

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОЙ СМЕСЬЮ

© 2019

- В. Н. Климов** начальник конструкторской бригады отдела турбин и камер сгорания; филиал ПАО «ОДК – Сатурн» – Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru
- Д. Я. Дудьев** заместитель главного конструктора по малоразмерным ГТД; филиал ПАО «ОДК – Сатурн» – Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; omkb@omkb.ru
- В. Я. Сигаило** начальник конструкторского отдела; филиал ПАО «ОДК – Сатурн» – Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; omkb@omkb.ru
- Н. И. Климов** начальник отдела маслосистем и зубчатых передач; филиал ПАО «ОДК – Сатурн» – Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; Klimov.nik.omsk@gmail.com
- Ю. К. Машков** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Материаловедение»; Омский государственный технический университет; info@omgtu.ru

Рассмотрена перспективная конструкция газотурбинного двигателя, в которой воздушно-топливная смесь, полученная в специальном смесителе, подаётся к подшипнику, установленному в опоре турбины, и далее через полый вал к подшипнику опоры компрессора, после чего направляется на вход в двигатель. Сложность реализации такой схемы двигателя заключается в обеспечении работоспособности смазываемых воздушно-топливной смесью подшипников в течение заданного времени. Это связано с невозможностью достаточно точного определения теплового состояния подшипников и режима трения в них. Решение данных задач требует проведения экспериментальных работ по определению коэффициентов трения и конвективной теплоотдачи в подшипниках, а также их полного ресурса при различных режимах работы и параметрах продуваемой через подшипники воздушно-топливной смеси. Представлены результаты испытаний смазываемого воздушно-топливной смесью, маслом МС-8П и работающего без смазки шарикового радиально-упорного подшипника 45-126205РЯ. Выполнен анализ работоспособности смазываемых воздушно-топливной смесью роторных подшипников, определена область эффективного применения газотурбинного двигателя с воздушно-топливной системой смазки.

Газотурбинный двигатель; система смазки; воздушно-топливная смесь; коэффициент трения; подшипник.

Цитирование: Климов В.Н., Дудьев Д.Я., Сигаило В.Я., Климов Н.И., Машков Ю.К. Исследование работоспособности системы смазки и охлаждения роторных подшипников газотурбинного двигателя воздушно-топливной смесью // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 1. С. 55-66. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-1-55-66

Одним из основных способов улучшения массогабаритных характеристик, а также снижения стоимости газотурбинных двигателей (ГТД) является упрощение их конструкции (включая системы и агрегаты). Эффективным мероприятием для этого может быть переход от традиционной циркуляционной масляной системы смазки [1] к разомкнутой схеме смазки роторных подшипников воздушно-топливной смесью с после-

дующим частичным или полным её возвращением в термодинамический процесс ГТД. Одна из возможных схем ГТД с такой системой смазки и охлаждения подшипников представлена в [2]. В предложенной конструкции для смазки и охлаждения роторных подшипников ГТД используется воздушно-топливная смесь, получаемая в специальном смесителе, установленном на корпусе двигателя. Воздух в смеситель подаётся из проточной части компрессора, а топливо из магистрали подачи топлива – в камеру сгорания. Полученная смесь по трубопроводу подаётся к подшипнику, установленному в опоре турбины, и далее через полый вал к подшипнику опоры компрессора, после чего направляется на вход в компрессор (рис. 1).

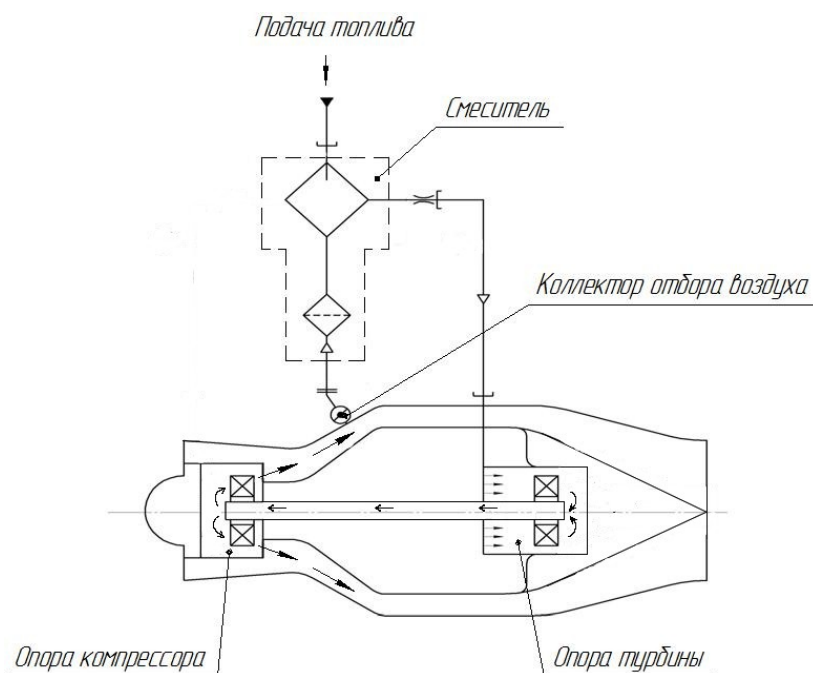


Рис. 1. Схема смазки и охлаждения роторных подшипников ГТД воздушно-топливной смесью

Данная конструкция позволяет минимизировать потери топлива, поскольку топливо, отбираемое для смазки подшипников, возвращается в камеру сгорания, и обеспечить стабильную смазку и охлаждение подшипников без использования маслобака, охладителя, маслоотделителя, маслонасоса и магистралей откачки масла из опор двигателя. Расположение смесителя в «холодной» зоне снаружи двигателя позволяет исключить коксование распылителя, что обеспечивает его надёжную работу без необходимости продувок после остановки двигателя.

Сложность реализации описанной схемы ГТД заключается в обеспечении работоспособности смазываемых воздушно-топливной смесью подшипников в течение заданного времени, что связано с невозможностью достаточно точного определения теплового состояния подшипников и режима трения в них. В качестве топлива в ГТД традиционно используется керосин, физико-химические свойства и трибологические характеристики которого существенно отличаются от аналогичных свойств масел [3]. При смазке распылённым топливом, вязкость которого существенно ниже вязкости масла, подшипник в большом диапазоне частот вращения работает в режиме граничного трения [4], при котором происходит частичное касание поверхностей его движущихся деталей. Это приводит к увеличению силы трения в подшипнике и, как следствие, к по-

вышенному тепловыделению в нём и ускоренному износу его деталей, что существенно ограничивает работоспособность и срок службы подшипника.

Исследования причин износа и разрушения подшипников при масляном голодании [5] указывают на то, что в условиях граничного трения основной причиной выхода подшипников из строя является значительное повышение их температуры. Следовательно для обеспечения длительной работоспособности подшипника, смазываемого воздушно-топливной смесью, в первую очередь необходимо обеспечить его эффективное охлаждение. Это, в свою очередь, требует точного определения теплового состояния подшипника в данных условиях работы.

На установившемся режиме работы ГТД в опоре подшипника устанавливается равенство мощностей тепловых потоков согласно уравнению:

$$Q_{отв} = Q_{под} + Q_{тр},$$

где $Q_{отв}$ – мощность теплового потока, отводимого от подшипника воздушно-топливной смесью; $Q_{под}$ – мощность теплового потока, подводимого к подшипнику через стенки опоры подшипника и вал; $Q_{тр}$ – мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике в процессе трения между его деталями.

Мощность теплового потока, отводимого от подшипника смесью, определяется согласно [6]:

$$Q_{отв} = k S (T_n - T_{см}),$$

где $k = f(G_e, G_m, p_{см}, T_{см}, n)$ – коэффициент конвективной теплоотдачи; G_e – расход воздуха через подшипник; G_m – расход топлива через подшипник; $p_{см} = (p_{см.вх} + p_{см.вых})/2$ – среднее статическое давление воздушно-топливной смеси в подшипнике; $p_{см.вх}$ – статическое давление на входе в подшипник; $p_{см.вых}$ – статическое давление на выходе из подшипника; $T_{см} = (T_{см.вых} + T_{см.вх})/2$ – средняя температура воздушно-топливной смеси в подшипнике; $T_{см.вых}$ – температура воздушно-топливной смеси на выходе из подшипника; $T_{см.вх}$ – температура воздушно-топливной смеси на входе в подшипник; n – частота вращения вала, [об/мин]; S – площадь поверхности подшипника, обдуваемой воздушно-топливной смесью; T_n – температура подшипника.

Мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике, определяется следующим образом:

$$Q_{тр} = N_{тр},$$

где $N_{тр}$ – потери мощности на трение в подшипнике [7]:

$$N_{тр} = \frac{M_{тр} \cdot n}{9550}. \quad (1)$$

Момент трения, возникающий в подшипнике, согласно [7]:

$$M_{тр} = f_{тр} P \frac{d}{2}, \text{ [Н} \cdot \text{мм]}, \quad (2)$$

где f_{np} – приведённый к валу условный коэффициент трения, величина которого для смазываемого воздушно-топливной смесью подшипника неизвестна и требует экспериментального определения в различных условиях эксплуатации (расхода распыленного топлива через подшипник, перепада давления смеси на подшипнике, температуры смеси, частоты вращения вала); P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник; d – внутренний диаметр подшипника [мм].

Таким образом, для обеспечения приемлемой температуры подшипника, смазка и охлаждение которого осуществляются воздушно-топливной смесью, необходимо экспериментальное определение коэффициентов трения f_{np} и конвективной теплоотдачи k в подшипнике в зависимости от режима его работы и параметров продуваемой через него воздушно-топливной смеси.

Анализ режима трения в смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике для выбранного режима его работы и условий смазки может быть выполнен на основании результатов ресурсных испытаний подшипника.

Целью данной работы является исследование работоспособности смазываемых воздушно-топливной смесью подшипников роторных опор ГТД при различных условиях эксплуатации.

Оценка работоспособности смазываемых воздушно-топливной смесью подшипников производилась по результатам испытаний, проведённых в филиале ПАО «ОДК – Сатурн» – ОМКБ на специальном стенде, имитирующем условия их работы в составе двигателя. При этом задняя опора ротора установки имитировала опору ГТД со смазкой и охлаждением подшипника воздушно-топливной смесью, а передняя располагалась в специальном модуле и представляла собой опору с аналогичным подшипником, смазка и охлаждение которого производились маслом МС-8П (рис. 2). Такое исполнение позволило сравнить эффективность применения воздушно-топливной смеси и масла.

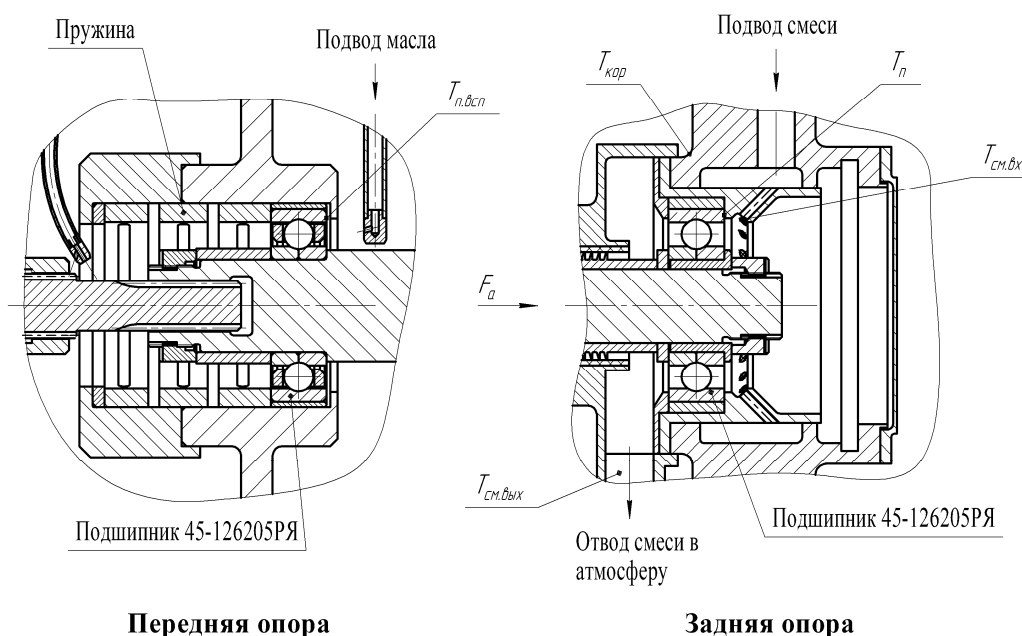


Рис. 2. Опоры ротора установки:

T_n – температура наружного кольца испытываемого подшипника; $T_{n.всп}$ – температура наружного кольца вспомогательного подшипника; $T_{см.вх}$ – температура смеси на входе в подшипник; $T_{см.вых}$ – температура смеси на выходе из подшипника; $T_{кор}$ – температура корпуса опоры; F_a – осевая сила

В качестве объекта испытания был выбран шариковый радиально-упорный подшипник 45-126205РЯ с керамическими телами качения из нитрида кремния Si_3N_4 . Использование керамических шариков было обусловлено меньшими силами трения и меньшим тепловыделением в подшипнике по сравнению с подшипниками со стальными шариками [8]. В качестве топлива использовался керосин ТС-1 с добавлением 5% масла МС-8П. Осевая нагрузка, действующая на подшипники, создавалась специальной пружиной и составляла 1765,8 Н (180 кГ). Дисбаланс ротора в местах установки подшипников составлял 20 г·мм. Величина полного избыточного давления воздушно-топливной смеси перед подшипником составляла 117,7 кПа (1,2 кГ/см²). Для минимизации теплообмена между потоком воздушно-топливной смеси и корпусными деталями установки температура смеси на входе в установку поддерживалась примерно равной температуре корпуса $T_{\text{см.вх}} \approx T_{\text{кор}} \approx 12...20$ °С. Для оценки работоспособности смазываемого воздушно-топливной смесью подшипника и сравнения эффективности его охлаждения по отношению к подшипнику, смазываемому маслом, производились измерения температур наружных колец подшипников, температур воздушно-топливной смеси и масла на входе и выходе из подшипников. Раскрутка вала установки осуществлялась электродвигателем.

Потеря мощности на трение $N_{\text{тр}}$ в подшипнике определялась по формуле:

$$N_{\text{тр}} = Q_{\text{см}} + Q_{\text{кор}} . \quad (3)$$

Мощность теплового потока $Q_{\text{см}}$, отводимого от подшипника воздушно-топливной смесью, согласно [6]:

$$Q_{\text{см}} = G_{\text{см}} C_{\text{р см}} (T_{\text{см.вых}} - T_{\text{см.вх}}) .$$

Здесь $G_{\text{см}} = G_{\text{г}} + G_{\text{м}}$ – расход воздушно-топливной смеси через подшипник; $C_{\text{р.см}}$ – удельная теплоёмкость воздушно-топливной смеси, определявшаяся по формуле:

$$C_{\text{р.см}} = \frac{C_{\text{р.к}} T_{\text{м}} G_{\text{м}} + C_{\text{р.г}} T_{\text{г}} G_{\text{г}}}{G_{\text{см}} T_{\text{см0}}} ,$$

где $C_{\text{р.к}}$ – удельная теплоёмкость керосина; $T_{\text{м}}$ – температура топлива на входе в смеситель; $C_{\text{р.г}}$ – удельная теплоёмкость воздуха; $T_{\text{г}}$ – температура воздуха на входе в смеситель; $T_{\text{см.0}}$ – температура воздушно-топливной смеси на входе в установку.

Мощность теплового потока, отводимого от подшипника в корпус установки, согласно [6]:

$$Q_{\text{кор}} = K S_{\text{к}} (T_{\text{н}} - T_{\text{кор}}) ,$$

где $S_{\text{к}}$ – площадь поверхности подшипника, контактирующей с корпусом подшипника; K – коэффициент теплопередачи корпуса подшипника, определённый экспериментальным путём для каждого значения расхода топлива $G_{\text{м}}$ при $n = 43000$ об/мин исходя из предположения о том, что весь тепловой поток, отводимый от подшипника в корпус подшипника, снимается омывающей корпус подшипника воздушно-топливной смесью:

$$Q_{кор} = G_{см} C_{p,см} (T_{вх} - T_{см0}).$$

Эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на каждый подшипник, согласно [7]:

$$P = 0,41 \cdot F_r + 0,87 \cdot F_a,$$

где F_a – осевая сила, действующая на подшипники со стороны пружины; F_r – радиальная сила, действующая на каждый подшипник и возникающая под действием центробежных сил вследствие дисбаланса ротора.

Результаты испытаний подшипников представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1. Результаты испытаний подшипника, смазываемого маслом МС-8П

Частота вращения вала	Эквивалентная динамическая нагрузка	Расход масла через подшипник	Температура масла на входе в модуль	Температура наружного кольца подшипника
n , [об/мин]	P , [Н]	G_m [г/с]	$T_{м.вх}$, [°C]	$T_{н.всп}$, [°C]
10000	1545,2	10,3	53	60
20000	1572,2	10,3	53	66
30000	1617,1	10,3	52	73
43000	1702,3	10,3	54	97

Таблица 2. Результаты испытания подшипника, смазка и охлаждение которого осуществлялась воздушно-топливной смесью

Частота вращения вала	Эквивалентная динамическая нагрузка	Концентрация топлива в смеси	Температура смеси на входе в подшипник	Температура наружного кольца подшипника	Температура смеси на выходе из подшипника
n , [об/мин]	P , [Н]	$\frac{G_m}{G_{см}} \cdot 100\%$	$T_{см.вх}$, [°C]	T_n , [°C]	$T_{см.вых}$, [°C]
10000	1545,2	10,7%	13	16,5	16,5
20000	1572,2		10,5	16,5	17,5
30000	1617,1		18	29	27
43000	1702,3		18,5	32	37
10000	1545,2	8,7%	15	18	18
20000	1572,2		14	20	20,5
30000	1617,1		17	28	25,5
43000	1702,3		18,5	33	38
10000	1545,2	7,0%	11	15	14
20000	1572,2		14,5	21,5	20,5
30000	1617,1		19	32	27,5
43000	1702,3		20,5	36	37
10000	1545,2	4,9%	15	18	19
20000	1572,2		18	24	23
30000	1617,1		16,5	30	25
43000	1702,3		21	39	39
10000	1545,2	0	16	23	22
20000	1572,2		17	30	25,5
30000	1617,1		16,5	47	32,5

Анализ полученных результатов показал высокую эффективность смазки и охлаждения подшипника воздушно-топливной смесью. Превышение температуры подшипника, смазываемого и охлаждаемого воздушно-топливной смесью, над температурой смеси на входе в подшипник при частоте вращения вала $n = 43000$ об/мин составило не более 18°C , что в 2,4 раза меньше, чем при смазке маслом (превышение температуры подшипника, смазываемого и охлаждаемого маслом МС-8П, над температурой масла на входе в него при той же частоте вращения вала и нагрузке составило 43°C).

Исследование зависимости коэффициента конвективной теплоотдачи в подшипнике от параметров продуваемой через подшипник воздушно-топливной смеси требует проведения дополнительных испытаний.

Зависимости коэффициентов трения f_{np} в смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике от частоты вращения при различных концентрациях топлива в смеси, рассчитанные по формулам (1) – (3) с использованием полученных в результате экспериментов данных (табл. 2), представлены на рис. 3.

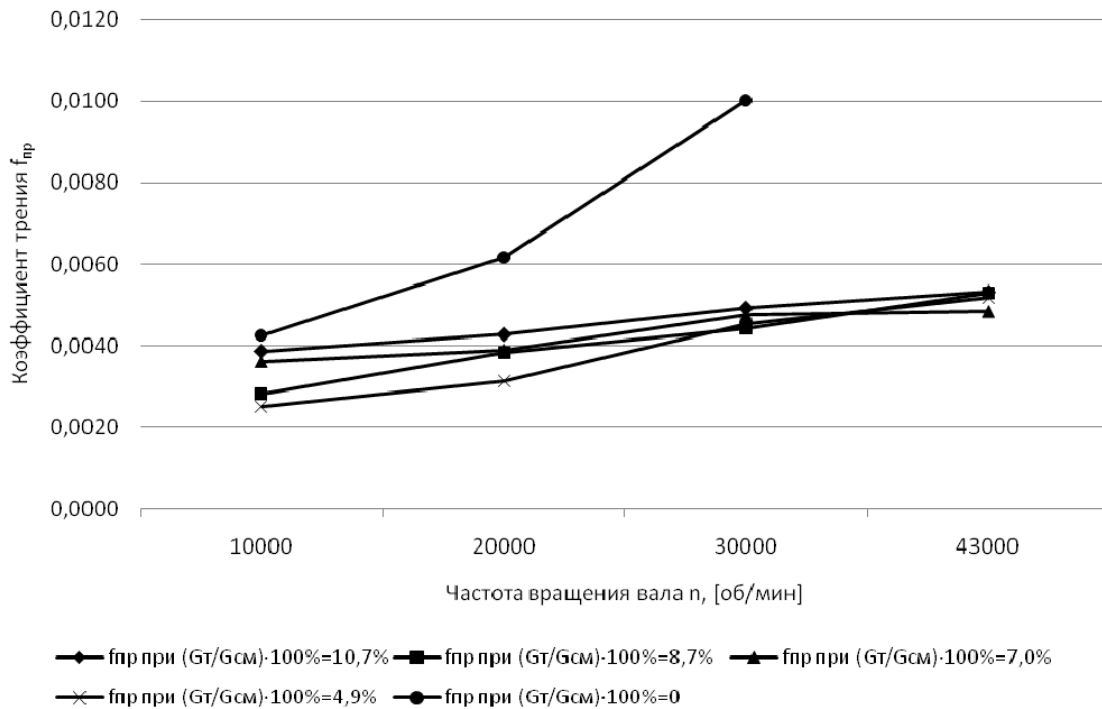


Рис. 3. Расчетная зависимость коэффициента трения f_{np} в подшипнике от частоты вращения вала при различных концентрациях топлива в смеси

Анализ зависимостей на рис. 3 показывает, что смазка подшипника даже сравнительно небольшим количеством топлива при правильном выборе режима работы подшипника может приводить к существенному уменьшению коэффициента трения в нём по сравнению с подшипником, работающим без смазки. Из графиков видно, что при частоте вращения до $n \approx 10000$ об/мин условия трения в смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике близки к условиям «сухого» трения. С ростом частоты вращения вала разница между коэффициентом трения в работающем без смазки и смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике существенно увеличивается, что свидетельствует об улучшении условий смазки подшипника вследствие увеличения толщины смазочного слоя между его деталями.

Увеличение расхода топлива через подшипник приводит к увеличению коэффициента трения в подшипнике и количества выделяющейся в нём теплоты, что объясняется увеличением потерь мощности на перемешивание смазки. Это подтверждается увеличением разности температур между потоком на выходе из подшипника $T_{см.вых}$ и наружным кольцом подшипника T_n с увеличением расхода топлива.

Проанализируем условия смазки подшипника в зависимости от его режима работы и параметров продуваемой через него воздушно-топливной смеси.

Одним из основных параметров, характеризующих условия смазки подшипника и использующихся для оценки его работоспособности, является безразмерный параметр смазки Λ [9]:

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}},$$

где h_0 – толщина смазочного слоя; Ra_1 и Ra_2 – соответственно высота микронеровностей кольца и шарика подшипника.

Параметр смазки Λ связан с долговечностью подшипника. При значениях $\Lambda < 0,8$ на контактирующих поверхностях тел качения с кольцами подшипника возникает контакт металла с металлом, вследствие чего долговечность подшипника снижается. При $0,8 \leq \Lambda \leq 3$ условия смазки подшипника считаются удовлетворительными. При $\Lambda > 3$ плёнка упругого текучего смазочного материала гарантированно предохраняет рабочие поверхности от металлического контакта, вследствие чего долговечность подшипника повышается в несколько раз.

Расчёт параметра смазки Λ и толщины смазочного слоя h_0 в подшипнике производился при $Ra_1 = 0,16$ [мкм] и $Ra_2 = 0,08$ [мкм] по методикам, изложенным в [10]. Значения пьезокоэффициента вязкости керосина, использовавшиеся при расчёте h_0 , были определены по формуле [11]:

$$\alpha = (0,6 + \lg \nu_t) \cdot 10^{-2},$$

где α – пьезокоэффициент вязкости [1/МПа]; ν_t – кинематическая вязкость смазочного материала [мм²/с].

Результаты расчётов пьезокоэффициента вязкости керосина α и параметра смазки Λ для исследуемого подшипника 45-126205РЯ представлены на рис. 4, 5.

Из графиков рис. 5 видно, что условия смазки подшипника существенно улучшаются при увеличении частоты вращения подшипника и уменьшении температуры смазочной жидкости, что связано с увеличением толщины смазочного слоя между телами качения и кольцами подшипника. При этом влияние температуры смазки на толщину смазочного слоя обусловлено уменьшением динамической вязкости и пьезокоэффициента вязкости керосина (рис. 4) при увеличении его температуры. Отсюда следует, что условия смазки подшипников ГТД могут быть улучшены за счёт использования более вязкого топлива либо добавления в него масла, что и было реализовано в ходе испытаний (в керосин ТС-1 добавлялось 5% масла МС-8П).

Следует отметить, что методика расчёта толщины смазочного слоя в подшипнике [10] составлена для случая, когда расход смазки через подшипник достаточен для образования её максимально возможной в данных условиях эксплуатации толщины. Ис-

пользование данной методики для подшипника, смазываемого воздушно-топливной смесью с малым расходом топлива, может быть некорректным и требует экспериментальной проверки.

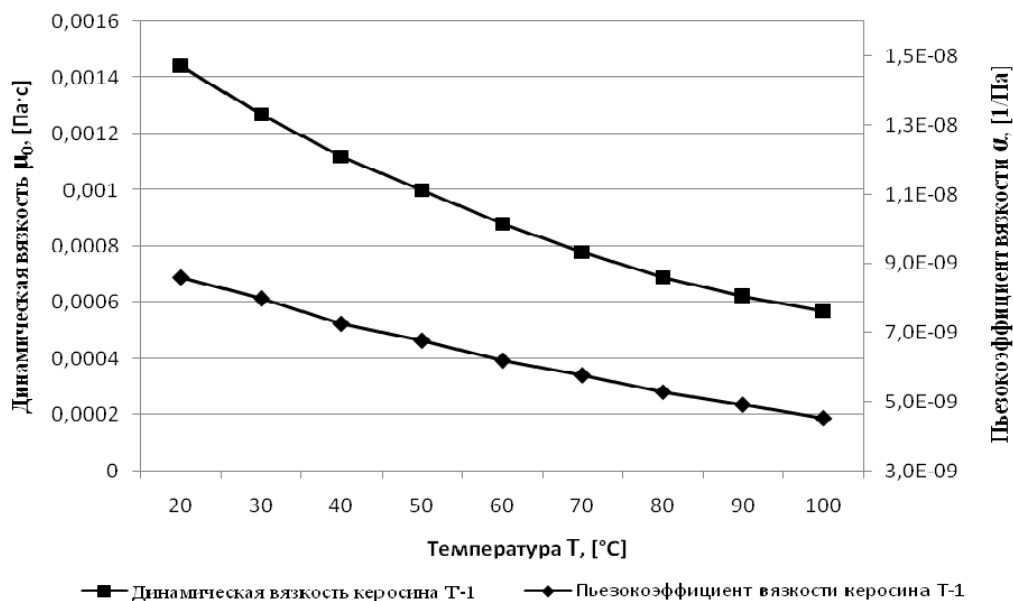


Рис. 4. Зависимость динамической вязкости μ_0 и пьезокоэффициента вязкости α керосина от его температуры

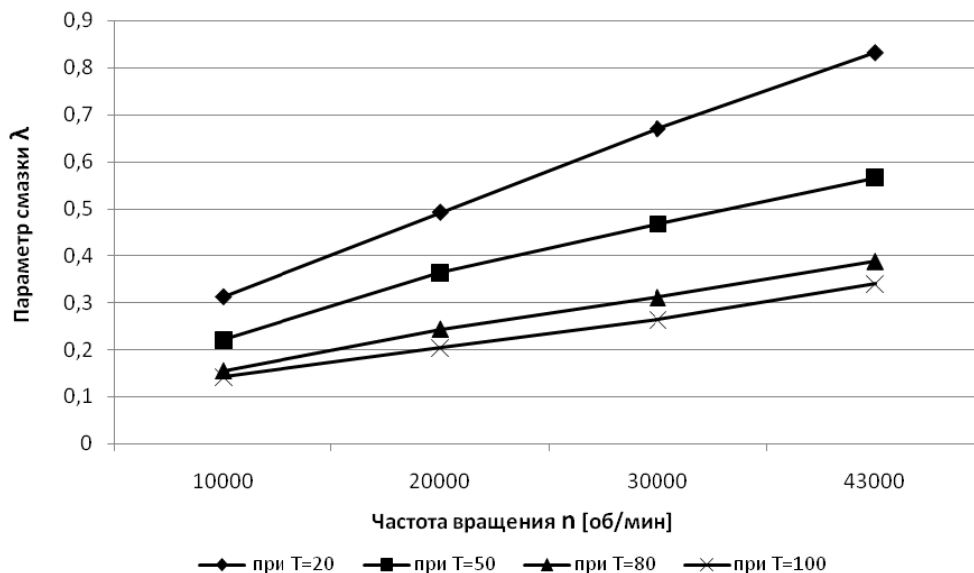


Рис. 5. Расчётная зависимость параметра смазки λ от частоты вращения при различных температурах керосина

Выводы

Проведённый анализ показывает, что из-за недостаточной толщины смазочного слоя между телами качения и кольцами подшипника при малых частотах вращения ротора область эффективного применения описанной воздушно-топливной системы

смазки являются высокооборотные ГТД. При этом использование воздушно-топливной смеси для охлаждения роторных подшипников позволяет обеспечивать их приемлемое тепловое состояние при высоких частотах вращения ротора. Для улучшения условий смазки подшипников и увеличения их полного ресурса в таких ГТД целесообразно использование топлива с высокими значениями динамической вязкости и пьезокоэффициента вязкости либо добавление в топливо масла. Определение оптимального количества добавляемого в топливо масла, не оказывающего существенного влияния на характеристики камеры сгорания ГТД, требует проведения дополнительных испытаний.

Момент трения в смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике при величине перепада полного давления смеси на подшипнике, равной 117,7 кПа ($1,2 \text{ кг/см}^2$), частоте вращения $n = 10000 \dots 43000$ об/мин и концентрации топлива (керосин ТС-1 с добавлением 5% масла МС-8П) в смеси, равной 4,9...10,7%, с достаточной степенью точности может быть рассчитан по формуле (2) с использованием полученных значений f_{np} (рис. 3).

Определение полного ресурса подшипника при различных режимах его работы и параметрах продуваемой через него воздушно-топливной смеси требует проведения дополнительных ресурсных испытаний. Суммарное время работы подшипника за весь комплекс проведённых испытаний с $n = 10000 \dots 43000$ об/мин при концентрациях топлива в смеси, равных 4,9...10,7%, составило более пяти часов. При этом по завершении работ состояние подшипника признано удовлетворительным, что подтверждает возможность использования данной системы смазки для короткоресурсных высокооборотных ГТД.

Учёт приведённых в статье данных при проектировании перспективных ГТД с воздушно-топливной системой смазки позволит выбрать оптимальные режимы работы двигателя, а также параметры смазывающей роторные подшипники воздушно-топливной смеси, обеспечивающие работоспособность системы смазки ГТД при минимальных потерях топлива и давления воздуха в компрессоре. Это обеспечит повышение надёжности и ресурса разрабатываемых ГТД.

Библиографический список

1. Бич М.М., Вейнберг Е.В., Сурнов Д.Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
2. Климов В.Н., Климов Н.И. Перспективная схема смазки и охлаждения подшипников короткоресурсного газотурбинного двигателя воздушно-топливной смесью // Омский научный вестник. 2017. № 3 (153). С. 39-43.
3. Резников М.Е. Авиационные топлива и смазочные материалы (авиационная химология): учебное пособие. М.: Военное издательство министерства обороны России, 2003. 234 с.
4. Пенкин Н.С., Пенкин А.Н., Сербин В.М. Основы трибологии и триботехники: учебное пособие. М.: Машиностроение, 2008. 208 с.
5. Повреждения подшипников качения и их причины. СПб: SKF, 2002. 47 с.
6. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. Теплотехника. М.: Высшая школа, 2000. 671 с.
7. Леликов О.П. Подшипники качения: справочник. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 666 с.
8. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации // Материалы докладов международной научно-технической конференции «Проблемы и

перспективы развития двигателестроения». Ч. 2. Самара: Самарский университет, 2016. С. 218-219.

9. Черневский Л.В., Коросташевский Р.В., Яхин Б.А. Подшипники качения: справочник-каталог. М.: Машиностроение, 1997. 896 с.

10. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.

11. Пузик Е.А., Филатов А.А. Методика определения пьезокоэффициента вязкости в нагруженной контактной зоне подшипников качения // Механическое оборудование металлургических заводов. 2016. № 1 (6). С. 10-13.

RESEARCH OF THE OPERABILITY OF AN AIR-FUEL LUBRICATION AND COOLING SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINE ROTOR BEARINGS

© 2019

- V. N. Klimov** Head of the Design Team, Department of Turbines and Combustion Chambers; Branch of PJSC "UEC Saturn" – Omsk Engine Design Bureau (JSC), Omsk, Russian Federation;
Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru
- D. Ya. Dud'ev** Deputy Chief Designer for Small-Size GTE; Branch of PJSC "UEC Saturn" – Omsk Engine Design Bureau (JSC), Omsk, Russian Federation;
omkb@omkb.ru
- V. Ya. Sigaylo** Head of the Design Department; Branch of PJSC "UEC Saturn" – Omsk Engine Design Bureau (JSC), Omsk, Russian Federation;
omkb@omkb.ru
- N. I. Klimov** Head of the Department of Oil Systems and Gears; Branch of PJSC "UEC Saturn" – Omsk Engine Design Bureau (JSC), Omsk, Russian Federation;
Klimov.nik.omsk@gmail.com
- Yu. K. Mashkov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Material Science; Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation;
info@omgtu.ru

The article is devoted to the problem of ensuring the operability of air-fuel lubrication and cooling systems for gas turbine engine (GTE) rotor bearings. The paper considers one of the advanced designs of a GTE in which an air-fuel mixture obtained in a special mixer is fed to a bearing installed in the turbine support and then through a hollow shaft to the bearing of the compressor support and then directed to the engine input. It is difficult to implement such a GTE scheme because of the necessity to ensure the operability of bearings lubricated with an air-fuel mixture for a predetermined period of time. It is impossible to determine the thermal state of the bearings and the friction regime in them with sufficient accuracy. The solution of the problems requires carrying out experimental work to determine the coefficients of friction and convective heat transfer in the bearings, as well as their full service life under various operating conditions and parameters of the air-fuel mixture blown through the bearings. The paper presents the results of testing a 45-126205PЯ radial thrust bearing lubricated with an air-fuel mixture, MC-8II oil and a non-lubricated bearing of the same kind. The operability of the GTE rotor bearings lubricated with the air-fuel mixture is analyzed, the area of efficient application of the gas turbine engine with an air-fuel lubrication system is determined.

Gas turbine engine; lubrication system; air-fuel mixture; coefficient of friction; bearing.

Citation: Klimov V.N., Dud'ev D.Ya., Sigaylo V.Ya., Klimov N.I., Mashkov Yu.K. Research of the operability of an air-fuel lubrication and cooling system of gas turbine engine rotor bearings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. V. 18, no. 1. P. 55-66. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-1-55-66

References

1. Bich M.M., Veynberg E.V. Surnov D.N. *Smazka aviatsionnykh gazoturbinykh dvigateley* [Lubrication of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 176 p.
2. Klimov V.N., Klimov N.I. Promising lubrication and cooling scheme for small resource GTE bearings by air-fuel mixture. *Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No. 3 (153). P. 39-43. (In Russ.)
3. Reznikov M.E. *Aviatsionnye topliva i smazoshnye materialy (aviatsionnaya khimologiya): uchebnoe posobie* [Aviation fuels and lubricants (aviation chemmology): tutorial]. Moscow: Voennoe Izdatel'stvo Ministerstva Oborony Rossii Publ., 2003. 234 p.
4. Penkin N.S., Penkin A.N., Serbin V.M. *Osnovy tribologii i tribotekhniki: uchebnoe posobie* [Fundamentals of tribology and triboengineering tutorial]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 208 p.
5. *Povrezhdeniya podshipnikov kacheniya i ih prichiny* [Damages of roller bearings and their causes]. SPb: SKF Publ., 2002. 47 p.
6. Lukanin V.N., Shatrov M.G., Kamfer G.M. *Teplo tekhnika* [Heat engineering]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 2000. 671 p.
7. Lelikov O.P. *Podshipniki kacheniya: spravochnik* [Rolling bearings: directory]. Moscow: Innovatsionnoe Mashinostroenie Publ., 2017. 666 p.
8. Petrov N.I., Lavrentyev Y.L. Analysis of different design hybrid rolling bearings efficiency in expected service conditions. *Materialy dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»*. Part 2. Samara: Samara University Publ., 2016. P. 218-219. (In Russ.)
9. Chernevskiy L.V., Korostashevskiy R.V., Yakhin B.A. *Podshipniki kacheniya: spravochnik-katalog* [Rolling bearings: Directory]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1997. 896 p.
10. Kodnir D.S. *Kontaknaya gidrodinamika smazki detaley mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 304 p.
11. Puzik E.A., Filatov A.A. Method for determining the pressure-viscosity coefficient in the loaded contact area of roller bearings. *Mechanical Equipment of Metallurgical Plants*. 2016. No. 1 (6). P. 10-13. (In Russ.)