

ОСОБЕННОСТИ ИСПЫТАНИЯ ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигайло, Н. И. Климов

Филиал ПАО «ОДК—Сатурн»—ОМКБ,
Россия, 644021, г. Омск, ул. Богдана Хмельницкого, 283

Статья посвящена проблеме обеспечения работоспособности роторных подшипников газотурбинного двигателя (ГТД) с воздушно-топливной системой смазки. Актуальность темы обусловлена неизученностью процессов, происходящих в опорах роторов ГТД, в которых смазка и охлаждение подшипников осуществляются воздушно-топливной смесью. Это существенно затрудняет выбор оптимальных параметров воздушно-топливной смеси и режимов работы двигателя, обеспечивающих работоспособность его роторных подшипников при наименьших потерях топлива и давления воздуха за компрессором, что может приводить к существенному ухудшению основных параметров ГТД. Решение данной задачи требует проведения стендовых испытаний воздушно-топливной системы смазки ГТД при различных условиях эксплуатации.

Целью данной работы является разработка принципиальной схемы установки, позволяющей испытывать смазываемые воздушно-топливной смесью роторные подшипники ГТД при различных условиях их эксплуатации (режимах работы, параметрах воздушно-топливной смеси).

В работе выявлены параметры, влияющие на работоспособность смазываемых воздушно-топливной смесью подшипников, предложена универсальная схема установки для автономных испытаний воздушно-топливной системы смазки ГТД. Использование данных, полученных по результатам указанных испытаний, при проектировании перспективного ГТД с воздушно-топливной системой смазки позволит выбрать оптимальные параметры воздушно-топливной смеси и режимы работы разрабатываемого двигателя, что приведет к повышению его надежности, экономичности и ресурса.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, воздушно-топливная смесь, система смазки, подшипник.

Введение

Создание новых образцов газотурбинных двигателей (ГТД) всегда сопряжено с большим объемом испытаний, особенно если в их конструкции применяются оригинальные решения, способные повлиять на работоспособность и эффективность двигателя. Одним из таких решений является переход от традиционной масляной системы смазки [1] к воздушно-топливной системе смазки и охлаждения роторных подшипников ГТД [2–4]. Одна из наиболее эффективных схем воздушно-топливной системы смазки представлена в работе [5], (рис. 1).

В представленной конструкции смазка и охлаждение роторных подшипников производятся воздушно-топливной смесью, получаемой в специальном смесителе, установленном на корпусе двигателя. Воздух в смеситель подается из проточной части компрессора, а топливо — из магистрали подачи топлива в камеру сгорания. Полученная смесь по трубопроводу подается к подшипнику, установленному в опоре турбины, и далее через полый вал к подшипнику опоры компрессора, после чего направляется на вход в компрессор. Данная конструкция позволяет минимизировать потери топлива, так как топливо, отбираемое для смазки подшипников, возвращается в камеру сгорания, а также обеспечить

стабильную смазку и охлаждение подшипников ГТД без использования маслобака, охладителя, маслоотделителя, маслонасоса и магистралей от качки масла из опор двигателя, что существенно упрощает его конструкцию, уменьшает вес и стоимость.

Основной сложностью создания ГТД с подобной воздушно-топливной системой смазки является недостаточная изученность процессов, происходящих в опорах ротора при смазке и охлаждении установленных в них подшипников воздушно-топливной смесью. Физико-химические и трибологические свойства керосина и масла существенно отличаются [6]. При смазке распыленным топливом, вязкость которого существенно ниже вязкости масла, подшипник в большом диапазоне частот вращения работает в режиме граничного трения [7], при котором происходит частичное касание поверхностей его движущихся деталей. Условия смазки подшипников на данных режимах работы изучены недостаточно, что существенно снижает точность расчета долговечности подшипников. Кроме того, перепад давления на подшипнике, возникающий при продувке через него воздушно-топливной смеси, приводит к увеличению силы трения между сепаратором и телами качения подшипника. Данная особенность не учитывается в созданных для случая смазки подшипников

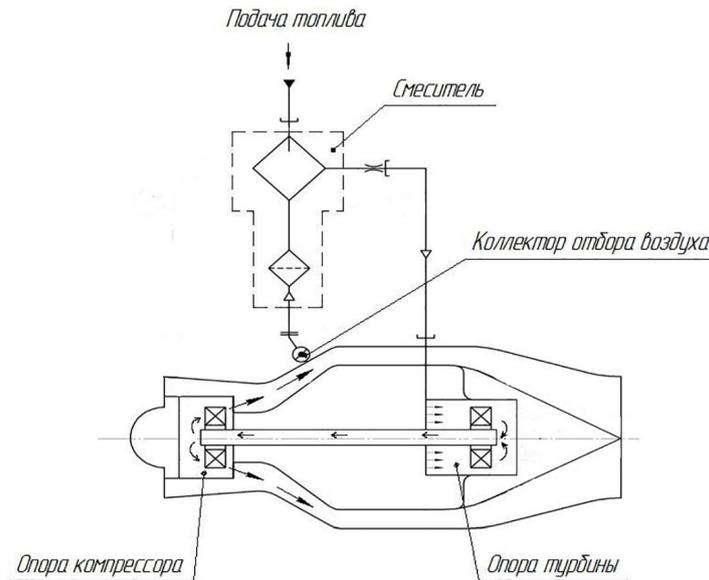


Рис. 1. Схема смазки и охлаждения роторных подшипников ГТД воздушно-топливной смесью
 Fig. 1. Scheme of lubrication and cooling of rotary bearings of a GTE with air-fuel mixture

маслом методиках расчета момента трения, что не позволяет рассчитывать мощность генерируемого в подшипнике теплового потока и, как следствие, делает невозможным точное определение температуры подшипника. Все это существенно затрудняет прогнозирование работоспособности подшипников, а также выбор оптимальных (с точки зрения минимизации потерь топлива и давления воздуха за компрессором) параметров продуваемой через подшипники воздушно-топливной смеси. Это, в свою очередь, может приводить к существенному ухудшению основных параметров ГТД.

Для создания надежного и эффективного ГТД с воздушно-топливной системой смазки требуется проведение экспериментально-исследовательских работ, направленных на определение основных параметров, определяющих работоспособность его роторных подшипников (температуры и долговечности), при различных условиях эксплуатации (режиме работы двигателя, параметрах воздушно-топливной смеси). При этом в связи со сложностью прогнозирования влияния различных факторов на работоспособность данных подшипников и возможностью их разрушения, что может привести к существенному повреждению деталей двигателя, испытания воздушно-топливной системы смазки ГТД целесообразно проводить на автономном стенде, конструкция которого должна по возможности максимально имитировать данную систему на проектируемом двигателе.

Постановка задачи

Целью данной работы является разработка принципиальной схемы универсального стенда, имитирующего воздушно-топливную систему смазки ГТД и позволяющего определять зависимости основных параметров, характеризующих

работоспособность роторных подшипников ГТД (температуры, долговечности), от условий их эксплуатации (режимов работы двигателя, параметров воздушно-топливной смеси).

Теория

Работоспособность подшипников при обеспечении их удовлетворительного температурного состояния характеризуется долговечностью, определяемой по формуле [8]:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h}, \quad (1)$$

где a_1 — коэффициент корректировки надежности; a_{23} — коэффициент, учитывающий качество металла и самого подшипника, а также условия смазки подшипника, L_{10h} — номинальная долговечность [ч], определяемая для шарикового подшипника по формуле:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_b \cdot 60},$$

где C — динамическая грузоподъемность подшипника [8]; P — эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник [8]; n_b — частота вращения вала, [об/мин].

$$P = X \cdot F_a + Y \cdot F_r,$$

F_a — осевая сила, действующая на подшипник; F_r — радиальная сила, действующая на подшипник; X и Y — коэффициенты, выбираемые в зависимости от геометрии подшипника и вида его нагружения.

Коэффициент a_{23} , согласно [9], является функцией:

$$a_{23} = f(\Lambda),$$

где Λ — безразмерный параметр смазочного слоя:

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

R_{a1} и R_{a2} — соответственно высота микронеровностей кольца и шарика подшипника; h_0 — толщина смазочного слоя между телом качения и кольцом подшипника. Величина h_0 , согласно традиционной методике [10], определяется при решении системы уравнений:

$$A = \frac{147 \cdot 10^{-17} \cdot n \cdot E \cdot \mu_0 (U_a + U_b)}{v_1^3 (\lambda_a - \lambda_b) P_0};$$

$$O_1 = \frac{0,53 \cdot 10^{-15} \cdot n \cdot h_0 \cdot E}{\mu_1 \cdot v_1^3} \cdot \sqrt[3]{\frac{E(\lambda_a - \lambda_b)}{P_0}};$$

$$\Pi = \frac{2790 \cdot 10^6 \cdot v_1^2 (\lambda_a - \lambda_b) \cdot \sqrt[3]{(\lambda_a - \lambda_b)^2} \cdot \sqrt[3]{P_0} \cdot P_0}{\mu_1 \cdot \mu_0 \cdot (U_a + U_b) \cdot \sqrt[3]{E}},$$

где A , O_1 , Π — координаты номограммы [10]; n — пьезокоэффициент вязкости смазки; E — приведенный модуль упругости сопряженных поверхностей; μ_0 — динамическая вязкость смазки; $U_a + U_b$ — сумма скоростей качения:

$$U_a + U_b = \frac{\pi \cdot n_B}{60 D_0} (D_0^2 - d_w^2 \cdot \cos^2 \alpha_0),$$

D_0 — средний диаметр подшипника; d_w — диаметр шарика; α_0 — угол контакта шарика с желобом; P_0 — нагрузка, действующая на наиболее нагруженный шарик [11]:

$$P_0 = \frac{F_a}{z \cdot Ja(\varepsilon) \cdot \sin(\alpha_0)} + \frac{F_u}{\cos(\alpha_0)},$$

где z — число шариков в подшипнике; величина $Ja(\varepsilon)$ выбирается в зависимости от величины

параметра $\frac{F_u}{F_a} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_0)$; F_u — центробежная сила, действующая на шарик:

$$F_u = \frac{m_w \cdot D_0 \cdot \omega_c^2}{2},$$

где m_w — масса шарика; ω_c — окружная скорость шарика относительно оси подшипника:

$$\omega_c = \frac{\pi \cdot n_B}{60} \left(1 - \frac{d_w \cdot \cos(\alpha_0)}{D_0} \right);$$

$\lambda_a - \lambda_b$ — приведенная кривизна поверхности контакта:

$$\lambda_a - \lambda_b = \frac{4}{d_w} - \frac{1}{r_H} - \frac{1}{R_H}, \text{ где}$$

$$R_H = \frac{\frac{1}{2} d_B + r_B - \left(r_B - \frac{d_w}{2} \right) \cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_0)} + \frac{d_w}{2};$$

r_B — радиус кривизны желоба внутреннего кольца; d_B — диаметр желоба внутреннего кольца; μ_1 и v_1 — параметры кривизны, определяемые в зависимости от коэффициента τ [10]:

$$\tau = \frac{-\frac{1}{R_H} + \frac{1}{r_H}}{\lambda_a - \lambda_b},$$

где r_H — радиус кривизны желоба наружного кольца подшипника.

Анализ методики расчета толщины смазочного слоя между телами качения и кольцами подшипника [10] показывает, что она создана для случая, когда расход смазки через подшипник достаточен для образования максимально возможной в данных условиях толщины смазочного слоя. Использование данной методики для расчета параметра смазочного слоя Λ при малых расходах смазки через подшипник может быть некорректным и требует экспериментального подтверждения.

Таким образом, для определения долговечности смазываемого воздушно-топливной смесью подшипника по формуле (1) необходимо проведение экспериментальных работ по выявлению зависимости:

$$a_{23} = f(\Lambda, G_m),$$

где G_m — расход топлива через подшипник.

Проанализируем зависимость температуры подшипника от условий его эксплуатации.

На установившемся режиме работы двигателя выполняется равенство:

$$Q_n = Q_{cm}, \quad (2)$$

где Q_n — мощность теплового потока, сообщаемого подшипнику; Q_{cm} — мощность теплового потока, отводимого от подшипника воздушно-топливной смесью.

$$Q_n = Q_{окр} + Q_{мп}; \quad (3)$$

где $Q_{окр}$ — мощность теплового потока, сообщаемого подшипнику от контактирующих с ним деталей; $Q_{мп}$ — мощность теплового потока, генерируемого в подшипнике в результате трения его деталей:

$$Q_{мп} = N_{мп}, \quad (4)$$

где $N_{мп}$ — потери мощности на трение в подшипнике.

Мощность теплового потока, отводимого от подшипника в воздушно-топливную смесь, согласно [12], может быть рассчитана по формуле:

$$Q_{cm} = \alpha \cdot S_n (T_n - T_{cm}), \quad (5)$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи подшипника в воздушно-топливную смесь; S_n —

площадь поверхности подшипника, обдуваемой воздушно-топливной смесью; T_n — температура подшипника; $T_{см}$ — средняя температура воздушно-топливной смеси в подшипнике:

$$T_{см} = \frac{T_{вх.п} + T_{вых.п}}{2}, \quad (6)$$

где $T_{вх.п}$ — температура смеси на входе в подшипник; $T_{вых.п}$ — температура смеси на выходе из подшипника.

На основании формул (2–6) получим:

$$T_n = \frac{T_{вх.п} + T_{вых.п}}{2} + \frac{Q_{окр} + N_{мп}}{\alpha \cdot S_n}.$$

Потери мощности на трение в подшипнике определяются по формуле [13]:

$$N_{мп} = \frac{M_{мп} \cdot n_b}{9550}, \quad (7)$$

где $M_{мп}$ — момент трения в подшипнике [Н·мм], который, согласно традиционной методике [13], созданной для смазываемых маслом подшипников, рассчитывается по формуле:

$$M_{мп} = M_c + M_0, \quad (8)$$

где M_c — составляющая момента трения, зависящая от нагрузки и учитывающая потери, связанные с качением шариков (дифференциальное проскальзывание, гистерезис, верчение); M_0 — составляющая, не зависящая от вида нагружения (трение в гнездах сепаратора, в смазочном слое, в контакте направляющих сепаратора).

$$M_c = f_1 \cdot P_1 \cdot D_0, \quad (9)$$

где f_1 — коэффициент, зависящий от типа подшипника и вида его нагружения; P_1 — нагрузка на подшипник. Величины f_1 и P_1 для различных типов подшипников рассчитываются как $f_1 = f(F_a, F_r, C_0, \alpha_0)$, $P_1 = f(F_a, F_r, \alpha_0)$, где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника.

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n_b)^2 \cdot D_0^3 \text{ при } v \cdot n_b \geq 2000; \quad (10)$$

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 \cdot D_0^3 \text{ при } v \cdot n_b < 2000, \quad (11)$$

где f_0 — коэффициент, зависящий от вида смазочного материала и типа подшипника; v — кинематическая вязкость смазки.

При практических расчетах формула (8) может быть упрощена до вида:

$$M_{мп} = f_{np} \cdot P \frac{d}{2}, \quad (12)$$

где d — внутренний диаметр подшипника; f_{np} — приведенный к валу коэффициент трения в подшипнике.

Анализ условий эксплуатации подшипников, смазываемых воздушно-топливной смесью, показывает, что для точного расчета момента трения в них формулы (9–11) должны быть дополнены составляющими, учитывающими влияние на момент трения в подшипнике условий его смазки (Λ, G_m), перепада давления на подшипнике (Δp_n) и действия на шарики центробежных сил (F_u).

Исходя из сказанного выше, для определения момента трения в смазываемом воздушно-топливной смесью подшипнике может быть использована формула (12), где

$$f_{np} = f(C_0, D_0, \alpha_0, F_a, F_r, F_u, \Delta p_n, v_m, n_b, \Lambda, G_m),$$

v_m — кинематическая вязкость топлива.

Коэффициент конвективной теплоотдачи подшипника в воздушно-топливную смесь, согласно теории подобия [12]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{см}}{l}, \quad (13)$$

где $\lambda_{см}$ — коэффициент теплопроводности воздушно-топливной смеси; N_u — безразмерный коэффициент теплоотдачи [12]:

$$N_u = f(Re, Pr), \quad (14)$$

где Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля; $l = f(d, D_0, b)$ — характерный размер подшипника, определяющий геометрию его проточной части; b — ширина подшипника.

$$Re = \frac{w \cdot l}{v_{см}}, \quad (15)$$

где $v_{см}$ — кинематическая вязкость смеси:

$$v_{см} = \frac{\mu_{см}}{\rho_{см}}, \quad (16)$$

$\mu_{см}$ — динамическая вязкость смеси; $\rho_{см}$ — плотность смеси;

w — относительная скорость потока смеси в подшипнике:

$$w = \sqrt{w_c^2 + w_{см}^2}, \quad (17)$$

где w_c — окружная скорость сепаратора с шариками:

$$w_c = \omega_c \cdot \frac{D_0}{2}; \quad (18)$$

$w_{см}$ — осевая скорость потока смеси в подшипнике:

$$w_{см} = \frac{G_{см}}{\rho_{см} \cdot S_{np}}, \quad (19)$$

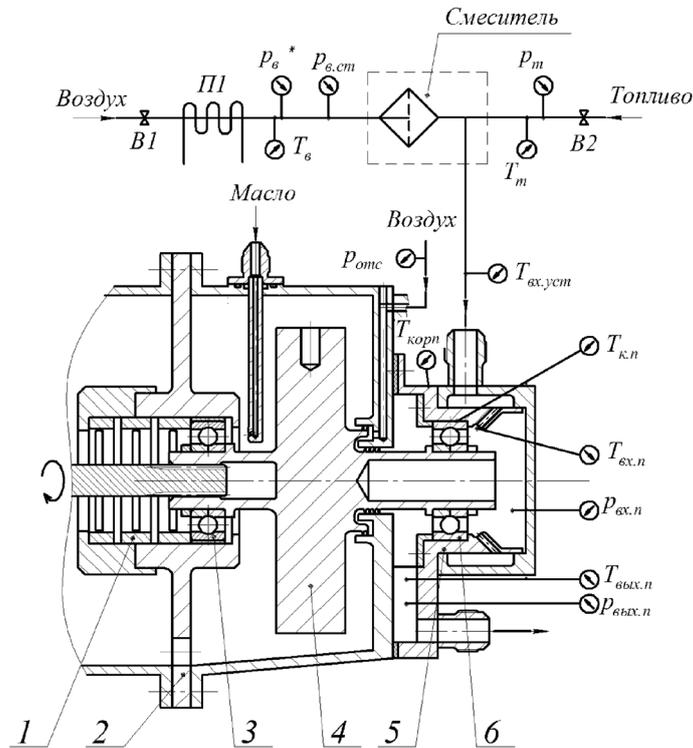


Рис. 2. Принципиальная схема установки для испытания воздушно-топливной системы смазки ГТД:
1 — пружина; 2 — модуль; 3 — вспомогательный подшипник;
4 — ротор; 5 — корпус подшипника;
6 — испытываемый подшипник;

B1 — вентиль магистрали подвода воздуха;
B2 — вентиль магистрали подвода топлива;
П1 — подогреватель воздуха

Fig. 2. Schematic diagram of the unit for test of air-fuel lubrication system GTE:

1 — spring; 2 — module; 3 — auxiliary bearing; 4 — rotor;
5 — bearing shell; 6 — test bearing; B1 — air supply line valve;
B2 — fuel supply line valve; П1 — air heater

где $S_{np} = f(d, D_0)$ — площадь проходного сечения подшипника; $G_{см}$ — расход смеси через подшипник:

$$G_{см} = G_m + G_{B'} \quad (20)$$

где G_B — расход воздуха через подшипник.
Число Прандтля [12]:

$$Pr = \frac{\mu_{см} \cdot C_{рсм}}{\lambda_{см}} \quad (21)$$

где $C_{рсм}$ — удельная теплоемкость смеси.

Анализ формул (13–21) показывает, что коэффициент теплоотдачи подшипника в воздушно-топливную смесь является функцией:

$$\alpha = f(n_B, d, D_0, b, \alpha_0, G_m, G_B, \rho_{см}, \lambda_{см}, \mu_{см}, C_{рсм}).$$

Таким образом, для определения основных параметров (T_n, L), влияющих на работоспособность смазываемого воздушно-топливной смесью подшипника, необходимо провести экспериментальные работы, направленные на выявление следующих зависимостей:

$$f_{np} = f(C_0, D_0, \alpha_0, F_a, F_r, F_{\psi}, \Delta p_n, v_m, n_B, \Lambda, G_m);$$

$$\alpha = f(n_B, d, D_0, b, \alpha_0, G_m, G_B, \rho_{см}, \lambda_{см}, \mu_{см}, C_{рсм});$$

$$\alpha_{23} = f(\Lambda, G_m).$$

В связи с тем, что для воздушно-топливной смеси, согласно [12, 14], $v_m = f(T_{см})$, $\rho_{см} = f(P_{\%}, p_{см}, T_{см})$, $\lambda_{см} = f(P_{\%}, T_{см}, \rho_{см})$, $\mu_{см} = f(P_{\%}, p_{см}, T_{см})$, $C_{рсм} = f(P_{\%}, p_{см}, T_{см})$, где $p_{см}$ — статическое давление воздушно-топливной смеси; $P_{\%}$ — массовая концентрация топлива в воздушно-топливной смеси:

$$P_{\%} = \frac{G_m}{G_{см}} \cdot 100\%,$$

то для определения температуры и долговечности выбранного подшипника необходимо определить следующие зависимости:

$$f_{np} = f(F_a, F_r, \Delta p_n, n_B, T_{см}, \Lambda, G_m);$$

$$\alpha = f(n_B, G_m, G_B, \rho_{см}, T_{см});$$

$$\alpha_{23} = f(\Lambda, G_m),$$

где за статическое давление воздушно-топливной смеси может быть принято среднее статическое давление в подшипнике:

$$p_{см} = \frac{p_{вх.п} + p_{вых.п}}{2}.$$

Принципиальная схема установки, позволяющей провести данные работы, представлена на рис. 2. Измеряемыми при испытаниях параметрами являются: T_m — температура топлива на входе в смеситель; T_b — температура воздуха на входе в смеситель; $T_{вх.уст}$ — температура смеси на входе в установку; $T_{вх.п}$ — температура смеси на входе в подшипник; $T_{к.п}$ — температура наружного кольца подшипника; $T_{вых.п}$ — температура смеси на выходе из подшипника; $T_{корп}$ — температура корпуса подшипника; p_m^* — давление топлива на входе в смеситель; p_b^* — полное давление воздуха на входе в смеситель; $p_{в.ст}$ — статическое давление воздуха на входе в смеситель; $p_{вх.п}$ — статическое давление воздушно-топливной смеси на входе в подшипник; $p_{отс}$ — статическое давление воздуха «отсечки»; $p_{вых.п}$ — статическое давление смеси на выходе из подшипника.

Предложенная схема позволяет максимально имитировать условия работы смазываемого воздушно-топливной смесью подшипника в опоре ГТД. В данной установке раскрутка ротора осуществляется от электродвигателя. Осевая нагрузка F_a на подшипник, имитирующая результирующую нагрузку на ротор со стороны потока воздуха (газа), создается пружиной 1, радиальная нагрузка F_r , как и в реальном ГТД, создается за счет дисбаланса ротора 4. Для имитации подогрева воздуха в компрессоре предусмотрен подогреватель воздуха П1. Для исключения перетекания воздушно-топливной смеси из полости испытываемого подшипника в полость модуля 2 в разделяющем их лабиринтном уплотнении поддерживается давление $p_{отс}$, равное давлению в полости испытываемого подшипника $p_{вых.п}$. Расход топлива через подшипник регулируется вентилем В2. Величина расхода топлива определяется, согласно [15], по формуле:

$$G_m = \mu_p \cdot \rho_m \cdot S_{с.р} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_m}{\rho_m}},$$

где μ_p — коэффициент расхода топливного распылителя; ρ_m — плотность топлива; $S_{с.р}$ — площадь сопла топливного распылителя; Δp_m — перепад давления топлива на распылителе:

$$\Delta p_m = p_m - p_{вх.п}.$$

Расход воздуха через подшипник регулируется вентилем В1. Величина расхода воздуха определяется, согласно [16], по формуле:

$$G_b = m \cdot \frac{p_b^* \cdot q(\lambda) \cdot S_b}{\sqrt{T_b^*}},$$

где S_b — площадь проходного сечения воздушно-го канала смесителя; T_b^* — полная температура воздуха, равная измеренной температуре T_b ;

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

где R — газовая постоянная; k — коэффициент Пуассона.

Приведенная плотность потока:

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda.$$

Приведенная скорость:

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left(1 - \left(\pi(\lambda)\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)};$$

$$\pi(\lambda) = \frac{p_{в.ст}}{p_b^*}.$$

Перепад давления воздушно-топливной смеси на подшипнике определяется по формуле:

$$\Delta p_n = p_{вх.п} - p_{вых.п}.$$

Приведенный коэффициент трения $f_{пр}$ рассчитывается из формул (7, 12). При этом потери мощности на трение в испытываемом подшипнике определяются по формуле:

$$N_{тр} = Q_{отв} \cdot f_{пр}$$

где $Q_{отв}$ — мощность теплового потока, отводимого от подшипника:

$$Q_{отв} = Q_{см} + Q_{кор}$$

$Q_{кор}$ — мощность теплового потока, отводимого от подшипника в корпус установки:

$$Q_{кор} = K \cdot S_{к.п} \cdot (T_{к.п} - T_{кор}),$$

где $S_{к.п}$ — площадь поверхности наружного кольца подшипника, контактирующей с корпусом подшипника; K — коэффициент теплопередачи корпуса подшипника.

Мощность теплового потока, отводимого от подшипника воздушно-топливной смесью, определяется, согласно [12], по формуле:

$$Q_{см} = G_{см} \cdot C_{р.см} \cdot (T_{вых.п} - T_{вх.п}), \quad (22)$$

где $C_{р.см}$ может быть рассчитана по формуле:

$$C_{р.см} = \frac{C_{р.т} \cdot T_m \cdot G_m + C_{р.в} \cdot T_b \cdot G_b}{G_{см} \cdot T_{вх.уст}}$$

где $C_{р.т}$ — удельная теплоемкость топлива; $C_{р.в}$ — удельная теплоемкость воздуха.

Коэффициент конвективной теплоотдачи подшипника α рассчитывается по формулам (5, 22). При этом температура подшипника T_n принимается равной температуре его наружного кольца $T_{к.п}$.

Коэффициент a_{23} определяется, согласно формуле (1), по результатам ресурсных испытаний подшипника.

Выводы и заключение

В данной работе выявлены параметры воздушно-топливной смеси и режима работы ГТД, влияющие на работоспособность его роторных подшипников. Представлена схема универсального стенда, позволяющего проводить автономные испытания воздушно-топливной системы смазки ГТД с целью определения оптимальных режимов работы двигателя и параметров воздушно-топливной смеси, обеспечивающих работоспособность его роторных подшипников при минимальных потерях топлива и давления воздуха в компрессоре. Проведение таких испытаний на этапе разработки перспективного ГТД с воздушно-топливной системой смазки обеспечит повышение его надежности, экономичности и ресурса.

Список источников

1. Бич М. М., Вейнберг Е. В., Сурнов Д. Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
2. Schreckling K. Home Build Model turbines. Trapler Publications Limited, 2005. 101 p. ISBN 1-900371-37-5.
3. Eric A., Gordon J., Patric. L. Tammy. Thermal management system for a gas turbine engine. US patent 7475549 (B2); published 13.01.2009.
4. Пат. 2597322 Российская Федерация, МПК F02C7/06. Малоразмерный газотурбинный двигатель / Костогрыз 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. № 2015116235/06; заявл. 28.04.2015; опубл. 10.09.2016.
5. 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.
6. Резников М. Е. Авиационные топлива и смазочные материалы (авиационная химология). М.: Военное издательство Министерства обороны России, 2003. 234 с.
7. Силаев Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах: моногр. Самара: Изд-во Самарского гос. аэрокосм. ун-та, 2008. 264 с.

8. Леликов О. П. Подшипники качения: справ. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 667 с. ISBN 978-5-9908302-9-5.

9. Кошель В. М. Подшипники качения. Мн.: Наука і техника, 1993. 255 с.

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

11. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справ. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.

12. Луканин В. Н., Шатров М. Г., Камфер Г. М. Тепло-техника. 2-е изд. М.: Высшая школа, 2000. 671 с. ISBN 978-5-458-43506-2.

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

14. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 721 с.

15. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки. М.: Машиностроение, 1968. 140 с.

16. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.

КЛИМОВ Виталий Николаевич, начальник конструкторской бригады отдела турбин и камер сгорания.

Адрес для переписки: Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru

ДУДЬЕВ Дмитрий Яковлевич, заместитель главного конструктора по малоразмерным ГТД.

СИГАЙЛО Владимир Яковлевич, начальник конструкторского отделения.

КЛИМОВ Николай Иванович, начальник отдела маслосистем и зубчатых передач.

Адрес для переписки: Klimov.nik.omsk@gmail.com

Для цитирования

Климов В. Н., Дудьев Д. Я., Сигаило В. Я., Климов Н. И. Особенности испытания воздушно-топливной системы смазки газотурбинного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 4. С. 42–50. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-42-50.

Статья поступила в редакцию 19.10.2018 г.

© В. Н. Климов, Д. Я. Дудьев, В. Я. Сигаило,

Н. И. Климов

FEATURES OF TEST OF AIR-FUEL SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINE

V. N. Klimov, D. Ya. Dud'ev, V. Ya. Sigaylo, N. I. Klimov

Branch of PJSC «UEC Saturn»—OEDB,
Russia, Omsk, Bogdana Hmel'nitskogo St., 283, 644021

The article is devoted to the problem of ensuring the operability of rotary bearings of a gas turbine engine (GTE) with an air-fuel lubrication system. The relevance of the article is due to the unexplored processes occurring in the supports of the rotors of a GTE, in which the lubrication and cooling of the bearings is carried out by an air-fuel mixture. This makes it much more difficult to select the optimal parameters of the air-fuel mixture and the operating modes of the engine, ensuring the operability of its rotary bearings with the least loss of fuel and air pressure behind the compressor, which can lead to a significant deterioration of the main parameters of the GTE. The solution to this problem requires bench tests of the air-fuel lubrication system of the GTE under different operating conditions.

The purpose of this work is to develop a schematic diagram of the unit, which allows testing the GTE rotary bearings lubricated with an air-fuel mixture under different operating conditions (operating modes, parameters of an air-fuel mixture).

The paper identifies the parameters that affect the operability of lubricated with air-fuel mixture bearings, a universal scheme of unit for autonomous test of an air-fuel lubrication system GTE is proposed. The use of the data obtained from the results of these tests in the design of a promising gas turbine engine with an air-fuel lubrication system will be possible to select the optimal parameters of the air-fuel mixture and the operating modes of the developed engine, which will increase its reliability, efficiency and resource.

Keywords: gas turbine engine, air-fuel mixture, lubrication system, bearing.

References

1. Bich M. M., Veynberg E. V. Surnov D. N. Smazka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Lubrication of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1979. 176 p. (In Russ.).
2. Schreckling K. Home Build Model turbines. Trapler Publications Limited, 2005. 101 p. ISBN 1-900371-37-5. (In Engl.).
3. Eric A., Gordon J., Patric. L. Tammy. Thermal management system for a gas turbine engine. US patent 7475549 (B2); published 13.01.2009 (In Engl.).
4. Patent 2597322 Russian Federation, IPC F02C7/06. Malorazmernyy gazoturbinnyy dvigatel' [Small gas turbine engine] / Kostogryz V. G., Dud'ev D. Ya., Sigaylo V. Ya., Gel'medov A. Sh., Klimov N. I., Kosholap Yu. G., Bugayov S. I., Klimov V. N., Lihodid P. V., Lavrik A. S., Novikov M. V., Valitova Z. R., Romanov A. V. No. 2015116235/06; filed 28.04.2015; published 10.09.2016. (In Russ.).
5. Klimov V. N., Klimov N. I. Perspektivnaya skhema smazki i okhlazhdeniya podshipnikov korotkoresurnogo gazoturbinnogo dvigatelya vozdušno-toplivnoy smes'yu [Promising lubrication and cooling scheme for small resource GTE bearings by air-fuel mixture] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No 3 (153). P. 39–43 (in Russ.).
6. Reznikov M. E. Aviatsonnyye topliva i smazoshnye materialy (aviatsionnaya khimologiya) [Aviation fuels and lubricants (aviation chemistry)]. Moscow: Voennoe izdatel'stvo ministerstva oborony Rossii Publ., 2003. 234 p. (In Russ.).
7. Silaev B. M. Tribologiya detaley mashin v malovyazkih smazochnykh sredah [Tribology of machine parts in low viscosity lubricants]. Samara: SSAU Publ., 2008. 264 p. (In Russ.).
8. Lelikov O. P. Podshipniki kacheniya. [Rolling bearings]. Moscow: Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publ., 2017. 667 p. ISBN 978-5-9908302-9-5. (In Russ.).
9. Koshel' V. M. Podshipniki kacheniya [Rolling bearings]. Minsk: Navuka i tekhnika Publ., 1993. 255 p. (In Russ.).
10. Kodnir D. S. Kontaknaya gidrodinamika smazki detaley mashin [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 304 p. (In Russ.).
11. Perel' L. Ya. Podshipniki kacheniya: Raschet, proyektirovaniye i obsluzhivaniye opor [Rolling bearings: Calculate, design and maintenance of supports]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1983. 543 p. (In Russ.).
12. Lukanin V. N., Shatrov M. G., Kamfer G. M. Teplotekhnika [Heat engineering]. 2nd ed. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2000. 671 p. ISBN 978-5-458-43506-2. (In Russ.).
13. Chernevskiy L. V., Korostashevskiy R. V., Yakhin B. A. Podshipniki kacheniya. Spravochnik-katalog [Rolling bearings. Handbook-catalog]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1997. 896 p. (In Russ.).
14. Vargaftik N. B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]. Moscow: Nauka Publ., 1972. 721 p. (In Russ.).
15. Siov B. N. Istecheniye zhidkosti cherez nasadki [Fluid flow through nozzles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1968. 140 p. (In Russ.).
16. Abramovich G. N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied Gas Dynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 888 p. (In Russ.).

KLIMOV Vitaliy Nikolayevich, Head of the Design Team of Turbines and Combustion Chambers Department.

Address for correspondence: Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru

DUD'EV Dmitriy Yakovlevich, Deputy Chief Designer for small-size GTE.

SIGAYLO Vladimir Yakovlevich, Head of the Design Department.

KLIMOV Nikolay Ivanovich, Head of Oil Systems and Gears Department.

Address for correspondence: Klimov.nik.omsk@gmail.com

Klimov V. N., Dudev D. Ya., Sigaylo V. Ya., Klimov N. I. Features of the test of air-fuel system of gas turbine engine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 4. P. 42–50. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-42-50.

Received 19 October 2018.

© V. N. Klimov, D. Ya. Dud'ev, V. Ya. Sigaylo,
N. I. Klimov