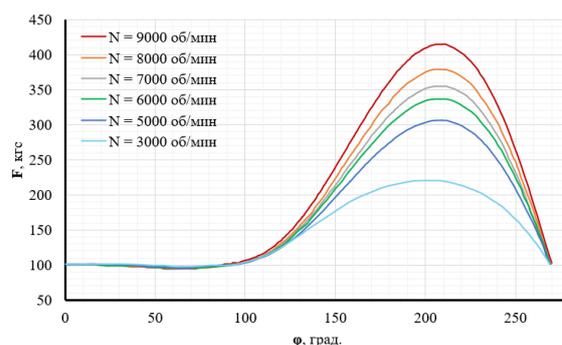


Рис. 6. Эпюра подъемной силы, реализуемой в масляном клине РПС

Анализируя данные, представленные в табл. 2 и на рис. 5–6, можно сделать следующие выводы:

- с увеличением частоты вращения ротора происходит рост максимального давления масляного клина, и, как следствие, его подъемной силы;
- с увеличением частоты вращения ротора происходит рост температуры смазочного масла на выходе из зоны трения, что может быть связано как с ростом нагрузок на фрикционные поверхности, что сопровождается большим нагревом, так и с тем фактом, что смазочное масло поступает с большей температурой от режима к режиму, что в свою очередь зависит от эффективности его охлаждения вне рабочей области.

В рамках исследовательских работ РПС разработки «ОКБ им. А. Люльки» проходил испытания на подшипниковом стенде ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» в 2021 г.

В ходе испытаний проводились запись и контроль следующих параметров:

- частота вращения электродвигателя, приводящего во вращение ротор;
- давление подачи смазочного масла (ИПМ-10) в маслосистеме;
- температура сегментов подшипника;
- температура подачи смазочного масла;
- температура смазочного масла на выходе из рабочей зоны.

Испытания проводились при начальных параметрах, представленных в табл. 3.

Таблица 3. Начальные параметры испытаний

Радиальный зазор, мкм	Температура масла на входе, °C	Объемный расход масла, л/мин	Радиальная нагрузка, кгс
280	30	3	100

Согласно табл. 3 испытания РПС были начаты при радиальном зазоре 280 мкм, а также при постоянных радиальной нагрузке и расходе смазочного масла. Частота вращения ротора повышалась в диапазоне от 1000 об/мин до 9000 об/мин, при этом примерное время работы на каждом режиме составляло 3 минуты, а время работы при частоте вращения 9000 об/мин составило 12 минут.

График изменения частоты вращения в зависимости от времени работы представлен на рис. 7.

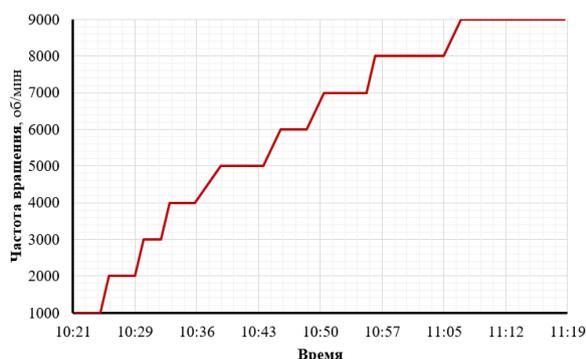


Рис. 7. Изменение частоты вращения ротора в зависимости от времени испытаний

Одним из контролируемых параметров во время проведения испытаний РПС являлась температура масла на выходе из рабочей зоны.

Сопоставление результатов расчетов по методу, предложенному в настоящей работе относительно экспериментальных данных представлено на рис. 8.

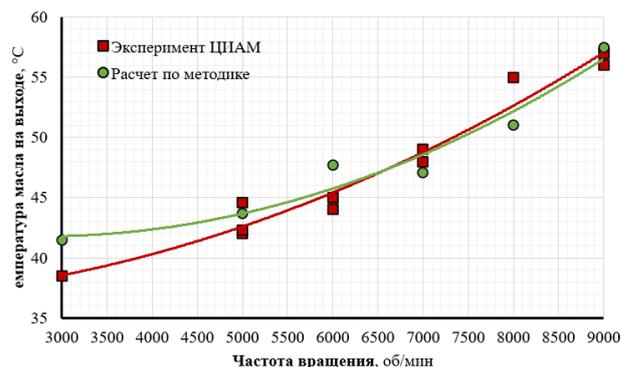


Рис. 8. Сравнение значений температуры масла на выходе из рабочей зоны относительно соответствующих значений, полученных на экспериментальном стенде ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Анализируя данные, представленные на рис. 8, можно сделать следующие выводы:

- значения температуры масла на выходе из рабочей зоны, рассчитанные согласно материалам, представленным в настоящей статье, не противоречат экспериментальным данным. Средняя погрешность между экспериментальным и расчетными данными составляет 0,6 градуса;
- при снижении режима работы по частоте вращения наблюдается ухудшение точности расчетных данных, что может быть связано с влиянием неустановившегося режима турбулентного течения жидкой смазки. По достижении частоты вращения ротора 6000 об/мин и выше сходимость расчетных и экспериментальных данных составляет в среднем 0,5 %.
- Необходимо уточнить предложенный в настоящей статье метод расчета для низких режимов работы ротора.

Заключение

Таким образом, в рамках проведенной научной работы был создан метод теплового расчета опорного радиального подшипника скольжения высокоскоростного ротора ГТД на базе кинетики процессов трения (трибологии). По предложенной методике проведен расчет давления и подъемной силы масляного клина, а также расчет температуры смазочного масла на выходе из зоны трения. Полученные результаты согласуются с экспериментальными данными исследований, что обуславливает применимость предложенного метода теплового расчета РПС.

Список источников

1. **Звонарев С.Л., Зубко А.И.** О возможных причинах отказов подшипников качения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева (национального исследовательского университета). 2012. № 3–3(34). С. 16–22.
2. **Зубко А. И., Лукин В. А., Герман Г. К.** Разработка мероприятий по уменьшению сил сопротивления при работе подшипников качения // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 4. С. 125–137. DOI: 10.34759/vst-2022-4-125-137.
3. **Семенова А. С., Кузьмин М. В., Леонтьев М. К.** Оценка долговечности межроторного подшипника по контактным напряжениям смятия // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 4. С. 138–150. DOI: 10.34759/vst-2022-4-138-150.
4. **Семенова А. С., Кузьмин М. В.** Отработка методики численного анализа напряжений смятия в роликовых подшипниках // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 3. С. 180–190. DOI: 10.34759/vst-2022-3-180-190.
5. **Роцин В.В.** К расчету теплового режима конических роликоподшипников ГТД // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2023, в.2.
6. **Роцин В.В.** Влияние способа подвода охлаждающего масла на тепловой режим конических роликоподшипников // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2015, в.1.
7. **I.S. Durazo-Cardenas, J. Corbett, D.J. Stephenson.** The performance of a porous ceramic hydrostatic journal bearing // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Volume 224, Number 1. 2010. pp 81–89.
8. **Критский В.Ю., Зубко А.И.** Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор роторов газотурбинных двигателей // Двигатель. 2013. № 3(87). с. 24–26.
9. **Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л.** Пути повышения надежности и ресурса подшипниковых опор роторов современных газотурбинных двигателей и редукторов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Том 14, №3, ч.1, 2015.
10. **Zaretsky E.V., Erwin V.** Ceramic bearings for use in gas turbine engines // American Society of Mechanical Engineers (Paper). 1988.
11. **Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л.,** Исследования гибридных (с керамическими шариками) и стальных подшипников качения при моделировании различных условий их эксплуатации в опоре высокооборотного ротора малоразмерного газотурбинного двигателя // Сборник научных трудов. Государственный научный центр РФ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова». Москва, 2020.
12. **X.Z. Zhao, J.J. Liu, B.L. Zhu.** Friction and wear of Si3N4 ceramic/stainless steel sliding contacts in dry and lubricated conditions // Journal of Materials Engineering and Performance, 6(2), 203–208, 1997.
13. **Kato,** Tribology of ceramics // Wear, 136 (1990), pp117–133.
14. **ГОСТ ИСО 7902-1-2001** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета. – Минск, 2002. 31 с.
15. **ГОСТ ИСО 7902-2-2001** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 2. Функции, используемые для расчета. – Минск, 2002. 31 с.
16. **ГОСТ ИСО 7902-3-2001** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 3. Допустимые рабочие параметры. – Минск, 2002. 31 с.
17. **Максимов В.А., Баткис Г.С.** Высокоскоростные опоры скольжения гидродинамического действия. «ФЭН» - Казань, 2004.
18. **Поскрёбышев В.А., Исько А.Б., Тарновский А.И., Герасимов С.В.** Разработка модели определению подъёмной силы масляного клина в подшипниках скольжения. Науч. Жур. Проблемы механики современных машин. ФГБОУ ВПО «БрГУ», г. Братск. 2012, т.1. С. 12–13.
19. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990 – 416 с.
20. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник Е.И. Квитницкий, Н.Ф. Кирнач и др. – М.: Машиностроение, 1979.
21. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003 – 576 с.

References

1. **Zvonarev S.L., Zubko A.I.** On possible causes of rolling bearing failures // Bulletin of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korol'ev (National Research University). 2012. No. 3–3(34). pp. 16–22.
2. **Zubko A. I., Lukin V. A., German G. K.** Development of measures to reduce resistance forces during operation of rolling bearings // Bulletin of the Moscow Aviation Institute. 2022. Vol. 29. No. 4. pp. 125–137. DOI: 10.34759/vst-2022-4-125-137.
3. **Semenova A. S., Kuzmin M. V., Leontiev M. K.** Evaluation of the durability of an interrotor bearing by contact stresses of crumpling // Bulletin of the Moscow Aviation Institute. 2022. Vol. 29. No. 4. pp. 138–150. DOI: 10.34759/vst-2022-4-138-150.

4. **Semenova A. S., Kuzmin M. V.** Working out the methodology of numerical analysis of crumpling stresses in roller bearings // *Bulletin of the Moscow Aviation Institute*. 2022. Vol. 29. No. 3. pp. 180–190. DOI: 10.34759/vst-2022-3-180-190.
5. **Roshchin V.V.** On the calculation of the thermal regime of conical roller bearings GTE // *Bulletin of the KSTU named after A.N. Tupolev*. 2023, v.2.
6. **Roshchin V.V.** Influence of the cooling oil supply method on the thermal regime of conical roller bearings // *Bulletin of the Tupolev KSTU*. 2015, v.1.
7. **I.S. Durazo-Cardenas, J. Corbett, D.J. Stephenson.** The performance of a porous ceramic hydrostatic journal bearing // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Volume 224, Number 1. 2010. pp 81–89.
8. **Kritskiy V.Yu., Zubko A.I.** Investigation of the possibility of using ceramic aviation sliding bearings of a new generation in the designs of rotor supports of gas turbine engines // *Engine*. 2013. No. 3(87). pp. 24–26.
9. **Petrov N.I., Lavrentiev Yu.L.** Ways to improve the reliability and service life of bearing supports of rotors of modern gas turbine engines and gearboxes // *Bulletin of the Samara State Aerospace University*. Volume 14, No. 3, part 1, 2015.
10. **Zaretsky E.V., Erwin V.** Ceramic bearings for use in gas turbine engines // *American Society of Mechanical Engineers (Paper)*. 1988.
11. **Petrov N.I., Lavrentiev Yu.L.,** Studies of hybrid (with ceramic balls) and steel rolling bearings in modeling various operating conditions in the support of a high-speed rotor of a small-sized gas turbine engine // *Collection of scientific papers. The State Scientific Center of the Russian Federation "Central Institute of Aviation Engine Engineering named after P.I. Baranov"*. Moscow, 2020.
12. **X.Z. Zhao, J.J. Liu, B.L. Zhu.** Friction and wear of Si₃N₄ ceramic/stainless steel sliding contacts in dry and lubricated conditions // *Journal of Materials Engineering and Performance*, 6(2), 203–208, 1997.
13. Kato, *Tribology of ceramics* // *Wear*, 136 (1990), pp117–133.
14. GOST ISO 7902-1-2001 Hydrodynamic radial plain bearings operating in stationary mode. Round-cylinder bearings. Part 1. Calculation method. – Minsk, 2002. 31 p.
15. GOST ISO 7902-2-2001 Hydrodynamic radial plain bearings operating in stationary mode. Round-cylinder bearings. Part 2. Functions used for calculation. – Minsk, 2002. 31 p.
16. GOST ISO 7902-3-2001 Hydrodynamic radial plain bearings operating in stationary mode. Round-cylinder bearings. Part 3. Acceptable operating parameters. – Minsk, 2002. 31 p.
17. **Maksimov V.A., Batkis G. S.** High-speed sliding supports of hydrodynamic action. "FENG" - Kazan, 2004.
18. **Poskrebyshv V.A., Isko A.B., Tarnovsky A.I., Gerasimov S.V.** Development of a model for determining the lifting force of an oil wedge in sliding bearings. *Scientific Journal. Problems of mechanics of modern machines*. FGBOU VPO "BrGU", Bratsk. 2012, vol. 1. pp. 12–13.
19. *Handbook of tribotechnics: In 3 t. t. 2: Lubricants, lubrication techniques, sliding and rolling bearings* / Edited by M. Hebda, A.V. Chichinadze. – M.: Mechanical Engineering, 1990 – 416 p.
20. *Calculation of bearing bearings: Handbook* E.I. Kvitnitsky, N.F. Kirnach et al. – M.: Mechanical Engineering, 1979.
21. *Friction, wear and lubrication (tribology and tribotechnics)* / A.V. Chichinadze, E.M. Berliner, E.D. Brown, etc.; Under the general editorship of A.V. Chichinadze. – M.: Mechanical Engineering, 2003 – 576 p.