



Увеличение долговечности роторных подшипников газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки

В. Н. Климов

кандидат технических наук, начальник отдела зубчатых передач,
маслосистем и подшипников;
филиал ПАО «ОДК-Сатурн» - Омское моторостроительное
конструкторское бюро, г. Омск;
email: klimov-vitaliy-asp@yandex.ru

С. В. Фалалеев

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
конструкции и проектирования двигателей летательных
аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королева, г. Самара;
email: sergey_falaleev@mail.ru

На малоразмерных скоростных летательных аппаратах (ЛА) находят применение турбореактивные двигатели (ТРД) с воздушно-топливной системой смазки. В данных двигателях охлаждение роторных подшипников осуществляется воздухом, отбираемым из компрессора, а смазка – топливом, отбираемым из топливной магистрали. При смазке топливом подшипники в большом диапазоне частот вращения и нагрузок работают в условиях граничного трения, что обуславливает их малую долговечность и небольшой межремонтный ресурс газотурбинных двигателей (ГТД). В данной работе выполнен расчётный анализ влияния на долговечность смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников их типоразмера, температуры смазочного слоя, частоты вращения и осевой нагрузки. Определены способы увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании ГТД с воздушно-топливной системой смазки для увеличения долговечности роторных подшипников и, как следствие, межремонтного ресурса двигателей. Полученные в работе результаты – продукт деятельности ОДК.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; воздушно-топливная смесь; система смазки; долговечность подшипников; ресурс

Цитирование: Климов, В. Н. Увеличение долговечности роторных подшипников газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки / В. Н. Климов, С. В. Фалалеев // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 27–39. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-27-39

Введение

На малоразмерных скоростных летательных аппаратах находят применение ТРД с воздушно-топливной системой смазки [1, 2]. В отличие от традиционных масляных систем ГТД [3] в данных двигателях охлаждение роторных подшипников осуществляется воздухом, отбираемым за компрессором, а смазка – топливом, отбираемым из топливной магистрали (рисунок 1). Такая схема позволяет при незначительном увеличении удельного расхода топ-

лива двигателя существенно упростить его конструкцию за счёт исключения маслобака, радиатора, маслоотделителя, маслонасоса, а также магистралей откачки масла из роторных опор, улучшить габаритно-массовые характеристики двигателя, а также упростить его техническое обслуживание. Межремонтный ресурс таких ГТД составляет 25...50 часов, что явно недостаточно для их широкого применения. Также недостатком данной схемы воздушно-топливной системы смазки является ограничение, накладываемое ею на температуру воздуха за компрессором для обеспечения удовлетворительного охлаждения подшипников, что не позволяет увеличить степень повышения давления в компрессоре π_k более 4. Это существенно ограничивает область применения таких ГТД.

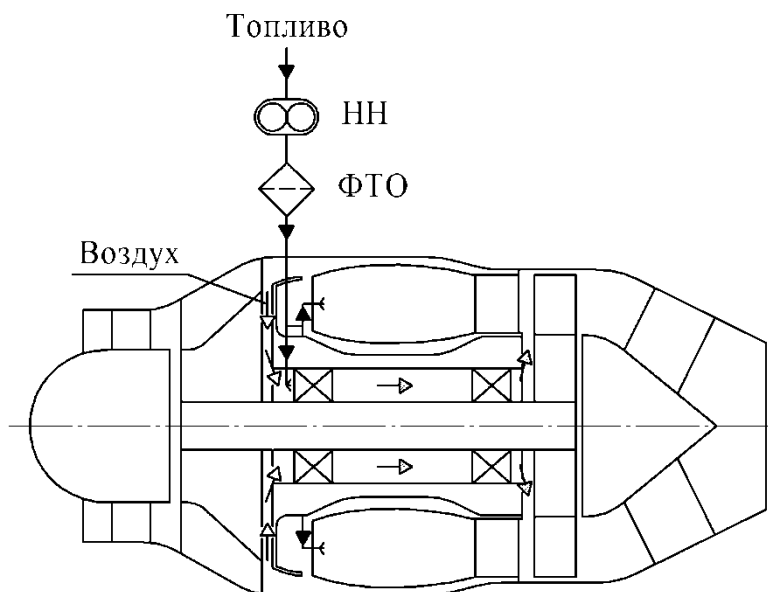


Рисунок 1 – Схема воздушно-топливной системы смазки ГТД
НН – нагнетающий насос; ФТО – фильтр тонкой очистки

Перспективным отечественным ГТД с воздушно-топливной системой смазки является двигатель, описанный в патенте [4]. В данном ГТД применена воздушно-топливная система смазки со смесителем (рисунок 2), которая отличается от представленной выше схемы тем, что воздух для охлаждения роторных подшипников отбирается не за компрессором, а в его средней части.

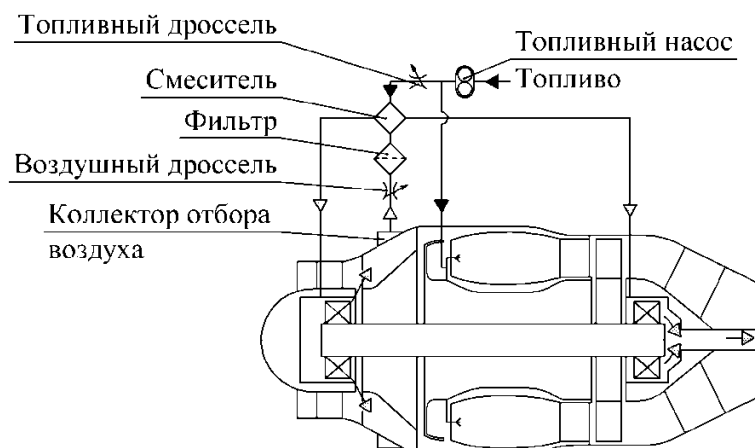


Рисунок 2 – Схема воздушно-топливной системы смазки ГТД со смесителем

Такое решение позволяет эффективно охлаждать роторные подшипники, не накладывая ограничений на температуру воздуха за компрессором T_k^* и, соответственно, степень повышения давления π_k в нём. При разработке данного ГТД на специальном подшипниковом стенде были проведены экспериментальные работы по отработке режимов эксплуатации смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников [5, 6]. При этом испытания подшипников проводились при частотах вращения и нагрузках, близких к эксплуатационным, а выбор параметров воздушно-топливной смеси осуществлялся исходя из минимальных отборов воздуха и топлива. Нарботка подшипников при испытаниях достигала 5 часов (7636000 оборотов). Испытания подшипников для определения их максимальной наработки в различных условиях эксплуатации не проводились.

Для расширения области применения ГТД с воздушно-топливной системой смазки необходимо увеличивать долговечность их роторных подшипников. Это определяет актуальность темы исследования. Общепринятый метод оценки расчетной долговечности подшипников приведен в работе [7].

Целью данной работы является определение рациональных способов увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД.

1 Анализ работоспособности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников

Работоспособность подшипников определяется их температурным состоянием и расчётной долговечностью. В ГТД с воздушно-топливной системой смазки удовлетворительное температурное состояние подшипников обеспечивается за счёт выбора рациональных режимов эксплуатации (нагрузки, частоты вращения) и параметров охлаждающей среды (расхода воздушно-топливной смеси через подшипник, её температуры, концентрации топлива в смеси). Определение температуры смазываемого и охлаждаемого воздушно-топливной смесью подшипника может быть выполнено при решении системы уравнений [8]:

$$\begin{cases} Q_{см.отв} = Q_{под} + Q_{тр}; & (1) \\ Q_{см.отв} = G_{см} \cdot C_{p см} \cdot (T_{см.вых} - T_{см.вх}); & (2) \\ Q_{см.отв} = k_m \cdot F_{n,n} \cdot (T_n - T_{см}), & (3) \end{cases}$$

где $Q_{см.отв}$ – мощность теплового потока, отводимая от подшипника воздушно-топливной смесью; $Q_{под}$ – мощность теплового потока, подводимая к подшипнику от корпусных деталей и ротора; $Q_{тр}$ – мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике; $G_{см}$ – расход воздушно-топливной смеси через подшипник; $C_{p см}$ – удельная теплоемкость воздушно-топливной смеси; $T_{см.вых}$ – температура смеси на выходе из подшипника; $T_{см.вх}$ – температура смеси на входе в подшипник; k_m – коэффициент конвективной теплоотдачи смеси; $F_{n,n}$ – площадь поверхности подшипника, обдуваемой воздушно-топливной смесью; T_n – температура подшипника; $T_{см}$ – средняя температура воздушно-топливной смеси в подшипнике.

$$Q_{mp} = N_{mp} = \frac{M_{mp} \cdot n}{9550}, \quad (4)$$

где N_{mp} – мощность трения в подшипнике; M_{mp} – момент трения в подшипнике; n – частота вращения, об/мин.

$$M_{mp} = K_{см} \left(f_p \cdot P_{э.кв.дин} + \mu \cdot d_m^4 \cdot n^2 \right) \cdot \frac{d}{2}, \quad (5)$$

где $K_{см}$ – коэффициент, учитывающий условия смазки; f_p – коэффициент трения шариков о кольца подшипника под действием нагрузки; $P_{э.кв.дин}$ – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник; μ – коэффициент, отражающий трение в подшипнике, возникающее в результате действия на шарики и сепаратор центробежных сил; d_m – средний диаметр подшипника; d – внутренний диаметр подшипника.

$$K_{см} = f(\Lambda, G_{m.n}), \quad (6)$$

где Λ – параметр смазки; $G_{m.n}$ – расход топлива через подшипник.

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}, \quad (7)$$

где h_0 – минимальная толщина смазочного слоя масла, мкм, рассчитываемая по методике [9] при заданной температуре подшипника T_n ; Ra_1 , Ra_2 – среднеарифметические отклонения профиля поверхности, то есть параметры шероховатости тел качения и беговых дорожек колец подшипника, мкм.

$$G_{см} = G_{m.n} + G_{в.n}, \quad (8)$$

где $G_{в.n}$ – расход воздуха через подшипник.

$$k_m = f(G_{m.n}, G_{в.n}, n, T_{см}); \quad (9)$$

$$T_{см} = \frac{T_{см.вх} + T_{см.вых}}{2}. \quad (10)$$

При обеспечении удовлетворительного температурного состояния подшипников (максимальная рабочая температура подшипника T_n должна быть на 40...50°C меньше температуры отпуска его деталей) их долговечность L рассчитывается по формуле [10]:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}, [\text{ч}], \quad (11)$$

где a_1 – коэффициент корректировки надежности; a_{ISO} – коэффициент модификации ресурса; L_{10} – номинальная долговечность подшипника;

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{э.кв.дин}} \right)^p, \quad (12)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника; p – показатель степени, равный $p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 3,33$ для роликовых.

$$P_{\text{экв.дин}} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad (13)$$

где F_a – осевая сила, действующая на подшипник; F_r – радиальная сила, действующая на подшипник; X и Y – коэффициенты, выбираемые в зависимости от вида нагружения подшипника; V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, в случае вращения наружного кольца $V = 1,2$).

Динамическая грузоподъемность шариковых радиально-упорных подшипников для $D_w \leq 25,4$ мм рассчитывается по формуле [10]:

$$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (14)$$

где b_m – коэффициент, выбирается в зависимости от типа подшипника; f_c – коэффициент, определяется в зависимости от типа подшипника и параметра $D_w \cdot \cos \alpha / D_{pw}$; i – число рядов тел качения; α – угол контакта шарика с дорожкой качения; Z – число тел качения; D_w – диаметр шарика; D_{pw} – диаметр центральной окружности шариков.

Коэффициент a_{ISO} для смазываемых маслом подшипников определяется по значению относительной вязкости смазки κ [10]:

$$\kappa = \Lambda^{1,3}; \quad (15)$$

$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{2,2649}{\kappa^{0,054381}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 0,1 \leq \kappa < 0,4; \quad (16)$$

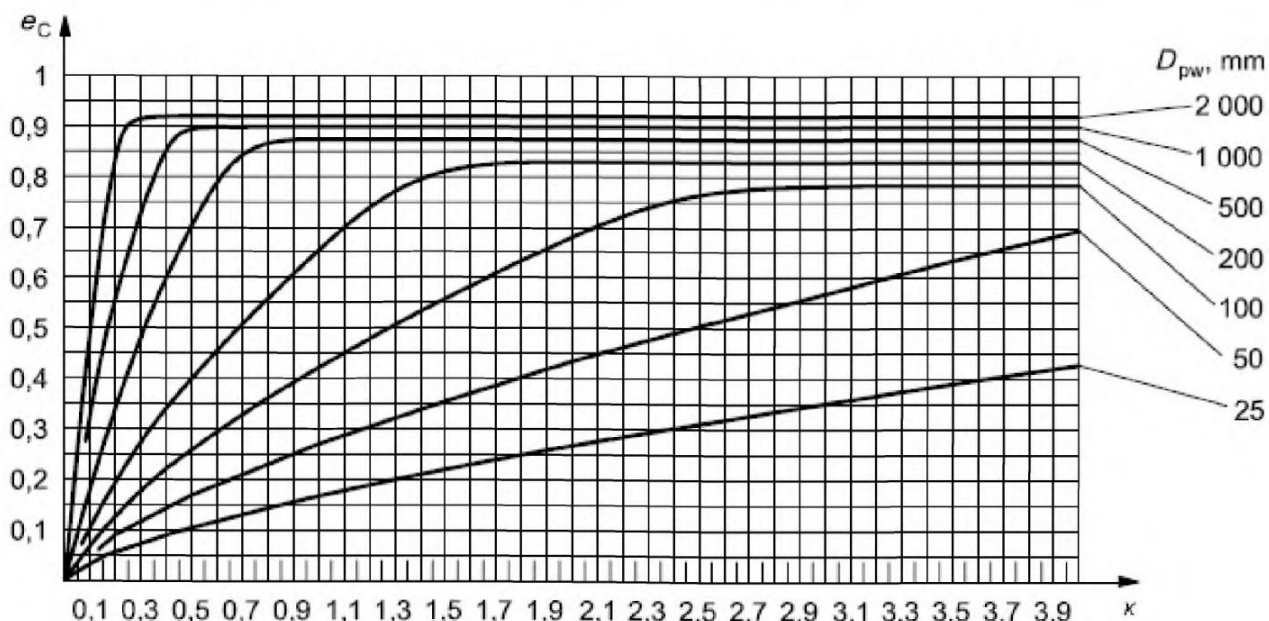
$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{1,9987}{\kappa^{0,19087}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 0,4 \leq \kappa < 1,0; \quad (17)$$

$$a_{ISO} = 0,1 \cdot \left(1 - \left(2,5671 - \frac{1,9987}{\kappa^{0,071739}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P_{\text{экв.дин}}} \right)^{1/3} \right)^{-9,3} \quad \text{для } 1 \leq \kappa < 4, \quad (18)$$

где e_c – коэффициент загрязнения, рисунок 3; C_u – предел усталостной нагрузки, который для шариковых подшипников с $D_{pw} \leq 100$ мм может быть рассчитан по формуле:

$$C_u = \frac{C_0}{22}, \quad (19)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника.

Рисунок 3 – Коэффициент e_c для циркуляционного масляного смазывания маслом 11 класса чистоты

Таким образом, для определения долговечности L выбранных подшипников необходимо решить систему уравнений (1..19).

2 Анализ зависимости долговечности подшипника от его типоразмера, параметров воздушно-топливной смеси и режима эксплуатации

Для оценки влияния на долговечность L типоразмера подшипника, температуры смазочного слоя $T_{c.c}$ (температуры подшипника T_n), частоты вращения n и осевой нагрузки F_a был выполнен расчёт долговечности для гибридных подшипников 45-126205РЯ, 45-126206РЯ с телами качения из нитрида кремния Si_3N_4 при $T_{c.c} = 20..100^\circ C$, $n = 10000..50000$ об/мин, $F_a = 100, 180$ кгс. Выбор гибридных подшипников был обусловлен меньшим коэффициентом температурного расширения нитрида кремния по сравнению со сталью. Это позволяет исключить подклинивание подшипника при значительном разогреве тел качения вследствие повышенного трения в контакте с кольцами и сепаратором, а также уменьшить действующую на тела качения центробежную силу. Величина радиальной нагрузки F_r на подшипник рассчитывалась исходя из величины дисбаланса ротора в месте установки подшипника 20 г·мм. В качестве топлива выбран керосин ТС-1 с добавлением 5% масла МС-8П.

Параметры подшипников представлены в таблице 1, где $m_{ш}$ – масса шарика. Материал колец подшипников 8X4B9Ф2-Ш ($E_I = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\varepsilon_I = 0,33$), материал шариков Si_3N_4 ($E_{II} = 3,1 \cdot 10^5$ МПа, $\varepsilon_{II} = 0,27$).

Таблица 1 – Параметры подшипников

Подшипник	d , мм	D_{pw} , мм	D_w , мм	α_0	Z	$m_{ш}$, г	Ra_1 , мкм	Ra_2 , мкм	C Н	C_0 Н
45-126205РЯ	25	38,5	7,938	26°	12	0,84	0,16	0,08	15797	9400
45-126206РЯ	30	46,0	9,525		11	1,45	0,16	0,08	20695	13500

Результаты расчёта коэффициента вязкости κ для подшипников 45-126205РЯ и 45-126206РЯ в зависимости от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ (температуры подшипника T_n) при осевой нагрузке $F_a = 180$ кгс представлены на рисунке 4. Результаты расчёта долговечности подшипников L в различных условиях эксплуатации представлены на рисунках 5, 6.

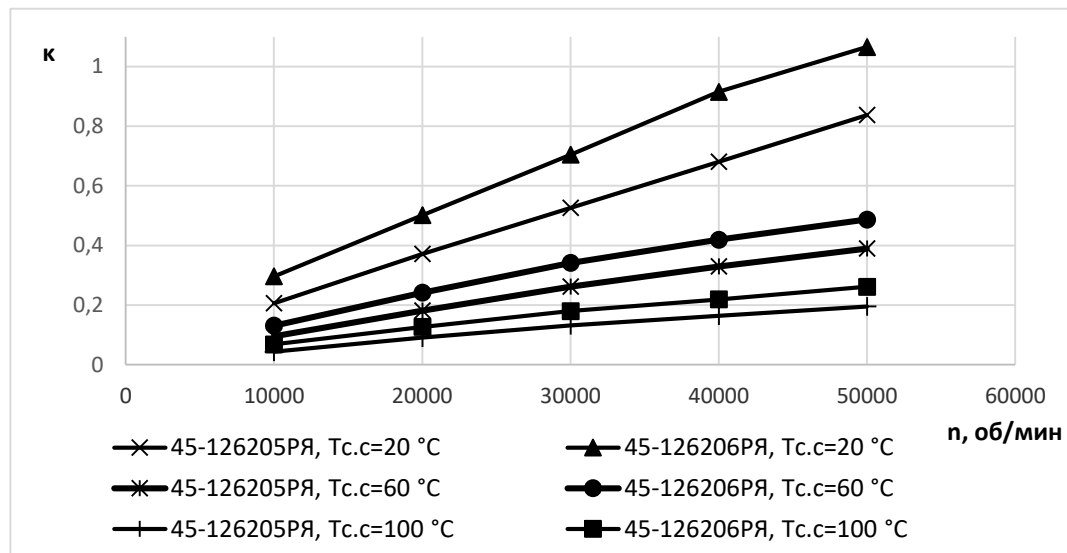


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента вязкости κ для подшипников 45-126205РЯ, 45-126206РЯ от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ при осевой нагрузке $F_a = 180$ кгс

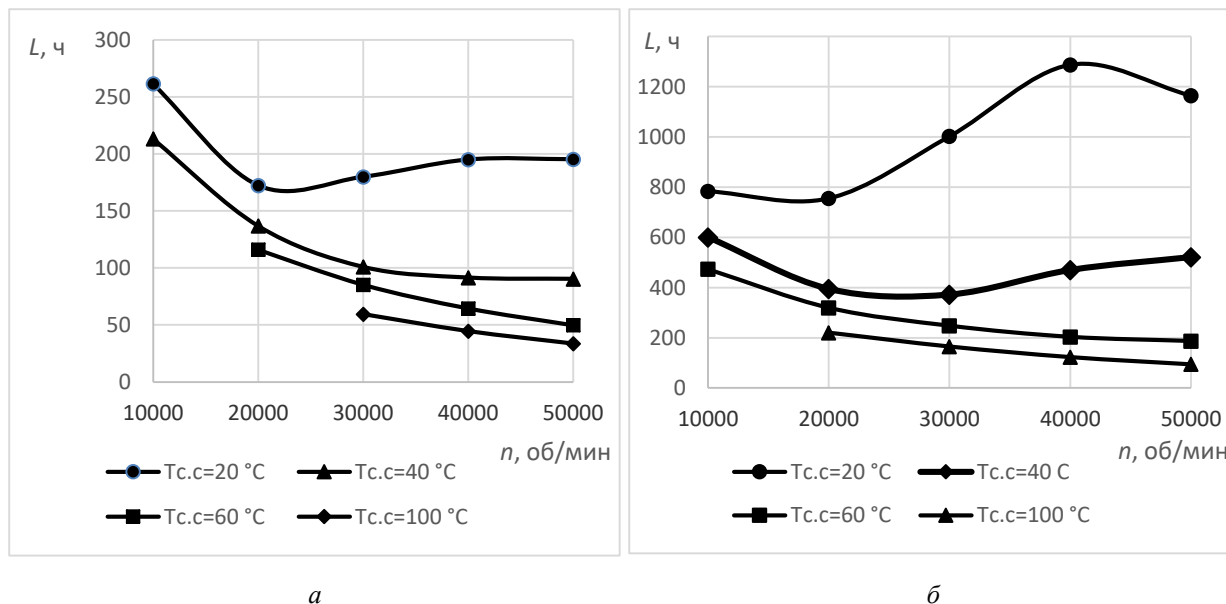


Рисунок 5 – Зависимость долговечности L от частоты вращения n и температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ при осевом усилии на подшипник $F_a = 180$ кгс
 а – подшипник 45-126205РЯ; б – подшипник 45-126206РЯ

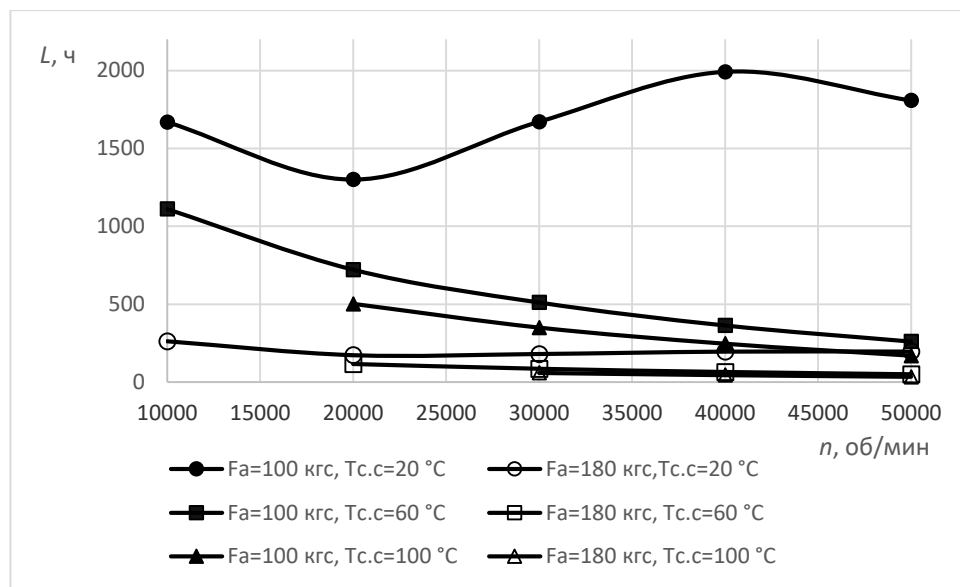


Рисунок 6 – Зависимость долговечности L подшипника 45-126205РЯ от частоты вращения n , осевого усилия F_a и температуры смазочного слоя $T_{c.c}$ (температуры подшипника T_n)

Анализ результатов расчётов показал, что при увеличении типоразмера подшипника с $d = 25$ мм до $d = 30$ мм его долговечность L увеличивается, что обусловлено увеличением номинальной долговечности L_{10} за счёт увеличения динамической грузоподъёмности C (12), а также увеличением коэффициента модификации ресурса a_{ICO} за счёт увеличения статической грузоподъёмности C_0 (19), коэффициента вязкости κ (рисунок 4) и, как следствие, коэффициента загрязнения e_c (рисунок 3). Увеличение коэффициента вязкости κ обусловлено увеличением величины параметра смазки Λ (15) за счёт увеличения окружной скорости шариков и площади контакта шариков с дорожками качения колец. При этом для данных типоразмеров гибридных подшипников влияние массы шариков $m_{ш}$ и действующей на них центробежной силы на величину параметра смазки Λ не столь значительно.

Уменьшение нагрузки F_a приводит к увеличению долговечности подшипников L за счёт увеличения базовой долговечности L_{10} (12, 13) и коэффициента модификации ресурса a_{ICO} . Увеличение коэффициента a_{ICO} обусловлено увеличением коэффициента вязкости κ (параметра смазки Λ) вследствие уменьшения нагрузки на шарики, уменьшения момента трения в подшипнике (13, 5) и его температуры T_n (4, 1, 3), а также увеличением коэффициента загрязнения e_c .

Уменьшение температуры смазочного слоя $T_{c.c}$ (температуры подшипника T_n) приводит к увеличению долговечности L подшипников. При этом интенсивность увеличения долговечности с уменьшением температуры $T_{c.c}$ ниже 60 °C значительно повышается, что обусловлено увеличением вязкости входящего в состав смеси масла МС-8П.

Увеличение частоты вращения n подшипников при температуре $T_{c.c}$ более 60 °C приводит к уменьшению их долговечности L . При $T_{c.c}$ менее 60 °C долговечность L подшипников зависит от сочетания частоты вращения n и коэффициента модификации ресурса a_{ICO} (11), величина которого с увеличением частоты вращения n и, соответственно, коэффициента вязкости κ (рисунок 4) изменяется нелинейно (16..18). Так, долговечность подшипников

при $T_{с.с} = 20^{\circ}\text{C}$ с увеличением частоты вращения n от 10000 об/мин до ~20000 об/мин уменьшается, от ~20000 об/мин до ~50000 об/мин (для подшипника 45-126205РЯ) и ~40000 об/мин (для подшипника 45-126206РЯ) увеличивается, а при дальнейшем увеличении n – уменьшается (рисунок 5). Необходимо учитывать, что увеличение частоты вращения n приводит к увеличению тепловыделения $Q_{тр}$ в подшипнике (4, 5), что сопровождается увеличением его температуры T_n (1, 3).

Зависимость разности T_n и $T_{см.вх}$ от величины осевой нагрузки F_a при частоте вращения $n = 20000, 43000$ об/мин, полученная при проведении экспериментальных работ с подшипником 45-126205РЯ, представлена на рисунке 7.

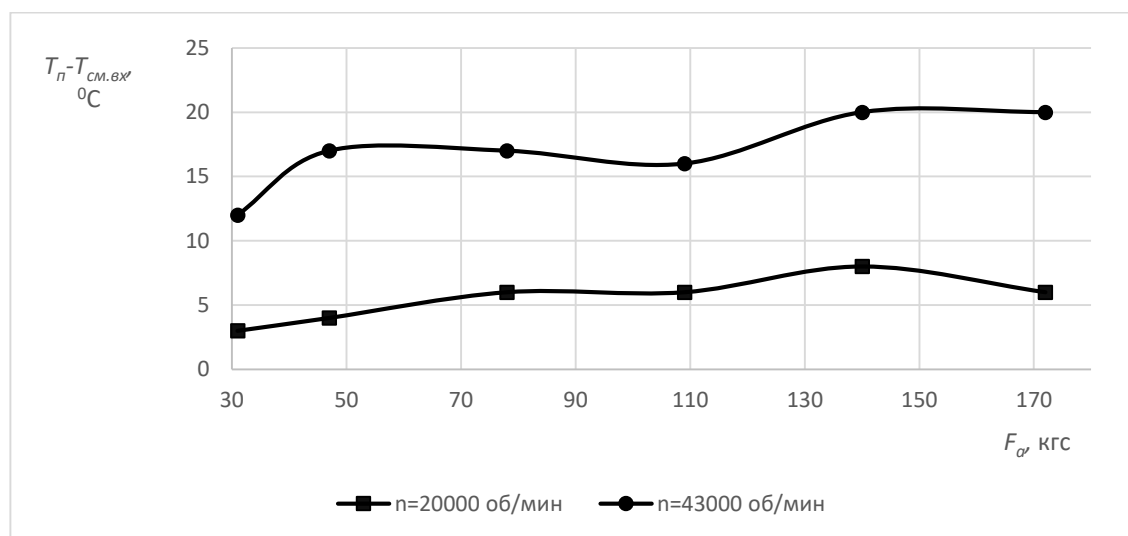


Рисунок 7 – Зависимость разности T_n и $T_{см.вх}$ от величины осевой нагрузки F_a на подшипник и частоты вращения n

3 Способы увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников ГТД

Увеличение долговечности L выбранных подшипников может быть обеспечено за счёт уменьшения температуры смазочного слоя $T_{с.с}$ (температуры подшипника T_n), уменьшения нагрузки $P_{экв.дин}$ на подшипники, а также выбора оптимальной частоты вращения n . При этом учитывая существенное влияние частоты вращения n на характеристики компрессора и турбины, выбор данного параметра должен осуществляться на этапе эскизного проектирования ГТД.

Уменьшение температуры подшипника T_n может быть обеспечено за счёт теплоизоляции (охлаждения) опоры ротора (1, 3), увеличения расхода воздушно-топливной смеси через подшипник (2, 3, 9), уменьшения температуры смеси на входе в подшипник $T_{см.вх}$ (3, 9, 10), а также уменьшения частоты вращения (4, 1, 3) и нагрузки на подшипник $P_{экв.дин}$ (1, 3..5). При этом величина расхода смеси $G_{см}$ и её температура на входе в подшипник $T_{см.вх}$ для изображённого на рисунке 2 ГТД определяются в основном выбором места расположения коллектора отбора воздуха на компрессоре (8, 20..22).

$$G_{в.п} = f(d_{в.к}, p_{в.к}, T_{в.к}); \quad (20)$$

$$p_{в.к} = f(l, p_n, \sigma_{вх}, M_n, \pi_n^*); \quad (21)$$

$$T_{в.к} = f(l, T_n, M_n, \pi_n^*), \quad (22)$$

где $d_{в.к}$ – диаметр проходного сечения на выходе из коллектора; $p_{в.к}$ – давление воздуха в коллекторе; $T_{в.к}$ – температура воздуха в коллекторе; l – расстояние от входа в компрессор до отверстий коллектора отбора воздуха; p_n, T_n – давление и температура окружающей среды; $\sigma_{вх}$ – коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике; M_n – число Маха.

Уменьшение нагрузки $P_{экр.дин}$ на подшипники может быть достигнуто за счёт уменьшения дисбаланса ротора, а также конструктивных мероприятий, направленных на уравнивание осевых сил, действующих на рабочие колеса компрессора и турбины.

Заключение

В малоразмерных ГТД распространена система смазки и охлаждения подшипников воздушно-топливной смесью, применение которой обуславливает ограниченный ресурс двигателей. Поэтому необходим поиск путей увеличения долговечности их роторных подшипников и, как следствие, межремонтного ресурса двигателя. Традиционные пути повышения долговечности – изменение типоразмера подшипника, снижение частоты вращения ротора и температуры смазки – не всегда возможны и часто не позволяют обеспечить требуемые параметры двигателей.

Проведённые исследования показали, что увеличение долговечности подшипников целесообразно обеспечивать за счёт реализации комплекса мероприятий: увеличения типоразмера подшипника (в исследованном диапазоне d), если это позволяет конструкция двигателя; снижения дисбаланса ротора и действующей осевой силы технологическими и конструктивными путями; обеспечения требуемых температуры и количества подводимой в подшипники топливо-воздушной смеси за счёт выбора места отбора воздуха из компрессора или охлаждения смеси, например, в стойках входного устройства. Так, для подшипника 45-126205РЯ снижение температуры смеси с 100 °С до 60 °С при частоте вращения от 30000 об/мин до 50000 об/мин позволяет увеличить его долговечность в 1,3 раза, для подшипника 45-126206РЯ – в 1,5..2,0 раза.

Выбор рациональных способов увеличения долговечности смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников должен осуществляться при решении системы уравнений (1..22) исходя из конструктивных возможностей ГТД. Данную задачу целесообразно решать на этапе эскизного проектирования ГТД, так как возможности изменения параметров, влияющих на долговечность смазываемых и охлаждаемых воздушно-топливной смесью подшипников, на этапе доводки ГТД весьма ограничены.

Список использованных источников

1. Сайт AMT Netherlands [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.amtjets.com.
2. Сайт KingTech turbines [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.kingtechturbine.lu.
3. Трянов, А. Е. Особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок. – Самара: Изд-во Самар. Гос. Ун-та, 2011. – 202 с.
4. Патент 2597322 Российская Федерация, МПК F02C7/06. Малоразмерный газотурбинный двигатель : №2015116235/06 : заявлено 28.04.2015; опубликовано 10.09.2016 / Костокрыз В. Г., Дудьев Д. Я., Сигаило В. Я., Гельмедов А. Ш., Климов Н. И., Кошолоп Ю. Г., Бугаев С. И., Климов В. Н., Лиходид П. В., Лаврик А. С., Новиков М. В., Валитова З. Р., Романов А. В. – 12 с.

5. Климов, В. Н. Исследование работоспособности системы смазки и охлаждения роторных подшипников газотурбинного двигателя воздушно-топливной смесью / В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигаило, Н. И. Климов, Ю. К. Машков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. –Т. 18, №1. – С. 55-66.

6. Климов, В. Н. Повышение эффективности воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя / В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигаило, Н. И. Климов // Авиационные двигатели и силовые установки: сборник тезисов Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов. – Москва: ЦИАМ, 2019. – С. 21-22.

7. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий: в 3 кн. Кн.1: Конструкция и прочность ГТД и ЭУ / Н. Н. Сиротин, А. С. Новиков, А. Г. Пайкин, А. Н. Сиротин. – Москва : Наука, 2011. – 1087 с.

8. Климов, В. Н. Разработка перспективной воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя: диссертация ... кандидата технических наук / Климов Виталий Николаевич ; ОмГТУ. – Омск, 2022. – 133 с.

9. Коднир, Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – Москва: Машиностроение, 1976. – 304 с.

10. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. Введ. 01.07.2015. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 49 с.

Increasing the longevity of rotary bearings in gas turbine engines with air-fuel lubrication systems

V. N. Klimov	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department of Transmissions, Oil Systems and Bearings; Branch of PJSC "UEC-Saturn" - Omsk Engine Design Bureau, Omsk, Russian Federation; email: klimov-vitaliy-asp@yandex.ru
S. V. Falaleev	Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Aircraft Engine Design and Engineering; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: sergey_falaleev@mail.ru

Turbojet engines with an air-fuel lubrication system are used in small-sized high-speed aircraft. In these engines, the cooling of rotary bearings is accomplished using air extracted from the compressor, while lubrication is provided by fuel drawn from the fuel pipeline. Under fuel lubrication, bearings operate under boundary friction conditions across a wide range of rotational frequencies and loads, which results in their limited longevity and reduced maintenance intervals for gas turbine engines (GTE). This study presents a computational analysis assessing the impact of bearing size, lubricant film temperature, rotational frequency, and axial load on the longevity of bearings lubricated and cooled by the air-fuel mixture. Methods to enhance the durability of rotary bearings in GTEs lubricated and cooled by the air-fuel mixture are delineated. The findings can be applied in the design of GTEs with air-fuel lubrication systems to extend the longevity of rotary bearings and consequently increase the maintenance intervals of the engines. The results obtained in the work are the product of the United Engine Corporation (UEC) activities.

Keywords: gas turbine engine; air-fuel mixture; lubrication system; bearing longevity; resource

Citation: Klimov, V. N. and Falaleev, S. V. (2025), "Increasing the longevity of rotary bearings in gas turbine engines with air-fuel lubrication systems", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 27-39. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-27-39. (In Russian; abstract in English)

References

1. Website AMT Netherlands [Electronic resource]. – Access mode: www.amtjets.com.
2. Website KingTech turbines [Electronic resource]. – Access mode: www.kingtechturbine.lu.
3. Tryanov, A. E. (2011), *Design features of components and systems of aircraft engines and power plants*, Samara State University Publishing House, Samara, 202 p. (In Russian).
4. Kostogryz, V. G., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya., Gel'medov, A. Sh., Klimov, N. I., Kosholap, Yu. G., Bugaev, S. I., Klimov, V. N., Lihodid, P. V., Lavrik, A. S., Novikov, M. V., Valitova, Z. R. and Romanov, A. V. (2016), *Malorazmernyy gazoturbinnyy dvigatel'* [Small-sized gas turbine engine], Russian Federation, Pat. 2597322, IPC F02C7/06, № 2015116235/06, dec. 28.04.2015, published 10.09.2016. (In Russian).
5. Klimov, V. N., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya., Klimov, N. I. and Mashkov, Yu. K. (2019), "Investigation of the operability of the lubrication and cooling system of rotary bearings of a gas turbine engine with an air-fuel mixture", *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 18, №1, pp. 55-66. (In Russian).
6. Klimov, V. N., Dud'ev, D. Ya., Sigaylo, V. Ya. and Klimov, N. I. (2019), "Improving the efficiency of the air-fuel lubrication system of a gas turbine engine", *Aircraft engines and power plants: a collection of abstracts of the All-Russian Scientific and Technical Conference of young scientists and specialists*, Central Institute of Aviation Motors, Moscow, pp. 21-22. (In Russian).
7. Sirotin, N. N., Novikov, A. S., Paykin, A. G., Sirotin, A. N. (2011), *Osnovy konstruirovaniya, proizvodstva i ekspluatatsii aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok v sisteme CALS tekhnologii : v 3 kn. Kn.1: Konstruktsiya i prochnost' GTD i EU* [Fundamentals of design, production and operation of aviation gas

turbine engines and power plants in the CALS technology system: in 3 books. Book.1: Design and strength of GTE and PP.], Nauka, Moscow, 1087 p. (In Russian).

8. Klimov, V. N. (2022), *Razrabotka perspektivnoy vozdushno-toplivnoy sistemy smazki gazoturbinnogo dvigatelya* [Development of a promising air-fuel lubrication system for a gas turbine engine], Ph.D. Thesis, OmSTU, Omsk, Russian Federation– 133 p. (In Russian).

9. Kodnir, D. S. (1976), *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detaley mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts], Mashinostroenie, Moscow, 304 p.

10. GOST 18855-2013 [State standard 18855-2013] (2014), *Podshipniki kacheniya. Dinamicheskaya gruzopod'emnost' i nominal'nyy resurs* [Rolling bearings. Dynamic load capacity and rated life], introduced 01.07.2015, Standartinform, Moscow, 49 p. (In Russian).