

## ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ И ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

УДК 681.518

### СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ И ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПАР ТРЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© С. Ю. Боровик<sup>1</sup>, Ю. Н. Секисов<sup>1</sup>, А. В. Блинов<sup>2</sup>, М. В. Лучшева<sup>2</sup>,  
Ф. И. Мухутдинов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский федеральный исследовательский центр РАН, Институт проблем управления  
сложными системами РАН,  
443020, г. Самара, ул. Садовая, 61  
<sup>2</sup>АО «ОДК-Авиадвигатель»,  
614990, г. Пермь, Комсомольский просп., 93  
E-mail: borovik@iccs.ru

Излагается подход к построению средств диагностики опасных состояний газотурбинных двигателей, вызванных разрушением подшипниковых узлов силовых установок. Подход основывается на непрерывном мониторинге воздействующих на подшипниковый узел внешних факторов и контроле наличия частиц металла в маслосистеме двигателя, которые осуществляются с помощью оригинальных одновитковых вихретоковых датчиков, моделировании износа подшипника и оценки его остаточного ресурса в изменяющихся рабочих условиях. Это позволяет оперативно определять остаточный ресурс подшипникового узла и прогнозировать время до его интенсивного разрушения, что, в свою очередь, обеспечивает возможность оперативного принятия мер по предупреждению развития аварийных ситуаций.

*Ключевые слова:* газотурбинный двигатель, подшипниковый узел, одновитковый вихретоковый датчик, мониторинг состояния, контроль частиц металла в масле, моделирование, наработка на отказ, оценка остаточного ресурса.

DOI: 10.15372/AUT20210614

**Введение.** Известно, что в процессе эксплуатации силовых установок, в частности газотурбинных двигателей (ГТД), элементы их конструкций и узлы неизбежно оказываются под воздействием нагрузок, вибраций, тепловых деформаций, подвергаются старению, теряют прочность и вырабатывают свой ресурс. Наибольшему изнашиванию подвергаются пары трения (подшипниковые узлы), которые во многом определяют ресурс силовой установки в целом. Так, опыт эксплуатации ГТД в России и в мире свидетельствует о значительном количестве отказов двигателей в связи с выходом из строя смазываемых узлов трения [1, 2]. В соответствии с данными, приведёнными в [2], в России до 31 % от общего числа отказов ГТД приходится на узлы трения и со ссылкой на исследования фирмы Роллс-Ройс утверждается, что число таких отказов может достигать 55 %.

Очевидно, что подобные ситуации особенно опасны при эксплуатации ГТД «на крыле», когда разрушение узлов трения может привести к аварийному отключению двигателя и в лучшем случае к вынужденной посадке самолёта, а в худшем — к авиационной катастрофе. Это подтверждают в том числе отчёты Межгосударственного авиационного комитета по расследованию причин авиационных происшествий [3–5], в которых наличие частиц износа в масле трущихся узлов ГТД отмечалось как одна из частых причин, приводящая к выключению двигателя в полёте.

Заводом-изготовителем определяется и гарантируется ресурс подшипника при его эксплуатации с номинальной нагрузкой. В то же время реальные условия функционирования подшипникового узла могут отличаться от номинальных как в лучшую, так и в худшую сторону. В результате фактическая наработка и износ подшипника зачастую неизвестны. Поэтому прогнозирование реального остаточного ресурса подшипниковых узлов ГТД является актуальной задачей, решение которой позволит своевременно проводить регламентные работы и исключить аварийные ситуации, связанные с преждевременным разрушением узлов до достижения расчётного ресурса подшипников [6]. В представленной работе предлагается подход к решению обозначенной проблемы на основе сопоставления измерительной информации о состоянии пар трения с результатами расчёта моделей, полученными в реальном времени с учётом текущих условий эксплуатации силовой установки.

**Предлагаемый подход.** Основу предлагаемого подхода составляет перманентный сбор данных об условиях функционирования подшипникового узла (силовые нагрузки, температура и скорость прокачки масла, частота вращения вала в подшипнике и число выполненных оборотов на текущий момент времени) и степени износа его элементов конструкции (наличие частиц металла в маслопроводе системы смазки подшипника, вид металла и размер частиц, частота их появления, общее число зарегистрированных частиц за время эксплуатации подшипника). Для получения такой информации предлагается использовать методы и реализующие их средства измерения, базирующиеся на применении оригинальных вихретоковых датчиков с одновитковыми чувствительными элементами и (или) их кластерных разновидностей [7].

Результаты измерения параметров, характеризующих текущие условия функционирования подшипникового узла, позволяют вычислить его фактическую (эквивалентную) наработку и оценить остаточный ресурс. Такой расчёт может осуществляться на основе экспертных оценок путём введения корректирующих коэффициентов, связывающих номинальные и реальные условия эксплуатации подшипника. В свою очередь, полученные оценки ресурса подшипника и информация о наличии, размерах и частоте появления металлических частиц износа в системе смазки ГТД дают возможность спрогнозировать время до интенсивного разрушения подшипникового узла на основе соответствующих математических моделей.

Структурно-функциональная схема системы диагностики и оценки остаточного ресурса пар трения, реализующая предлагаемый подход, представлена на рис. 1.

В её составе можно выделить следующие подсистемы:

- блок сбора и обработки информации;
- подсистему моделирования процесса изнашивания подшипников;
- подсистему прогнозирования остаточного ресурса.

Далее рассматриваются особенности каждой из указанных подсистем применительно к задачам диагностики и оценки остаточного ресурса узлов трения однокаскадного компрессора ГТД, имеющего ротор, который установлен в двух подшипниковых опорах, в одной из которых радиально-упорный подшипник, а в другой — радиальный.

**Блок сбора и обработки информации.** Как уже отмечалось, важнейшими условиями прогнозирования остаточного ресурса подшипника является получение в реальном времени информации о воздействующих на него силовых нагрузках, скорости вращения элементов конструкции, информации о состоянии смазки в узлах трения (скорости течения и температуры масла) и наличии в ней металлических частиц, характеризующих процесс изнашивания подшипника [8].

В общем случае на подшипниковые узлы действуют статическая радиальная сила веса ротора ( $F_w$ ), динамическая радиальная сила, создаваемая «биениями» ротора ( $F_b$ ), и осевая сила, вызванная разностью давления воздуха на выходе и входе компрессора ( $F_p$ ).

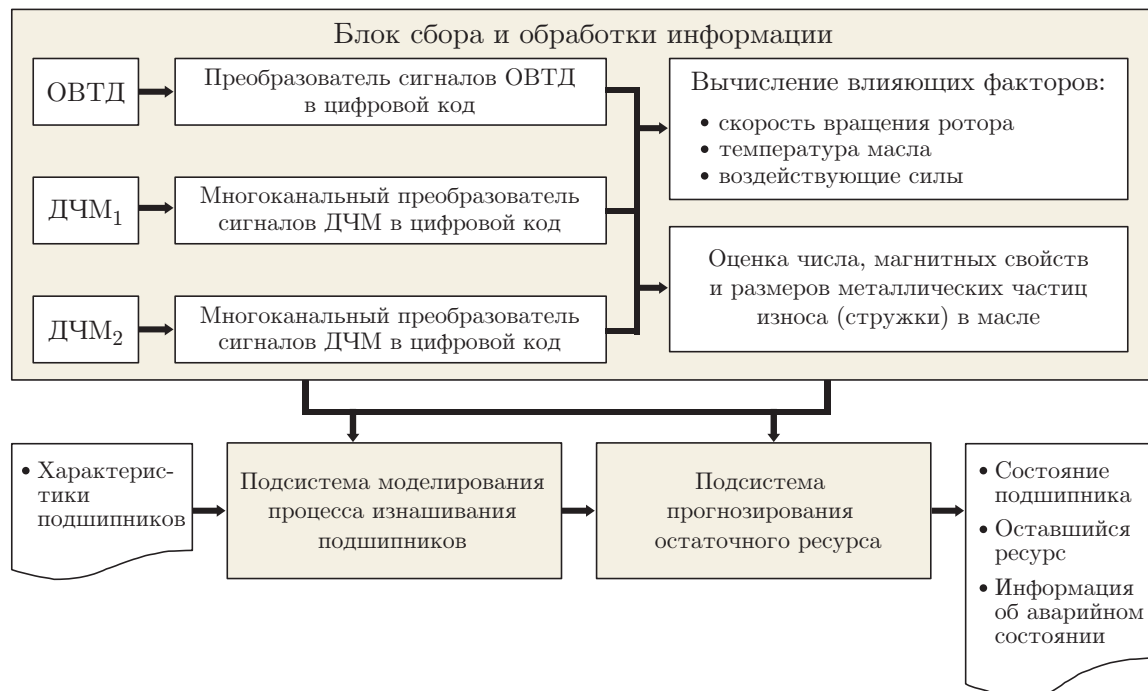


Рис. 1. Структурно-функциональная схема системы диагностики и оценки остаточного ресурса пар трения: ОВТД — одновитковый вихретоковый датчик, ДЧМ — датчик частиц металла

Сила  $F_w$  неизменна в процессе работы двигателя и определяется традиционным способом по известной массе ротора. Силы  $F_b$  и  $F_p$  определяются в зависимости от режима работы ГТД, и для их вычисления необходимо непрерывное измерение скорости вращения ротора двигателя и его биений относительно оси вращения.

Для получения информации о скорости вращения ротора силовой установки и его биениях предлагается использовать методы [9–11], ориентированные на применение одновитковых вихретоковых датчиков с чувствительными элементами в виде отрезка проводника [7]. Оригинальная конструкция датчика и принятые технологические решения обеспечивают его функционирование в тяжёлых условиях эксплуатации в газоздушном тракте ГТД.

Для проведения измерений ОВТД устанавливают на статор ГТД над лопаточным венцом одного из рабочих колёс компрессора таким образом, чтобы чувствительный элемент датчика находился на уровне внутренней поверхности статорной оболочки параллельно торцам лопаток. Центр чувствительного элемента принимается за начало системы координат. В результате взаимодействия электромагнитного поля чувствительного элемента с лопатками, проходящими зону чувствительности датчика, изменяется его информационный параметр — индуктивность, которая преобразуется в аналоговый сигнал, а затем в соответствующий цифровой код. Сигнал в виде временной последовательности цифровых отсчётов с преобразователя позволяет определить величину радиального зазора (РЗ) между внутренней поверхностью статора и торцом каждой лопатки на контролируемом рабочем колесе, а время появления торцов соседних лопаток под чувствительным элементом датчика — частоту (период) вращения ротора ГТД и, как следствие, вычислить его мгновенные угловые скорости и ускорения [12].

На рис. 2 представлен примерный вид временной последовательности РЗ ( $\delta$ ) при прохождении лопатками контролируемого колеса компрессора под чувствительным элементом ОВТД. В целях упрощения разновысотность лопаток, вызванная технологическим раз-

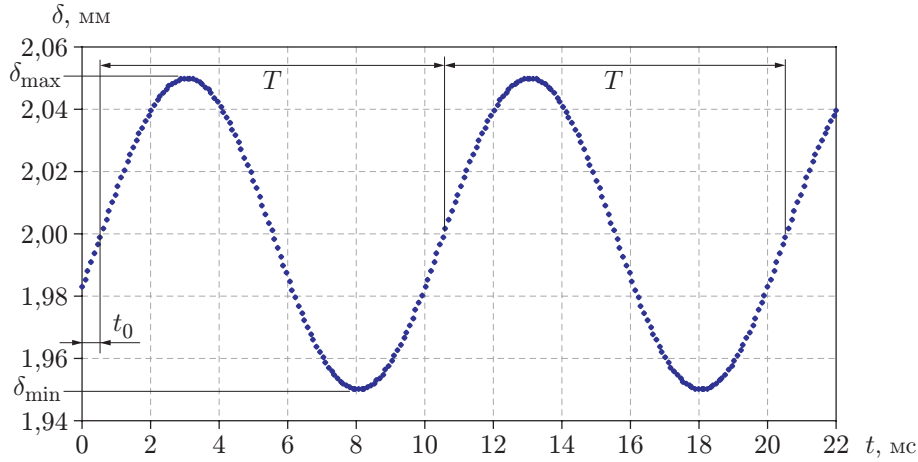


Рис. 2. Изменения РЗ между торцами лопаток и статором во времени

бросом, не учитывается. Зазор между каждой лопаткой и статором отображён отдельной точкой. Повторяющиеся участки, длительность которых равна периоду вращения лопаточного колеса ( $T$ ), свидетельствуют о наличии биений ротора, создающих дополнительную нагрузку на подшипниковые опоры.

Изменения РЗ во времени, вызванные биениями ротора, могут быть аппроксимированы синусоидальной функцией

$$\delta(t) = \delta_m \sin[\omega(t - t_0)], \quad (1)$$

где  $\delta_m = (\delta_{\max} - \delta_{\min})/2$  — амплитуда биений;  $\omega = 2\pi/T$  — угловая частота вращения ротора;  $t_0$  — начальное смещение лопаточного колеса относительно геометрического центра чувствительного элемента ОВТД.

Радиальную силу, вызванную биениями ротора, можно определить из выражения

$$F_b(t) = F_m \sin[2\pi(t - t_0)/T], \quad (2)$$

где  $F_m = \delta_m m \omega^2$ , а  $m$  — масса ротора.

Тогда результирующая радиальная нагрузка на подшипники в направлении вектора силы тяжести ротора будет иметь вид

$$F_{\Sigma}(t) = F_w + \delta_m m \omega^2 \sin\left(2\pi \frac{t - t_0}{T}\right) = F_w \left[1 + \frac{\delta_m}{g} \left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 \sin\left(2\pi \frac{t - t_0}{T}\right)\right], \quad (3)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

Распределение радиальной нагрузки отдельно на каждый из подшипников  $F_1, F_2$  определяется положением центра тяжести ротора относительно подшипниковых опор:

$$F_1 = F_{\Sigma} \frac{b_1}{b}; \quad F_2 = F_{\Sigma} \frac{b - b_1}{b}, \quad (4)$$

где  $b$  — расстояние между подшипниковыми опорами,  $b_1$  — расстояние от центра тяжести ротора до первой подшипниковой опоры.

Осевая нагрузка на упорный подшипник ( $F_p$ ) зависит от разности давлений воздуха на входе  $P_1$  и выходе  $P_2$  компрессора, связь между которыми характеризуется степенью повышения давления  $\pi_k$ :

$$\pi_k = P_2/P_1. \quad (5)$$

Основным параметром, определяющим величину  $\pi_k$  на различных режимах двигателя, является скорость вращения ротора компрессора [13]. Зависимость  $\pi_k$  от скорости вращения ротора в общем случае нелинейная и приближённо может быть представлена в следующем виде:

$$\pi_k(n) = 1 + (\pi_{kN} - 1)(n/N)^3, \quad (6)$$

где  $\pi_{kN}$  — номинальная величина коэффициента повышения давления компрессора на расчётных оборотах  $N$  (приводимая в технических характеристиках на двигатель),  $n$  — текущая скорость вращения ротора.

Величину осевой силы  $F_p(n)$ , действующей на упорный подшипник на различных режимах работы двигателя, можно приближённо определить в соответствии с выражением

$$F_p(n) = S_w \Delta P(n), \quad (7)$$

где  $\Delta P$  — перепад давления на входе и выходе компрессора,  $S_w$  — площадь лопаточного венца в среднем сечении компрессора.

Перепад давления на входе и выходе компрессора можно определить на основании выражений (5), (6):

$$\Delta P(n) = P_2(n) - P_1 = P_1(\pi_{kN} - 1)(n/N)^3. \quad (8)$$

Тогда в соответствии с (7) осевая сила

$$F_p(n) = S_w P_1 (\pi_{kN} - 1)(n/N)^3. \quad (9)$$

Что же касается способов оценки фактического состояния подшипников по наличию металлических частиц износа в системе смазки двигателя, то, как правило, выделяют две большие группы методов трибодиагностики: бортовую и лабораторную [1, 2]. Очевидно, что лабораторные методы исследования проб масла являются достаточно точными и позволяют обнаруживать даже мелкие частицы размерами до 0,01 мм. Однако существенными недостатками таких методов являются их низкая оперативность и невозможность применения в полёте.

Оперативное диагностирование дефектов в узлах трения обеспечивают бортовые системы трибодиагностики. Описание наиболее известных способов (контактный, накопительный, вихретоковый), реализуемых в таких системах, можно найти в публикациях [1, 2, 14–18], где также отмечаются их основные достоинства и недостатки. В частности, особенностью контактных бортовых систем обнаружения стружки в масле (Smart Zapper Electric Chip Detector, фирма EATON [15]) являются ложные срабатывания, низкая разрешающая способность, необходимость частой очистки с демонтажем датчиков. Применение для целей трибодиагностики датчиков накопительного типа (система контроля количества стружки QDM (Quantitative Debris Monitoring) с магнитно-индукционным датчиком фирмы Vickers (США) [15]) позволяет обнаруживать только ферромагнитную стружку и, кроме того, требует накопления определённого количества частиц металла для формирования сигнала о наличии стружки, что приводит к снижению разрешающей способности.

Наиболее удачными бортовыми системами трибодиагностики, по нашему мнению, являются системы непрерывного контроля стружки на основе датчиков MetalSCAN MS1000 и MS4000 фирмы GasTOPS (Канада) [16, 18], которые позволяют обнаруживать как ферромагнитную, так и неферромагнитную стружку в системе смазки ГТД. В то же время, как показано в [19], чувствительность таких датчиков снижается по мере увеличения

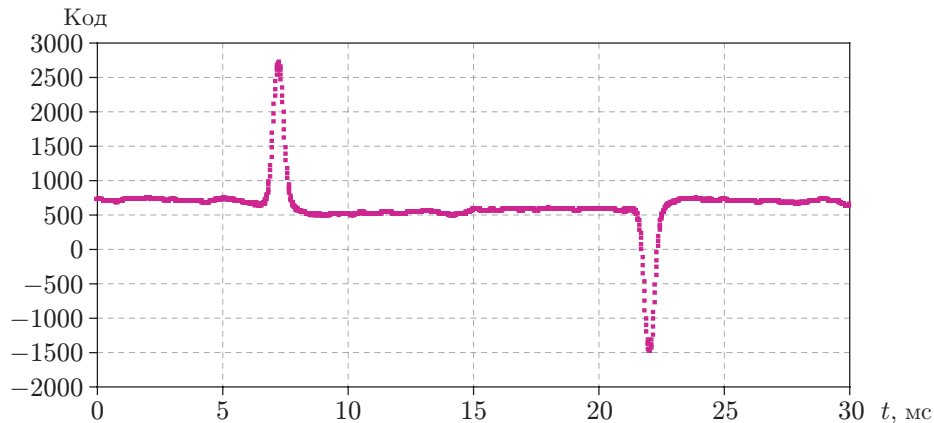


Рис. 3. Изменения цифрового кода при прохождении единичной частицы металла по масляному каналу ДЧМ

диаметра трубопровода системы смазки и при определённых условиях может оказаться недостаточной для обнаружения частиц изнашивания малого размера.

Для обнаружения частиц металла в трубопроводе системы смазки ГТД и оценки остаточного ресурса подшипника предлагается использовать оригинальный кластерный датчик частиц металла с группой одновитковых вихретоковых чувствительных элементов [20]. Особенностью ДЧМ является разделение потока масла трубопровода системы смазки двигателя на несколько более мелких потоков, проходящих по масляным каналам датчика. В каждом масляном канале устанавливаются индивидуальные чувствительные элементы, что повышает вероятность обнаружения единичных частиц металла, движущихся одновременно в одном сечении трубопровода, а также повышает чувствительность датчика. Другими особенностями такого датчика является размещение в нём термопары и установка в каждом масляном канале двух чувствительных элементов, включённых в дифференциальную измерительную цепь. Это позволяет определить температуру и скорость потока масла по времени движения частиц металла между чувствительными элементами [21].

Датчики частиц металла устанавливаются в разрыве трубопровода системы смазки двигателя непосредственно за контролируемыми подшипниковыми узлами, а их число в системе определяется разработчиком ГТД. Каждый датчик подключается к соответствующему групповому измерительному преобразователю, в котором информация с пары чувствительных элементов, установленных в одном масляном канале датчика, преобразуется индивидуальной измерительной цепью в аналоговый сигнал и далее в цифровой код. Цепь преобразований сигнала с чувствительного элемента датчика в цифровую форму образует измерительный канал. Параллельная работа измерительных каналов позволяет фиксировать частицы металла, идущие в одном сечении трубопровода системы смазки подшипника двигателя.

При проходе частицы металла по масляному каналу ДЧМ на выходе измерительного преобразователя формируется два разнополярных импульсных сигнала (рис. 3).

Амплитудное значение сигналов характеризует размер частицы [22], очерёдность следования полярностей сигнала позволяет определить вид металла (магнитный/немагнитный), а временной интервал ( $\Delta t$ ) между сигналами позволяет оценить скорость движения частицы в потоке масла, что при определённых допущениях соответствует скорости потока масла

$$v = \frac{\Delta k}{\Delta t}, \quad (10)$$

где  $\Delta k$  — расстояние между чувствительными элементами в масляном канале датчика. В частности, для рис. 3 временной интервал  $\Delta t = 15$  мс. При  $\Delta k = 30$  мм скорость движения масла в канале датчика составит порядка 2 м/с.

**Моделирование процесса изнашивания и прогнозирование остаточного ресурса подшипника.** Подсистема моделирования обеспечивает расчёт выработанного ресурса подшипникового узла с учётом реальных условий его эксплуатации и моделирует процесс интенсивности образования частиц изнашивания в зависимости от срока работы подшипника. Исходными параметрами для модели оценки выработанного ресурса являются границы допустимых условий эксплуатации (включая максимальные нагрузки, частоту вращения, температуру и условия смазки), а также заданный ресурс по числу гарантированных оборотов в стандартных условиях эксплуатации. Принимается, что при эксплуатации подшипника в нормальных условиях, заданных техническим паспортом, будет обеспечена его безотказная работа в течение всего гарантированного ресурса.

Реальные условия эксплуатации подшипника зачастую отличаются от тех, которые регламентируются в технической документации на изделие, а значит, и остаточный ресурс может меняться как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения. Оценить это можно на основе текущей измерительной информации об условиях эксплуатации подшипникового узла, поступающей от блока сбора и обработки информации с помощью специально введённого эмпирического коэффициента, который зависит от соотношения текущих и паспортных значений факторов, воздействующих на подшипник (осевой и радиальной сил, скорости вращения, температуры и скорости течения масла в подшипнике и т. п.).

Результаты расчёта выработанной части ресурса подшипникового узла используются далее для моделирования момента времени его разрушения, которое опирается на общую теорию процесса изнашивания пар трения [23] и экспериментальные результаты. Модель в зависимости от количества отработанных оборотов подшипником рассчитывает интенсивность появления частиц металла, вымываемых с рабочих поверхностей подшипника потоком масла, и их размеры. Далее результаты расчёта модели сопоставляются с фактической информацией, поступающей от подсистемы обнаружения частиц металла (стружки) в смазке. Если результаты измерения не превышают значений, полученных в результате моделирования, то на основе модельных данных рассчитывается остаточный ресурс подшипникового узла. При существенном расхождении результатов моделирования и измерений в сторону увеличения реальной интенсивности появления частиц металла, тем более частиц металла больших размеров, система переходит в режим прогнозирования критического времени до аварийного разрушения подшипника. Такой расчёт может быть произведён на основе экспертных оценок.

**Заключение.** В данной работе предложен подход к построению системы диагностики и оценки остаточного ресурса пар трения в процессе эксплуатации ГТД. Подход основан на совокупном использовании непрерывного мониторинга факторов, воздействующих на подшипниковый узел, и моделировании в реальном времени его износа. Это позволяет связать текущие условия эксплуатации подшипника с его паспортными характеристиками, с большей достоверностью оценить остаточный ресурс узла и, как следствие, определить время до интенсивного разрушения подшипника, предупредив тем самым возникновение аварийных ситуаций.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л.** Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.

2. **Степанов В. А.** Разработка и исследование методов и средств комплексной диагностики смазываемых узлов трения газотурбинных двигателей по параметрам продуктов износа в масле: Дисс. ... докт. техн. наук. М., 2000. 363 с.
3. **Экстренная** посадка самолёта Ил-76 произошла из-за стружки в масляной системе. URL: <http://www.aviaport.ru/digest/2007/04/16/119399.html> (дата обращения: 05.10.2021).
4. **Причиной** аварии Ан-24 стала стружка в масле двигателя. URL: <http://www.irk.ru/news/20110719/shavings/> (дата обращения: 05.10.2021).
5. **В Красноярске** из-за стружки в масле совершил вынужденную посадку вертолёт с вахтовиками. URL: <https://www.samara.kp.ru/daily/27103.4/4176351/> (дата обращения: 05.10.2021).
6. **Отказы** двигателей отечественной авиационной техники двигателя. Авиационная аналитическая компания «Авиас». URL: <http://aeroass.ru/engines/777-otkazy-dvigatelay-otechestvennoy-aviacionnoy-tehniki.php> (дата обращения: 05.10.2021).
7. **Borovik S., Sekisov Y.** Single-coil eddy current sensors and their application for monitoring the dangerous states of gas-turbine engines // Sensors. 2020. **20**, N 7. P. 2107.
8. **Типовые** повреждения подшипников и причины их возникновения. URL: <http://podshipnikspb.ru/iznos-podshipnikov/> (дата обращения: 05.10.2021).
9. **Методы** и средства измерения многомерных перемещений элементов конструкций силовых установок /Под ред. Ю. Н. Секисова, О. П. Скобелева. Самара: Самарский научный центр РАН, 2001. 188 с.
10. **Кластерные** методы и средства измерения деформаций статора и координат смещений торцов лопаток и лопастей в газотурбинных двигателях /Под общ. ред. О. П. Скобелева. М.: Машиностроение, 2011. 298 с.
11. **Боровик С. Ю., Кутейникова М. М., Райков Б. К. и др.** Метод измерения радиальных и осевых смещений торцов лопаток сложной формы // Автометрия. 2015. **51**, № 3. С. 104–112.
12. **Белопухов В. Н., Боровик С. Ю.** Система измерения ускорений лопаточного колеса компрессора и турбины с использованием одновиткового вихретокового датчика и микроконтроллера // Тр. XIV Междунар. конф. «Проблемы управления и моделирования в сложных системах». Самара: СамНЦ РАН, 2012. С. 607–611.
13. **Тихонов Н. Т., Мусаткин Н. Ф., Матвеев В. Н.** Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т., 2001. 155 с.
14. **Gebarin S.** On-line and In-line Wear Debris Detectors: What's Out There? URL: <http://www.machinerylubrication.com/Read/521/in-line-wear-debris-detectors> (дата обращения: 05.10.2021).
15. **Boeing 777** System Overview Eaton's Aerospace Product Capabilities. 2002. 8 p. URL: [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@aero/documents/content/ct\\_194202.pdf](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@aero/documents/content/ct_194202.pdf) (дата обращения: 05.10.2021).
16. **Cassidy K.** Qualification of an On-Line Bearing and Gear Health Monitoring Technique for In-Service Monitoring of Aircraft Engines and Helicopter Transmissions. URL: [http://www.gastopsusa.com/knowledge\\_center\\_documents/1/MetalSCAN\\_ISHM07.pdf](http://www.gastopsusa.com/knowledge_center_documents/1/MetalSCAN_ISHM07.pdf) (дата обращения: 05.10.2021).
17. **Harkemanne E., Berten O., Hendrick P.** Analysis and testing of debris monitoring sensors for aircraft lubrication systems // Proceedings. 2018. **2**, N 8. P. 461. DOI: 10.3390/ICEM18-05360.
18. **Халиуллин В.** Маслосистема под непрерывным контролем // Информационно-технический бюллетень «Пермские газовые турбины». 2012. № 22. С. 46–48.
19. **Боровик С. Ю., Секисов Ю. Н., Блинов А. В., Мухутдинов Ф. И.** Особенности преобразования информации в системе контроля частиц износа пар трения на основе кластера одновитковых вихретоковых чувствительных элементов // Турбины и дизели. 2017. **73**, № 4. С. 10–17.



20. **Пат. 2646520 РФ.** Способ обнаружения металлических частиц износа в потоке масла работающего газотурбинного двигателя /В. А. Белослудцев, С. Ю. Боровик, И. Г. Коршиков, Ю. Н. Секисов. Заявл. 10.01.2017. Оpubл. 05.03.2018; Бюл. 7.
21. **Пат. 2668513 РФ.** Способ обнаружения частиц металла в масле системы смазки узлов трения и определения скорости потока масла /В. А. Белослудцев, С. Ю. Боровик, И. Г. Коршиков, Ю. Н. Секисов. Заявл. 29.03.2017. Оpubл. 01.10.2018; Бюл. 28.
22. **Пат. 2674577 РФ.** Способ обнаружения частиц металла в системе смазки узлов трения силовых установок с разбиением на группы по размерам частиц /С. Ю. Боровик, И. Г. Коршиков, В. А. Белослудцев, Ю. Н. Секисов. Заявл. 18.12.2017. Оpubл. 11.12.2018; Бюл. 35.
23. **Мышкин Н. К., Петроковец М. И.** Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 368 с.

*Поступила в редакцию 05.10.2021*

*После доработки 07.10.2021*

*Принята к публикации 11.10.2021*

---