

DOI: 10.15593/2224-9982/2017.49.08

УДК 629.7.03.001-4

А.Ю. Чечулин¹, И.А. Кривошеев²

¹ ООО «Научно-производственное предприятие «Фрактал-Сервис»», Уфа, Россия

² Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия

МЕТОДИКА УЧЕТА МОЩНОСТИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА ВРАЩЕНИЕ РОТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ, В НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАПУСКА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Разработано математическое описание затрат мощности на вращение ротора авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) с учетом прогрева масла в маслосистеме в процессе запуска и работы двигателя, затрат мощности на вращение подшипников ротора и на привод агрегатов различного типа. Описание потерь механической мощности на вращение подшипников выполнено в соответствии с теорией гидродинамического подобия с учетом нестационарности их работы, обусловленной проскальзыванием тел качения при ускорении и торможении вращения ротора. Температура масла определяется на основе уравнения теплового баланса маслосистемы, в котором учитываются различные источники тепла (поток тепла из проточной части двигателя через элементы конструкции – диски, валы, элементы статора, от трения в подшипниках, агрегатах, приводах, отдача от теплообменника и др.). Разработанное описание верифицировано в составе имитационной нелинейной динамической модели ГТД путем сравнения расчетных данных по изменению частоты вращения ротора двигателя в зависимости от времени с экспериментальными данными при запусках двигателя пусковым устройством без «поджига» топлива при «горячем» и «холодном» исходном состоянии. Приведены результаты имитационных расчетов запуска двигателя при различных температурах окружающей среды и различном исходном тепловом состоянии с применением разработанного описания. Получены зависимости мощности вращения подшипников и привода агрегатов от теплового состояния двигателя, температуры окружающего воздуха текущих параметров запуска, конструкции и алгоритма работы пусковой системы. Предложены мероприятия по уменьшению момента сопротивления двигателя при запуске.

Ключевые слова: моделирование, «холодный» запуск газотурбинного двигателя, «горячий» запуск газотурбинного двигателя, тепловое состояние маслосистемы, мощность вращения подшипников агрегатов, вязкость масла.

A.Yu. Chechulin¹, I.A. Krivosheev²

¹ JSC Scientific Production Enterprise “Fractal-Service”, Ufa, Russian Federation

² Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

METHODOLOGY OF ACCOUNTING POWER EXPENDED ON THE ROTATION OF THE ROTOR OF AIRCRAFT ENGINE IN NONLINEAR DYNAMIC MODELS OF START OF THE AVIATION ENGINE

The mathematical description of the cost of power for rotating the rotor of an aircraft gas turbine engine has been developed, which taking into account the heating of the oil in the oil system during the start-up and operation of the engine, the power costs for rotating the rotor bearings and for driving various types of aggregates. Description of the loss of mechanical power for rotation of bearings is made in accordance with the theory of hydrodynamic similarity, taking into account the nonstationarity of their work, caused by the slippage of the rolling elements during acceleration and braking of rotor rotation. Oil temperature is determined based on the heat balance equation of the oil system, which takes into account various sources of heat (from friction in the bearings, assemblies, gears, return from the heat exchanger, etc.). The developed description is verified in the simulation nonlinear dynamical model of the GTE by comparing the calculated data on the change in the rotation frequency of the rotor of the engine as a function of time with the experimental data when the engine is started by the starter without ignition of the fuel in hot and cold initial state. The results of simulated engine startup calculations for various ambient temperatures and different initial thermal states are presented with the application of the developed description. The dependences of the rotational power of the bearings and the drive of the units on the thermal state of the engine, the ambient air temperature of the current launch parameters, the design and the algorithm of operation of the starting system are obtained. It is proposed measures to reduce the moment of resistance of the engine at start-up.

Keywords: modeling, cold start of gas turbine engine, warm start of gas turbine engine, thermal state of oiling system, power of rotation of bearing assemblies, oil viscosity.

Введение

В настоящее время в существующих имитационных моделях работы газотурбинных двигателей (ГТД) на неустановившихся режимах запуска и разгона потери мощности на преодоление сил сопротивления в подшипниках опор ротора ГТД, в приводах агрегатов, оцениваемые величиной механического КПД ротора двигателя, определяются по соотношениям, принятым для стационарных условий [1–3] (квазистационарная модель учета механических потерь). В данной работе вместо задания в моделях механического КПД предлагается явное определение момента сопротивления вращению в опорах ротора. Это позволяет более адекватно моделировать работу ГТД в широком диапазоне режимов, как установившихся, так и переходных, включая запуск и останов.

На величину момента сопротивления вращению ротора двигателя, особенно в начальный момент запуска, существенное влияние оказывают многие факторы. К этим факторам относятся температура окружающего воздуха и масла перед запуском, давление окружающего воздуха, исходное тепловое состояние двигателя перед запуском, мощность стартера и др. [2, 4, 5], а также изменение момента сопротивления подшипников качения, связанное с проскальзыванием тел качения при наличии ускорений ротора [6, 7]. Отсутствие достоверных методик расчета момента сопротивления ротора двигателя вращению приводит к тому, что при проектировании системы автоматического управления (САУ) программа подачи топлива и подвода мощности пускового устройства на начальном участке запуска ($n = 0..25\%$) выбирается незамкнутой по внутривыкательным параметрам и осуществляется, как правило, по временным и частотным командам [2, 4, 8, 9]. Указанный выбор при повышенных температурах окружающего воздуха приводит к избыточной подаче топлива и, как следствие, к увеличению вероятности «горячего» зависания двигателя. В условиях пониженных температур – к недостаточной подаче топлива, что увеличивает вероятность «холодного» зависания двигателя при запуске. Для устранения указанных недостатков при запуске при низких отрицательных температурах основной топливный насос выполняют переразмеренным с тем, чтобы он уже с малых частот вращения ротора обеспечивал необходимое для распыла давление топлива, либо применяют дополнительный электроприводной топливный насос, топливные форсунки сложной схемы и т.п. [8–10].

В настоящее время практикуется введение в САУ дополнительных устройств по корректровке давления и расхода подаваемого топлива в зависимости от температуры окружающего воздуха и теплового состояния двигателя на начальном участке запуска. Таким образом, недостаточно полное представление о моменте сопротивления ротора двигателя вращению в зависимости от теплового состояния маслосистемы и окружающей среды значительно усложняет как структуру, так и доводку САУ [4, 8, 9].

В подтверждение вышесказанному были выполнены экспериментальные «холодные» запуски авиационной вспомогательной силовой установки (ВСУ) ТА6А [5, 8] – без розжига топлива, так называемые «ложные» запуски (Л.З.) при различных температурах окружающего воздуха: $t_n = -40; +15; +60$ °С в наземных условиях ($H = 0$ км) при исходном «холодном» состоянии. Запуски выполнялись от аккумуляторных батарей с одинаковым уровнем заряда.

Как известно, при понижении температуры окружающего воздуха t_n мощность, потребная для раскрутки ротора турбокомпрессора, увеличивается как вследствие увеличения плотности воздуха, так и вследствие увеличения сопротивления вращению ротора из-за вязкости масла, смазывающего подшипники ротора, редуктора и агрегатов, а также зубчатых зацеплений редуктора и приводов.

Из представленных на рис. 1, *a–в* графиков следует, что величина тока стартера при выполнении запуска в условиях отрицательных температур $t_n = -40$ °С на 13–15 % превышает величину тока для запуска в условиях $t_n = +15$ °С и на 16–18 % превышает величину тока для запуска в условиях $t_n = +60$ °С. В качестве стартера на двигателе применяется стартер-генератор

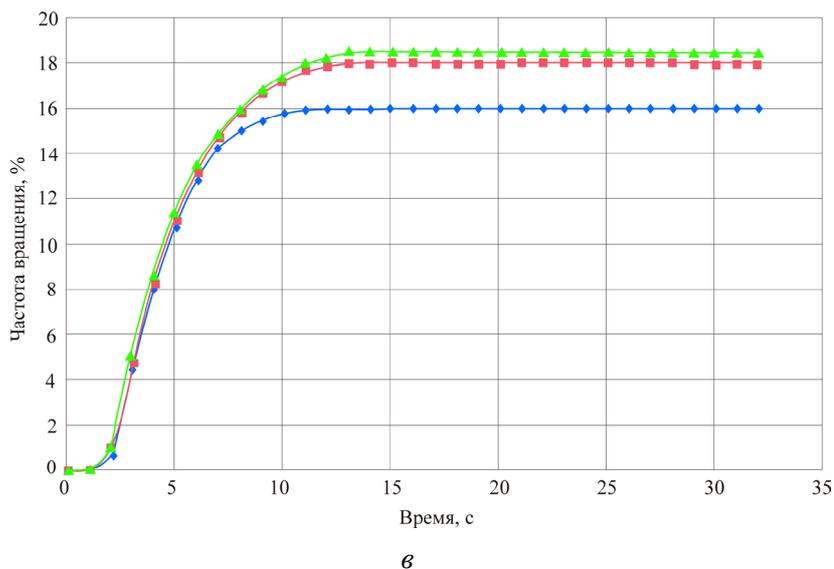
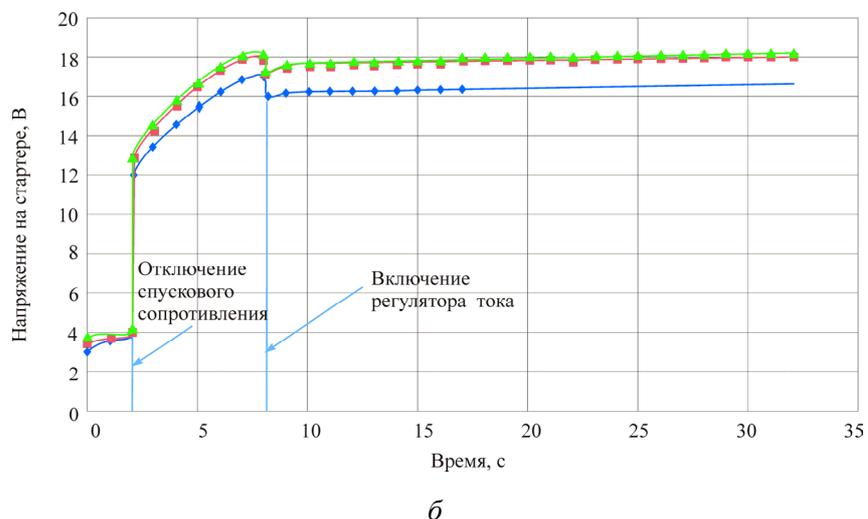
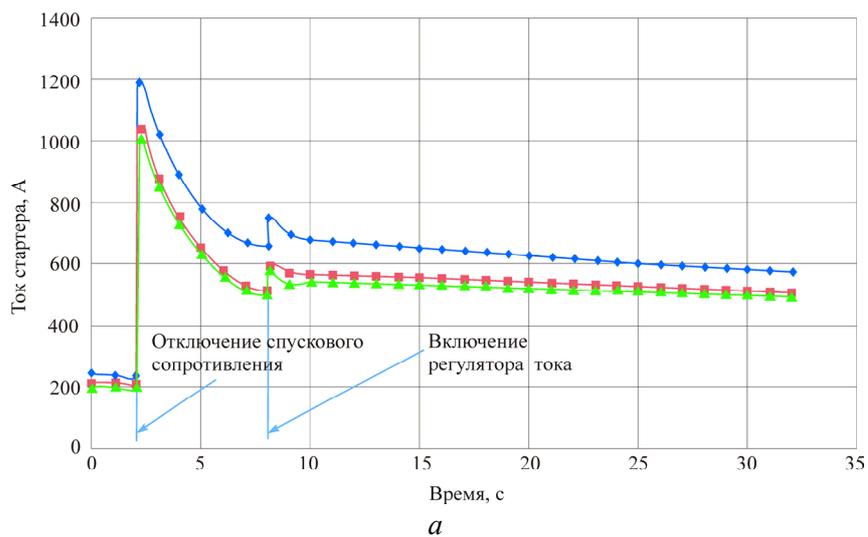


Рис. 1. Изменение величины тока стартера (а), напряжения на стартере (б), частоты вращения ротора двигателя (в) в процессе «ложных» запусков при различных температурных условиях в зависимости от времени запуска. Состояние двигателя перед запуском – «холодный»: \blacklozenge $t_n = -40\text{ }^\circ\text{C}$; \blacksquare $t_n = +15\text{ }^\circ\text{C}$; \blacktriangle $t_n = +60\text{ }^\circ\text{C}$

постоянного тока ГС-12ТО с шунтовой обмоткой и регулятором постоянства тока, проходящая через него в стартерном режиме величина тока обратно пропорциональна частоте вращения ротора. Величина тока на стартере прямо пропорциональна моменту, затрачиваемому на вращение стартером ротора двигателя. Установившаяся частота вращения на Л.З. (см. рис. 1, в) при температуре окружающего воздуха $t_n = -40\text{ }^\circ\text{C}$ на 2 % меньше установившейся частоты вращения на Л.З. при температуре $t_n = +15\text{ }^\circ\text{C}$ и на 2,5 % меньше, чем на Л.З. при температуре $t_n = +60\text{ }^\circ\text{C}$.

В то же время «ложные» запуски двигателя, выполненные при одинаковой температуре окружающего воздуха, но при различном исходном тепловом состоянии маслосистемы: в одном случае – «холодный» запуск ($t_m = t_n = +20\text{ }^\circ\text{C}$), в другом случае – горячий запуск ($t_m = t_n + \Delta = +80\text{ }^\circ\text{C}$, где Δ – подогрев масла при запуске и режимной работе перед остановом) – показали превышение установившейся частоты вращения при Л.З. на «горячем» двигателе на 1,5–2 %, т.е. очевидно, что затраты мощности на вращение подшипников, зубчатых колес и агрегатов существенно зависят от теплового состояния маслосистемы.

Разработка методики учета теплового состояния маслосистемы

Кинематическая вязкость масла МС-8П ГОСТ Р5575, применяемого в маслосистеме двигателя ТА6А, при температуре $-40\text{ }^\circ\text{C}$ составляет 2200 сСт, при температуре $+15\text{ }^\circ\text{C}$ составляет $-34,68$ сСт, а при температуре $+60\text{ }^\circ\text{C}$ $-6,8$ сСт, т.е. можно предположить, что с увеличением температуры масла, т.е. уменьшением вязкости смазки, мощность на вращение подшипников, зубчатых колес и агрегатов существенно уменьшается.

С целью осуществления разработки САУ запуском с учетом изменения теплового состояния маслосистемы и подшипников двигателя уже на ранних этапах проектирования ГТД в настоящей работе продемонстрирована имитационная модель маслосистемы [10, 11], входящая составной частью в нелинейную динамическую модель запуска ГТД.

Актуальность разработки формализованного описания затрат мощности на механические потери с учетом изменения теплового состояния маслосистемы при запуске подтверждается в работах [12–17].

С целью уточнения описания затрат механической мощности на вращение приводных агрегатов, подшипников ротора и редуктора разработана методика расчета. Схема расчета теплового состояния маслосистемы представлена на рис. 2.

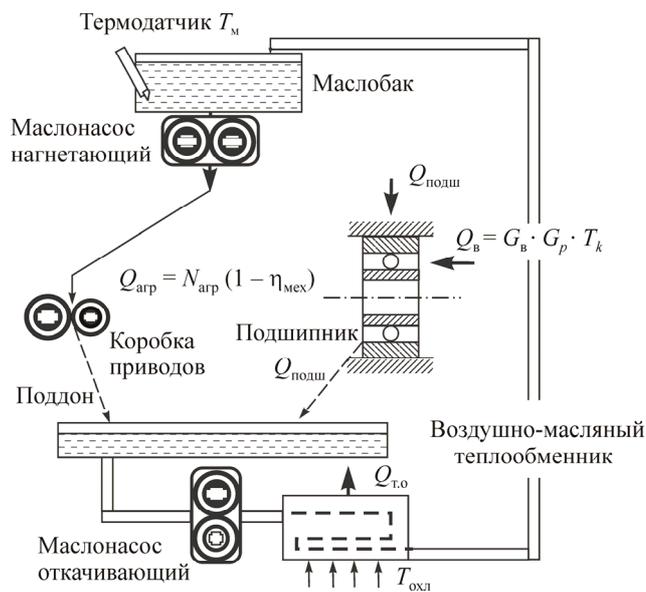


Рис. 2. Схема расчета теплового баланса в масляной системе ГТД

Методика расчета составлена с учетом следующих особенностей:

- подогрев масла в маслоснасосе отсутствует;
- теплообмен масла со стенками трубопроводов отсутствует;
- потери мощности в роторных подшипниках состоят из потерь на трение в контактах между телами качения и беговыми дорожками колец, а также потерь от сил гидродинамических сопротивлений, возникающих в результате взаимодействия с маслом тел качения в подшипнике;
- учитывается внешний теплоподвод к подшипнику;
- учитывается изменение теплофизических свойств масла в зависимости от его температуры;
- учитывается коэффициент нестационарности работы подшипника, обусловленный проскальзыванием тел качения при наличии ускорения ротора [6, 7, 10, 11].

1. Уравнение движения ротора ГТД

$$\frac{dn}{dt} = \frac{N_T + N_{п.у} - N_K - N_{подш} - N_{арг}}{JnK_i}, \quad (1)$$

где n – частота вращения, %; t – время, с; $N_T, N_{п.у}$ – мощность, отдаваемая турбиной, пусковым устройством, кВт; $N_K, N_{подш}, N_{арг}$ – мощности, затрачиваемые соответственно на вращение компрессора, подшипников, агрегатов, кВт; J – приведенный к оси ротора момент инерции вращающихся масс (ротора турбокомпрессора, приводов с агрегатами), кг · м²; K_i – размерный коэффициент.

2. Уравнение теплового баланса маслосистемы

$$\frac{dT_M}{dt} = \frac{1}{C_p M} (N_{арг} (1 - \eta_{мех}) + Q_{вн} + Q_{в} + mQ_{подш} + \Delta Q - Q_{т.о}), \quad (2)$$

где T_M, M, C_p – температура, °С; масса, кг; теплоемкость масла, Дж/кг/град; $N_{арг} (1 - \eta_{мех})$ – тепло, выделившееся в приводах агрегатов, кВт; $Q_{вн}$ – тепло, подведенное от окружающей металлоконструкции, кВт; $Q_{в}$ – тепло, подведенное с воздушным потоком наддува, кВт; m – количество подшипников; $Q_{подш}$ – тепло, выделившееся в подшипниках, кВт; ΔQ – подогрев масла в шестеренчатом маслоснасосе, град; $Q_{т.о}$ – тепло, отведенное в масловоздушном радиаторе, кВт.

3. Суммарная мощность агрегатов и приводов

$$N_{арг\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=z} \left(\frac{N_{аргi}}{\eta_{мехi}} \right), \quad (3)$$

где z – количество агрегатов; $N_{аргi}$ – мощность i -го агрегата, кВт, и $\eta_{мехi}$ – механический КПД привода i -го агрегата определялись в соответствии с кинематической схемой привода каждого конкретного агрегата.

Мощность агрегатов определялась в соответствии с их типом и физическим принципом работы. Так, мощность гидравлических насосов, кВт, [18] определялась по соотношениям типа

$$N_{нас} = (pQ)/\eta\nu K_j, \quad (4)$$

где p – давление за качающим узлом, кг/см²; Q – расход жидкости, л/мин; $\eta\nu$ – КПД насоса; K_j – размерный коэффициент.

При этом расход и давление в агрегатах закладывались в расчет на основе экспериментально полученных значений.

Мощность вентилятора, осуществляющего охлаждение двигательных агрегатов, аппроксимировалась по результатам автономных испытаний вентилятора в зависимости от частоты вращения с расслоением по температуре и давлению окружающего воздуха на входе:

$$N_{\text{вент}} = \frac{B_{\text{н}}}{760} \left(\frac{T_{\text{н}}}{288} \right)^{-0,5} (A_0 + A_1 n + A_2 n^2), \quad (5)$$

где $N_{\text{вент}}$ – мощность привода вентилятора, кВт; $B_{\text{н}}$ – барометрическое давление; $T_{\text{н}}$ – температура окружающего воздуха; A_0, A_1, A_2 – аппроксимирующие коэффициенты при степенях относительной частоты вращения n .

Мощность, затрачиваемую на привод электрогенераторов при отсутствии их включения в работу (отсутствие возбуждения), определялась как мощность механических потерь. Рассчитанные по соотношениям (4)–(5) мощности агрегатов сопоставлялись с величинами мощностей соответствующих агрегатов, замеренными при их автономных испытаниях.

4. Суммарный коэффициент сопротивления

$$C = (4 \text{Re}^{-0,5} \cdot \text{Eu}^{-0,5} + 46,5 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}^{-1} \text{Pr}^{-0,8}), \quad (6)$$

где Re , Eu , Pr – числа Рейнольдса, Эйлера, Прандтля, определенные для подшипников в соответствии с работой [13], при этом в качестве характерных размеров принимались размеры тел качения.

5. Суммарный коэффициент сопротивления при расчете процесса запуска корректировался коэффициентом нестационарности. В соответствии с данными работы [6] коэффициент нестационарности работы подшипника

$$K_{\text{н}} = \left(n \frac{d_{\text{ш}}}{(U^2 C)^{0,52}} \text{Re}^{-0,31} \right) \cdot 576 + 1, \quad (7)$$

где n – частота вращения тела качения подшипника, об/мин; $d_{\text{ш}}$ – диаметр тела качения, м; U – окружная скорость сепаратора, м/с.

6. Энергия, затрачиваемая на привод подшипника, кВт,

$$Q_{\text{подш}} = CK_{\text{н}} \beta m \gamma L^2 U^3 i, \quad (8)$$

где β – коэффициент, учитывающий тип подшипника и величину $h_{\text{рад}}$ – относительного радиального зазора, мм, $\beta = 1 + 1,7(0,1 - h_{\text{рад}})$; m – число тел качения; γ – плотность масла, кг/м³; i – количество подшипников.

7. Тепловой поток в теплообменнике, охлаждающем масло, в нашем случае воздушно-масляном, определяется следующим соотношением [19], кВт:

$$\begin{aligned} Q_{\text{т.о}} &= C_{\text{рм}} M (T_{\text{м1}} - T_{\text{м2}}), \\ Q_{\text{вент}} &= C_{\text{рв}} G_{\text{вент}} (T_{\text{вент1}}^* - T_{\text{вент2}}^*), \\ Q &= kF \theta_{\text{лог}}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $C_{\text{рм}}$, $C_{\text{рв}}$ – теплоемкость масла и воздуха, заданные во всем рабочем диапазоне эксплуатации; M , $G_{\text{вент}}$ – массовый расход масла и воздуха, кг/с; k – коэффициент теплопередачи воздушно-масляного теплообменника, кВт/м²/°С; F – эффективная площадь воздушно-масляного теплообменника, м²; $\theta_{\text{лог}}$ – среднелогарифмический перепад температур между маслом и воздухом, °С.

Другие составляющие $Q_{\text{вн}}$, $Q_{\text{в}}$ уравнения (2) определялись по известным методикам с использованием результатов термометрирования двигателя.

Верификация разработанной модели

С целью идентификации разработанной модели маслосистемы выполнено сравнение результатов расчетов с экспериментами по запуску ВСУ ТА6А. При этом теплофизические характеристики масла МС-8П (теплоемкость, вязкость, плотность, температуропроводность), которое использовано в системе смазки ВСУ, были представлены в нелинейной динамической модели запуска двигателя в виде интерполяционных зависимостей от температуры масла вместе с разработанным модулем «маслосистема» во всем диапазоне эксплуатационных условий двигателя.

Затем были выполнены экспериментальные «холодные» запуски двигателя без розжига топлива в камере сгорания при его различных исходных тепловых состояниях, но одинаковой мощности стартера с параллельным проведением соответствующего имитационного моделирования для тех же исходных условий.

Первый запуск осуществлялся на «холодном» двигателе при температуре масла $t_m = +20$ °С и температуре, зафиксированной по штатному указателю температуры газа за турбиной, $t_T^* = +20$ °С.

Второй запуск осуществлялся на «горячем» двигателе при температуре масла $t_m = +80$ °С и температуре, зафиксированной по штатному указателю температуры газа за турбиной, $t_T^* = +220$ °С. Температура окружающего воздуха при этом составила $t_n = +20$ °С, барометрическое давление $p_n = 742$ мм рт. ст.

При выполнении имитационного моделирования нелинейная динамическая модель двигателя была доработана присоединением разработанного блока «маслосистема». Результаты идентификации разработанной математической модели представлены на рис. 3. Расчетные и экспериментальные кривые показали достаточно хорошее совпадение, в частности, модель однозначно отслеживает расслоение разгонных кривых в зависимости от теплового состояния двигателя. Наибольшая относительная ошибка по частоте вращения в соответствующих точках расчетных и экспериментальных кривых составляет не более 2 %. Сравнения разгонных кривых при запуске двигателя без розжига топлива в условиях низких отрицательных температур окружающего воздуха $t_n = -40$ °С с помощью модели запуска с вновь добавленным описанием потерь мощности, показали уменьшение погрешности моделирования по частоте вращения с 6 до 1,5 % по сравнению с существующими квазистационарными методиками учета потерь механической мощности [1, 2, 10].

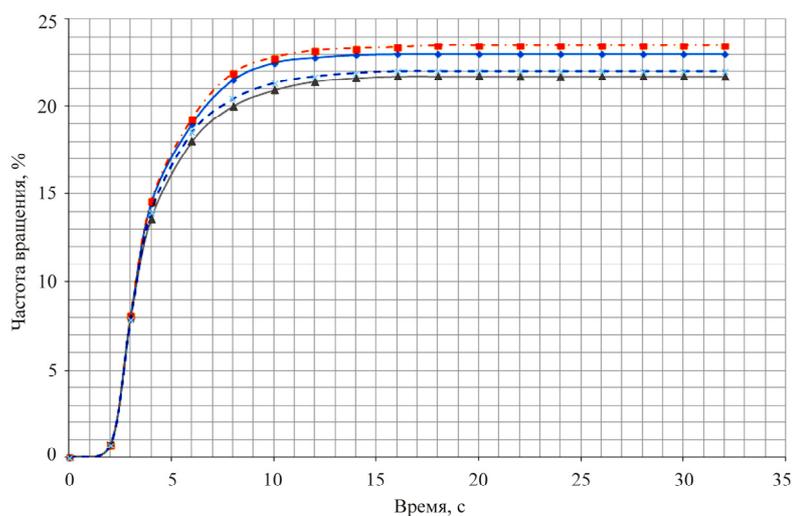


Рис. 3. Изменение частоты вращения ротора двигателя при запуске без розжига топлива («ложном запуске») при различных исходных тепловых состояниях двигателя от стендового источника в условиях $H = 0$ км: —■— «горячий» эксп.; —■— «горячий» расч.; —▲— «холодный» эксп.; —▲— «холодный» расч.

Результаты расчетов по разработанной методике

Исследования влияния теплового состояния двигателя на механические затраты мощности в подшипниках и приводах агрегатов с помощью разработанной модели запуска, учитывающей тепловое состояние маслосистемы, проведены для запусков, указанных в таблице.

Исходные параметры двигателя перед запусками, параметры запуска

№ п/п	Высота запуска, км	Температура окружающего воздуха, °С	Вязкость масла МС-8П ГОСТ Р5575–2013, Сст	Тепловое состояние двигателя перед запуском, °С		Максимальная относительная затрата мощности D , %	Частота вращения d_{\max} , %	Относительная затрата мощности в момент выхода двигателя на режим, %
				По указателю t_m	По указателю t_t^*			
1	0	–40	2210	–40	–40	36,9	15,2	1,69
2	0	–40	6,70	60	180	3,56	15,2	1,11
3	0	15	34,68	15	15	7,22	23,2	1,57
4	0	15	5,31	70	220	3,52	23,2	1,33
5	0	60	6,70	60	60	4,52	23,5	1,36
6	0	60	3,92	80	240	3,53	23,5	1,32

При исследовании рассчитывались относительные потери мощности на привод агрегатов, вращение подшипников, трение в приводах по соотношению

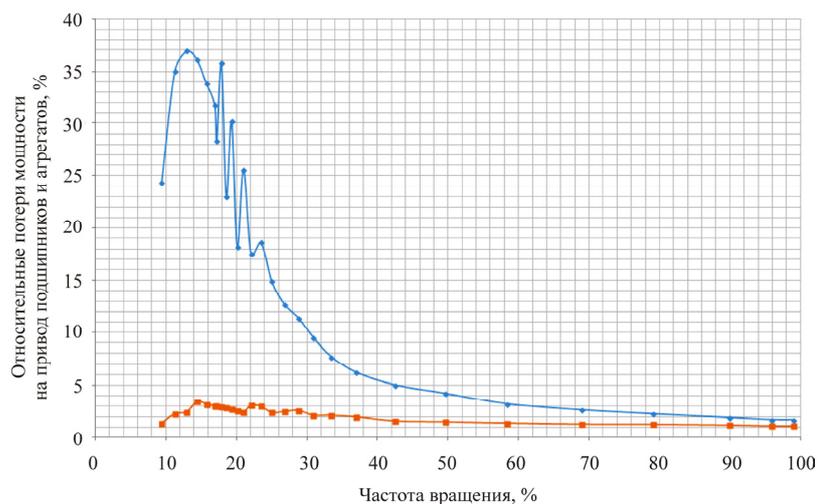
$$D = (Q_{\text{подш}} + N_{\text{агр}} + N_{\text{прив}}) / (N_{\text{турб}} + N_{\text{ст}}) 100 \%, \quad (10)$$

где $N_{\text{агр}}$ – мощность агрегатов по соотношениям (3)–(5), кВт; $N_{\text{прив}}$ – потери мощности в приводах, кВт; $N_{\text{турб}}$ – мощность турбины, кВт; $N_{\text{ст}}$ – мощность стартера, кВт.

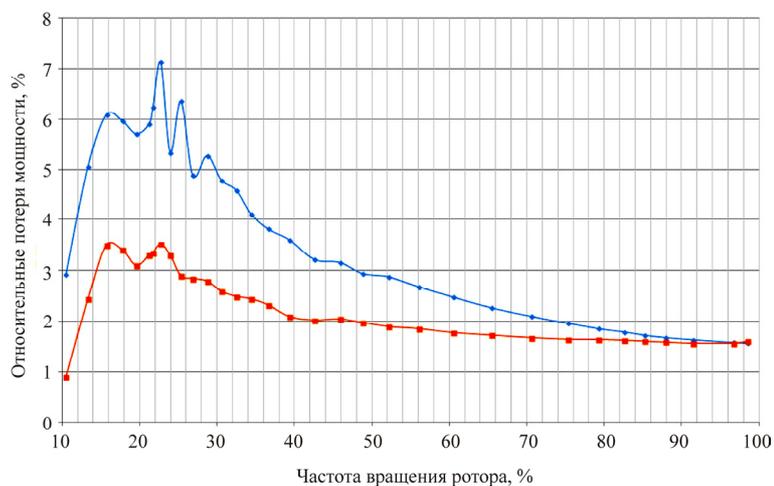
Условия расчета соответствуют реальным условиям эксплуатации, когда вспомогательный двигатель запускается в состоянии «холодный» или в состоянии «горячий». В соответствии с существующим регламентом эксплуатации и сертификационных испытаний «горячий» запуск [5] определен как запуск двигателя, температура деталей, узлов и масла в маслосистеме которого превышает температуру окружающего воздуха на существенную величину (величина оговаривается в документации) вследствие непродолжительного времени остывания двигателя перед запуском. Для ВСУ ТА6А «горячий» запуск выполняется не ранее чем через 1 минуту после останова ротора двигателя, отработавшего определённое время на расчётной частоте вращения [8].

Эти условия определялись по замеру внешней температуры, указателю температуры масла и показаниям штатного замера температуры газа за турбиной $T_{\text{т.ост}}^*$, так называемой остаточной температуре по указателю температуры газа за турбиной перед запуском. Рассчитанные параметры запусков при имитационном моделировании в соответствии с условиями таблицы по интегральным параметрам, таким как время запуска, характер протекания давлений и температур в измеряемых сечениях, пиковым значениям давлений и температур соответствуют параметрам реальных запусков двигателя, полученным при испытаниях на климатическом стенде [5, 9].

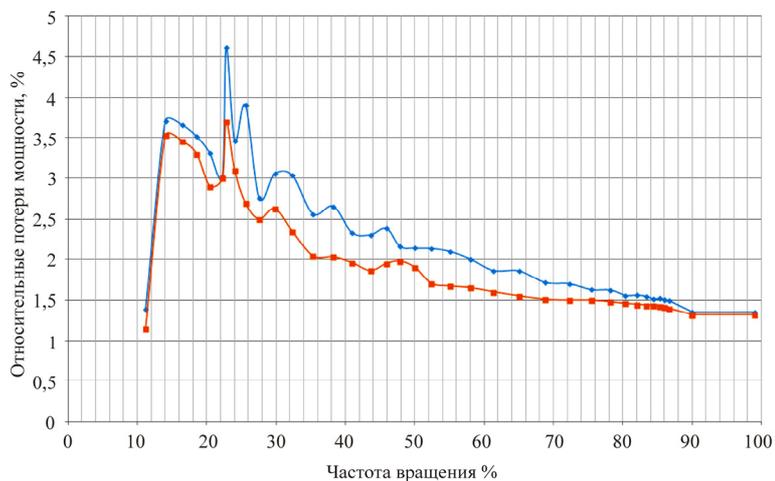
Результаты имитационного моделирования запусков в условиях $H = 0$ км и различных температур окружающего воздуха представлены на рис. 4, а–в. Из представленных материалов следует, что максимальная относительная мощность затрат наблюдается на начальных участках запуска в диапазоне от 15 до 25 %. Причем при понижении температуры окружающего воздуха максимум относительных затрат мощности смещается в сторону меньших частот вращения.



a



б



в

Рис. 4. Изменение относительной мощности на привод агрегатов и подшипников при «холодном» и «горячем» запуске в условиях $H = 0$ км при температурах окружающего воздуха: $a - t_n = -40$ °С; $б - t_n = +15$ °С; $в - t_n = +60$ °С; \blacklozenge – «холодный» запуск; \blacksquare – «горячий» запуск

Максимальная величина затрат наблюдается для условий «холодного» запуска при пониженной температуре $t_n = -40$ °С при частоте вращения $n = 15$ % и составляет 37 % от подводимой мощности, а для соответствующего ему «горячего» запуска – 3,56 % (см. таблицу), т.е. «холодный» и «горячий» запуски двигателя при низкой отрицательной температуре -40 °С окружающего воздуха в ~ 10 раз отличаются по величине затрат механической мощности на вращение подшипников и приводов агрегатов.

Величина относительных затрат механической мощности на вращение подшипников и приводов агрегатов при «холодном» запуске в условиях $H = 0$ км при температуре окружающего воздуха $t_n = +15$ °С превышает относительные затраты для «горячего» запуска в ~ 2 раза. Величина относительных затрат механической мощности на вращение подшипников и приводов агрегатов при «холодном» запуске в условиях $H = 0$ км при температуре окружающего воздуха $t_n = +60$ °С превышает относительные затраты для «горячего» запуска в $\sim 1,28$ раза.

Следует отметить также зависимость между моментом наступления максимума относительной величины затрат мощности и температурой окружающего воздуха в условиях $H = 0$ км (см. таблицу): так, при $t_n = -40$ °С максимум наступает при $n_m = 15,2$ %, при $t_n = +15$ °С – $n_m = 23,2$ %, при $t_n = +60$ °С – $n_m = 23,5$ %, т.е. с увеличением температуры окружающего воздуха максимум относительной величины затрат мощности смещается на большую частоту вращения.

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования доказывают необходимость активного воздействия в процессе запуска двигателя на изменение момента сопротивления ротора двигателя при различных тепловых состояниях маслосистемы и роторных подшипников. Существуют предложения по увеличению скорости прогрева масла в маслосистеме, позволяющие уменьшить при низкой температуре окружающего воздуха на начальной стадии запуска объем циркулирующего масла¹. К уменьшению момента сопротивления двигателя при запуске при низких отрицательных температурах приведет также предложение по применению для опор ротора комбинированных подшипников с керамическими телами качения [18], что позволит на начальном участке работать на «сухих» подшипниках.

На рис. 5 показано изменение параметров «холодного» и «горячего» запуска, таких как относительная мощность, на привод агрегатов и подшипников, мощности на вращение подшипников, температуры масла, характер протекания которых подтверждает вышеприведенные выводы.

В таблице представлены также величины относительных затрат механической мощности на вращение подшипников и приводов агрегатов при различных температурах окружающего воздуха и различных тепловых состояниях, которые после «горячего» запуска находятся в пределах 1,11–1,33 %.

На рис. 6 приведено изменение мощности, затрачиваемой на вращение подшипника, и ускорения ротора двигателя в процессе запуска в зависимости от частоты вращения. При этом обращает на себя внимание взаимосвязь колебаний мощности, затрачиваемой на вращение подшипника, и колебаний ускорения ротора, что соответствует соотношению (7) для коэффициента нестационарности подшипника. Колебания ускорения ротора возникают вследствие реализации циклограммы запуска, при которой происходят различные коммутации и процессы, такие как включение регулятора тока стартера, включение основного топливного коллектора, розжиг камеры сгорания, изменяющие ускорение ротора.

¹ Система топливопитания и маслоснабжения газотурбинного двигателя: а.с. 1489253 СССР М. F02C 1/28. Ж 4259455. Заявл. 10.06.87. Приоритет 22.02.89. Зарег. в Госреестре изобретений СССР, Бюл. № 11; Система смазки двигателя: пат. 2415281 Рос. Федерация. № 200919772; заявл. 25.05.09; опубл. 27.03.11, Бюл. № 9.

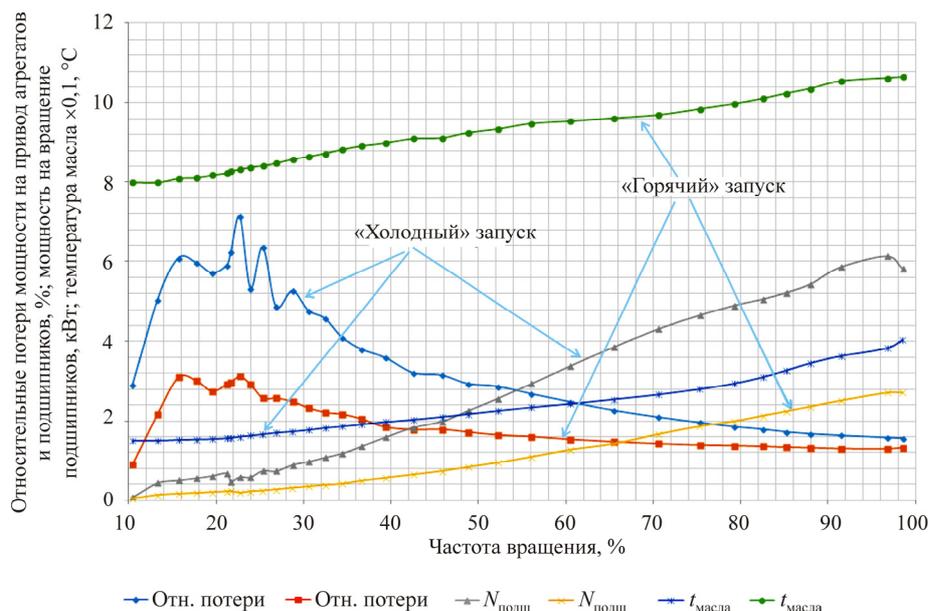


Рис. 5. Изменение относительных потерь мощности на привод агрегатов и подшипников, затрат мощности на вращение подшипников и температуры масла в процессе «холодного» и «горячего» запуска в условиях $H = 0$ км при $t_n = +15$ °C

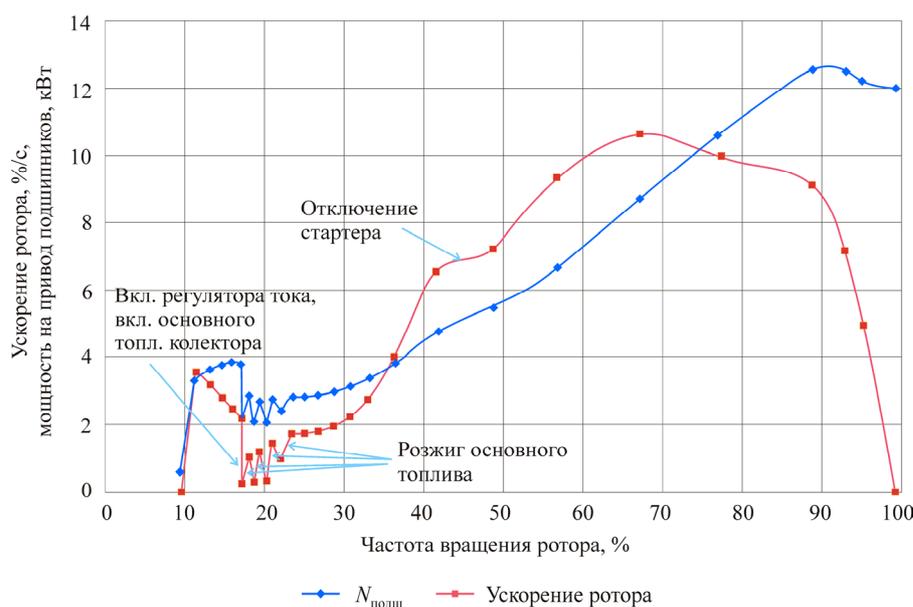


Рис. 6. Изменение мощности на вращение подшипников и ускорение ротора в зависимости от частоты вращения ротора при «холодном» запуске при $t_n = -40$ °C

Заключение

Разработана и верифицирована на реальных экспериментальных данных методика учета мощности, затрачиваемой на вращение ротора авиационного двигателя, в нелинейной динамической математической модели запуска авиационного ГТД, позволяющая:

- уменьшить погрешность моделирования процесса запуска в области малых частот вращения ($n = 10 \dots 25$ %) на 5–30 % в зависимости от температуры окружающего воздуха t_n ;
- рассчитывать в процессе имитационного запуска ГТД мощность приводов агрегатов, мощность на вращение подшипников с учетом их нестационарной работы, температуру масла;

- разделить влияние на момент сопротивления двигателя вращению газодинамических сил, действующих на узлы турбокомпрессора, и сил, связанных с механическими затратами мощности на вращение агрегатов, силы трения в подшипниках и приводах;
- разрабатывать мероприятия по снижению затрат механической мощности в процессе запуска.

Библиографический список

1. Добрянский Г.В., Мартянова Т.С. Динамика авиационных ГТД. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Кац Б.М., Жаров Э.С., Винокуров В.К. Пусковые системы авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1975. – 220 с.
3. Методы оптимального проектирования ГТД на начальном этапе / В.С. Кузьмичев, В.В. Кулагин, И.Н. Крупенич [и др.] // Тр. МАИ. – 2012. – № 59. – С. 1–11.
4. Гуревич О.С. Системы автоматического управления авиационными ГТД. Энциклопедический справочник. – М.: Торус Пресс, 2011. – 208 с.
5. Чечулин А.Ю. Совершенствование методики контроля пусковых характеристик серийных вспомогательных ГТД с применением статистического анализа // Вестник Уфим. гос. авиац. техн. ун-та. – 2015. – Т. 19, № 1. – С. 22–28.
6. Демидович В.М., Готлиб М.С. К вопросу исследования суммарного коэффициента сопротивления в радиально-упорных шарикоподшипниках опор роторов ГТД на нестационарных режимах // Испытания авиационных двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа, 1982. – № 10. – С. 32–37
7. Аксенов Н.К., Митин Б.М., Уваров В.Н. К вопросу о тепловом модуле математической модели масляной системы ГТД // Симпоз., посвященный 90-летию со дня рождения акад. Б.С. Стечкина. – М.: Изд-во АН СССР, 1981. – С. 134–147.
8. Авиационные вспомогательные силовые установки / А.М. Поляков [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 200 с.
9. Чечулин А.Ю. Опыт доводки пусковых характеристик камеры сгорания ВСУ // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2015. – Т. 14, № 2. – С. 202–210.
10. Чечулин А.Ю. Алгоритмы управления режимами запуска вспомогательного газотурбинного двигателя из условия обеспечения повышенного ресурса: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 1989. – 22 с.
11. Чечулин А.Ю. Разработка математической модели по учету потерь мощности, затрачиваемой на вращение ротора авиационного двигателя при запуске // Энергосбережение в Республике Башкортостан: материалы второй республ. НПК / Уфим. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа, 2001. – С. 105–108.
12. Мартянова Т.С., Обрубова Э.Н. Математическая модель системы смазки газотурбинного двигателя // Системы автоматического управления авиационного газотурбинного двигателя / под ред. О.С. Гуревича. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – 264 с.
13. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.
14. Кикоть Н.В. Разработка метода анализа теплового состояния межроторных подшипников газотурбинных двигателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 2009. – 18 с.
15. Бирюков Р.В., Киселев Ю.В. Эмпирическая модель теплового состояния роторных подшипников и масляной системы ГТД // Авиационная и ракетно-космическая техника. – 2016. – № 4. – С. 848–852.
16. Влияние неопределенности исходных проектных данных на выбор оптимальных параметров рабочего процесса ГТД / В.С. Кузьмичев, А.Ю. Ткаченко, В.Н. Рыбаков [и др.] // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королёва (нац. исслед. ун-та). – 2012. – № 5(36). – Ч. 1. – С. 170–176.
17. Кривошеев И.А., Чечулин А.Ю., Шабельник Ю.А. О создании принципиально новых силовых и вспомогательных установок для «полностью электрического самолета» // Инноватика и экспертиза: сб. науч. тр. – 2013. – Вып. 1(10). – С. 64–67.
18. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. – М.: Машиностроение, 1973. – 352 с.
19. Трушин В.А., Чечулин А.Ю. Методика проектировочного расчета регенератора ГТД с компланарными каналами по заданному тепловому потоку и гидросопротивлениям // Известия вузов. Авиационная техника. – 2014. – № 1. – С. 68–72.

References

1. Dobryanskiy G.V., Martyanova T.S. Dinamika aviatsionnykh GTD [Dynamics of GTE]. Moscow, Mashinostroenie, 1989, 240 p.
2. Kats B.M., Zharov E.S., Vinokurov V.K. Puskovye sistemy aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Launch systems of aircraft gas turbine engines]. Moscow, Mashinostroenie, 1975, 220 p.
3. Kuzmichev V.S., Kulagin V.V., Krupenich I.N. et al. Metody optimalnogo proektirovaniya GTD na nachalnom etape [Methods of optimal designing GTE on the initial stage]. *Trudy Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2012, no. 59, pp. 1-11.
4. Gurevich O.S. Sistemy avtomaticheskogo upravleniya aviatsionnymi GTD. Entsiklopedicheskiy spravochnik [Systems of automatic control of aircraft GTE. Encyclopedic reference]. Moscow, Torus Press, 2011, 208 p.
5. Chechulin A.Yu. Sovershenstvovanie metodiki kontrolya puskovykh kharakteristik seriynykh vspomogatelnykh GTD s primeneniem statisticheskogo analiza [Improvement of methods of monitoring the starting characteristics of serial auxiliary gas turbine engine using the statistical analysis]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, vol. 19, no. 1, pp. 22-28.
6. Demidovich V.M., Gotlib M.S. K voprosu issledovaniya summarnogo koeffitsienta soprotivleniya v radialnoupornnykh sharikopodshipnikakh opor rotorov GTD na nestatsionarnykh rezhimakh [On question of research of total resistance coefficient in radial-thrust ball bearings of the supports of the GTE rotors on nonsteady states]. *Mezhvuzovskiy nauchnyy sbornik. Ispytaniya aviatsionnykh dvigateley*, 1982, no. 10, pp. 32-37.
7. Aksenov N.K., Mitin B.M., Uvarov V.N. K voprosu o teplovom module matemati-cheskoy modeli maslyanoy sistemy GTD [On the question of the thermal module of the mathematical model of GTE oil system]. *Simpozium, posvyashchennyy 90-letiyu so dnya rozh-deniya akademika B.S. Stechkina*, Moscow, 1981, pp. 134-147.
8. Polyakov A.M. et al. Aviatsionnye vspomogatelnye silovye ustanovki [Aviation auxiliary power units]. Moscow, Mashinostroenie, 1978, 200 p.
9. Chechulin A.Yu. Opyt dovodki puskovykh kharakteristik kamery sgoraniya VSU [Experience of final adjustments of the starting characteristics of the combustion chamber of auxiliary power unit]. *Vestnik Samarского gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2015, vol. 14, no. 2, pp. 202-210.
10. Chechulin A.Yu. Algoritmy upravleniya rezhimami zapuska vspomogatel'nogo ga-zoturbinnogo dvigatelya iz usloviya obespecheniya povyshennogo resursa [Algorithms of the control of triggering modes of the auxiliary gas turbine engine for ensuring extended life time]. Abstract of Ph. D. thesis. Ufa, 1989, 22 p.
11. Chechulin A.Yu. Razrabotka matematicheskoy modeli po uchetu poter moshchnosti, zatrachivaemoy na vrashchenie rotora aviatsionnogo dvigatelya pri zapuske [Development of a mathematical model for considering loss of power expended on the rotation of the rotor of aircraft engine at startup]. *Materialy vtoroy respublikanskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Energoberezhenie v respublike Bashkortostan"*, Ufa, 2001, pp. 105-108.
12. Martyanova T.S., Obrubova E.N. Matematicheskaya model sistemy smazki gazoturbinnogo dvigatelya. V knige: Sistemy avtomaticheskogo upravleniya aviatsionnogo gazoturbinnogo dvigatelya [A mathematical model of the lubrication system of a gas turbine engine. In the book: Automatic control systems of aircraft gas turbine engine]. Ed. O.S. Gurevich. Moscow, TORUS PRESS, 2010, 264 p.
13. Demidovich V.M. Issledovanie teplovogo rezhima podshipnikov GTD [Investigation of the thermal regime of the bearings of GTE]. Moscow, Mashinostroenie, 1978, 172 p.
14. Kikot N.V. Razrabotka metoda analiza teplovogo sostoyaniya mezhrotornykh podshipnikov gazoturbinnnykh dvigateley [Development of a method of analysis of the thermal state of migratory bearings of gas turbine engines]. Abstract of Ph. D. thesis. Moscow, 2009, 18 p.
15. Biryukov R.V., Kiselev Yu.V. Empiricheskaya model teplovogo sostoyaniya rotornykh podshipnikov i maslyanoy sistemy GTD [Empirical model of the thermal state of rotor bearings and oil system at gas turbine engines]. *Aviatsionnaya i raketno-kosmicheskaya tekhnika*, 2016, no. 4, s. 848-852.
16. Kuzmichev V.S., Tkachenko A.Yu., Rybakov V.N. et al. Vliyanie neopredelennosti iskhodnykh proektnykh dannyykh na vybor optimalnykh parametrov rabocheho protsessa GTD [The influence of the uncertainty of the input design data on the choice of optimal parameters of the GTE working process]. *Vestnik Samarского gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akade-mika S.P. Koroleva (natsionalnogo issledovatel'skogo universiteta)*, 2012, no. 5(36), part 1, pp. 170-176.

17. Krivosheev I.A., Chechulin A.Yu., Shabel'nik Yu.A. O sozdanii printsipialno novykh silovykh i vspomogatelnykh ustanovok dlya "polnostyu elektricheskogo samoleta" [On the creation of a fundamentally new propulsion and auxiliary systems for "all-electric aircraft"]. *Innovatika i ekspertiza: Nauchnye trudy*, 2013, iss. 1 (10), pp. 64-67.

18. Razdolin M.V., Surnov D.N. Agregaty vozdušno-reaktivnykh dvigateley [Assemblies of the air-breathing jet engines]. Moscow, Mashinostroenie, 1973, 352 p.

19. Trushin V.A., Chechulin A.Yu. Metodika proektirovochnogo rascheta regeneratora GTD s komplanarnymi kanalami po zadannomu teplovomu potoku i gidrosoprotivleniyam [A technique of design analysis for the gas turbine engine regenerator with complanar channels according to the heat flow and hydraulic resistance]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika*, 2014, no. 1, pp. 68-72.

Об авторах

Чечулин Анатолий Юрьевич (Уфа, Россия) – кандидат технических наук, директор ООО «Научно-производственное предприятие «Фрактал-Сервис»» (450005, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, д. 30, e-mail: antt2008@yandex.ru).

Кривошеев Игорь Александрович (Уфа, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Авиационные двигатели» Уфимского государственного авиационного технического университета (450008, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12, e-mail: krivosh777@mail.ru).

About the authors

Anatoly Yu. Chechulin (Ufa, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Director, Scientific Production Enterprise "Fractal-Service" (30, 50-letiya Oktyabrya st., Ufa, 450005, Russian Federation, e-mail: antt2008@yandex.ru).

Igor A. Krivosheev (Ufa, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aviation Engines, Ufa State Aviation Technical University (12, K. Marx st., Ufa, 450008, Russian Federation, e-mail: krivosh777@mail.ru).

Получено 19.04.2017