

DOI: 10.26896/1028-6861-2018-84-2-55-63

УДК (UDC) 620.178.38

## КОМПЛЕКСНАЯ ФРАКТОДИАГНОСТИКА АВИАЦИОННЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

© Николай Ваганович Туманов, Нина Алексеевна Воробьева,  
Александра Игоревна Калашникова, Дмитрий Владимирович  
Калинин, Егор Викторович Кожаринов

Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ), Москва, Россия; e-mail: tumanov@rtc.ciam.ru

*Статья поступила 4 мая 2017 г.*

Проведена диагностика разрушения конических зубчатых колес центрального привода и привода коробки приводных агрегатов авиационного газотурбинного двигателя. С использованием физических методов исследования (растровой электронной микроскопии, электронно-зондового рентгеновского микроанализа) и измерения микротвердости определены очаги разрушения и реконструирована его кинетика, проанализированы микроструктура и микротвердость упрочненного (нитроцементованного) слоя. Установлено, что твердость этого слоя у поверхности межзубцовых впадин разрушенных колес существенно ниже, чем у бездефектных колес со значительной эксплуатационной наработкой. Рассмотрены условия эксплуатации колес при различных режимах работы двигателя. Выполнено конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния колес. Показано, что в рабочем диапазоне изменения частоты вращения происходят резонансные изгибные колебания колес по форме с тремя узловыми диаметрами, при этом зона максимальных вибранапряжений совпадает с местоположением очагов усталостного разрушения. Данные конечно-элементного моделирования подтверждены при тензометрировании колес в процессе испытаний двигателя. Таким образом, в результате комплексных исследований установлено, что причиной разрушения зубчатых колес являются резонансные изгибные колебания с высоким уровнем вибранапряжений в условиях пониженной поверхностной твердости межзубцовых впадин. Разработаны, апробированы и внедрены мероприятия, направленные на совершенствование конструкции колес и технологии их изготовления в целях устранения причин разрушения.

**Ключевые слова:** коническое зубчатое колесо; усталость; фрактография; кинетика трещин; напряженно-деформированное состояние; конечно-элементное моделирование; резонансные колебания; микротвердость.

## COMPLEX FAILURE DIAGNOSIS OF AVIATION BEVEL GEARS

© Nikolay V. Tumanov, Nina A. Vorobjeva, Aleksandra I. Kalashnikova,  
Dmitriy V. Kalinin, Egor V. Kozharinov

Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russia; e-mail: tumanov@rtc.ciam.ru

*Submitted May 4, 2017.*

Failure diagnosis of spiral bevel gears in assembly gearbox of aero engine is performed. With the use of physical methods of testing (scanning electron microscopy, electron-probe X-ray microanalysis) and microhardness testing the fracture origins and fracture kinetics are determined, the microstructure and microhardness of case are analyzed. It is found that the surface hardness in gear teeth root areas for fractured gears essentially less than for fault-free gears with big operating time. Service conditions of the gears on various engine setting are observed. 3D finite element modeling of the gears stress state

is carried out. On the basis of the modeling it is shown that in operating range of the gears rotational speed there is the gears resonance under mode of bending vibration with three nodal diameters. With this, the location of maximum stress amplitude coincides with the site of the fatigue fracture origins. Finite element data are proved at the gears stress measurement in the course of engine tests. Thus, as a result of the complex study it is found that the cause of the bevel gears failure is intense gear resonance in the conditions of reduced surface hardness for gear teeth root areas. The measures intended to elimination of the failure causes are developed, approved and introduced.

**Keywords:** bevel gear; fatigue; fractography; crack kinetics; stress strain state; finite element modeling; resonance vibration; microhardness.

Конические зубчатые колеса — одни из наиболее напряженных и ответственных деталей авиационных газотурбинных двигателей — подвержены циклическим нагрузкам двух основных типов. Динамические осевые нагрузки в зацеплении могут возбуждать резонансные изгибные колебания колеса по форме с  $m$  узловыми диаметрами и частотой  $(kz \pm m)f_k$ , где  $f_k$  — частота вращения колеса;  $z$  — число зубьев,  $k = 1, 2, 3\dots$  [1]. Кроме того, под действием повторно-статической нагрузки происходит циклический изгиб зубьев с частотой  $f_k$ . В высоконапряженных и высокоскоростных авиационных зубчатых передачах нагрузки обоих указанных типов могут приводить к зарождению и развитию трещин многоцикловой усталости. В этих условиях макро- и микрофрактографические исследования с использованием световой и электронной микроскопии недостаточны для определения причины разрушения. Необходим комплексный подход, включающий расчетные и экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния колес при различных типах циклического нагружения и разных режимах работы двигателя, сопоставление расположения расчетных высоконапряженных зон и очагов разрушения. Кроме того, требуется анализ микроструктуры и микротвердости упрочненного слоя, исследование дефектов в очагах разрушения с использованием электронно-зондового рентгеновского микроанализа.

В данной работе приведены результаты комплексной фрактодиагностики (диагностики разрушения) конических зубчатых колес авиадвигателя. Определены причины разрушения, разработаны, апробированы и внедрены мероприятия, направленные на совершенствование конструкции и технологии изготовления колес в целях обеспечения их прочностной надежности.

Исследовали разрушение конических зубчатых колес с круговыми зубьями центрального привода (рис. 1, а, колесо № 1) и привода коробки приводных агрегатов (рис. 1, б, колесо № 2) авиадвигателя. Материал колес — сталь 20Х3МВФ (ЭИ415). Разрушение этих колес приводит к самовыключению двигателя.

Колесо № 1 соединено с колесом № 2 двумя шлицевыми валиками (рис. 1, в). Один конец

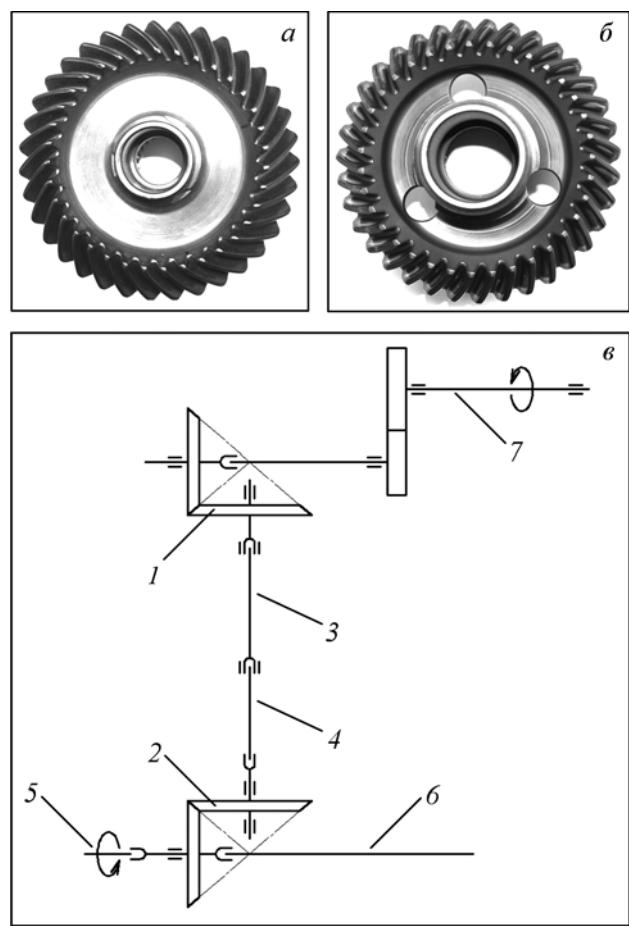
верхнего валика соединен со шлицами колеса № 1, другой конец опирается на промежуточный шарикоподшипник. Верхний конец нижнего валика вставлен в верхний валик, а нижний конец — в шлицы колеса № 2. В рабочем режиме колесо № 1 с помощью шлицевых валиков вращает конические зубчатые колеса углового привода коробки приводных агрегатов (ведущее колесо № 2 и находящееся с ним в зацеплении ведомое колесо), передавая крутящий момент от ротора компрессора высокого давления (КВД) на ведущий вал коробки приводных агрегатов. В стартерном режиме (при запуске) крутящий момент от воздушного стартера передается непосредственно на ведомое колесо углового привода коробки приводных агрегатов, далее — на колесо № 2, которое с помощью валиков вращает колесо № 1. Таким образом, при каждом запуске авиадвигателя происходит изменение направления нагрузки на зубья колес № 1 и 2: колесо № 1 в рабочем режиме работает выпуклой стороной зубьев, в стартерном режиме — вогнутой, а колесо № 2 в рабочем режиме работает вогнутой стороной зубьев, в стартерном режиме — выпуклой.

## Фрактографические исследования

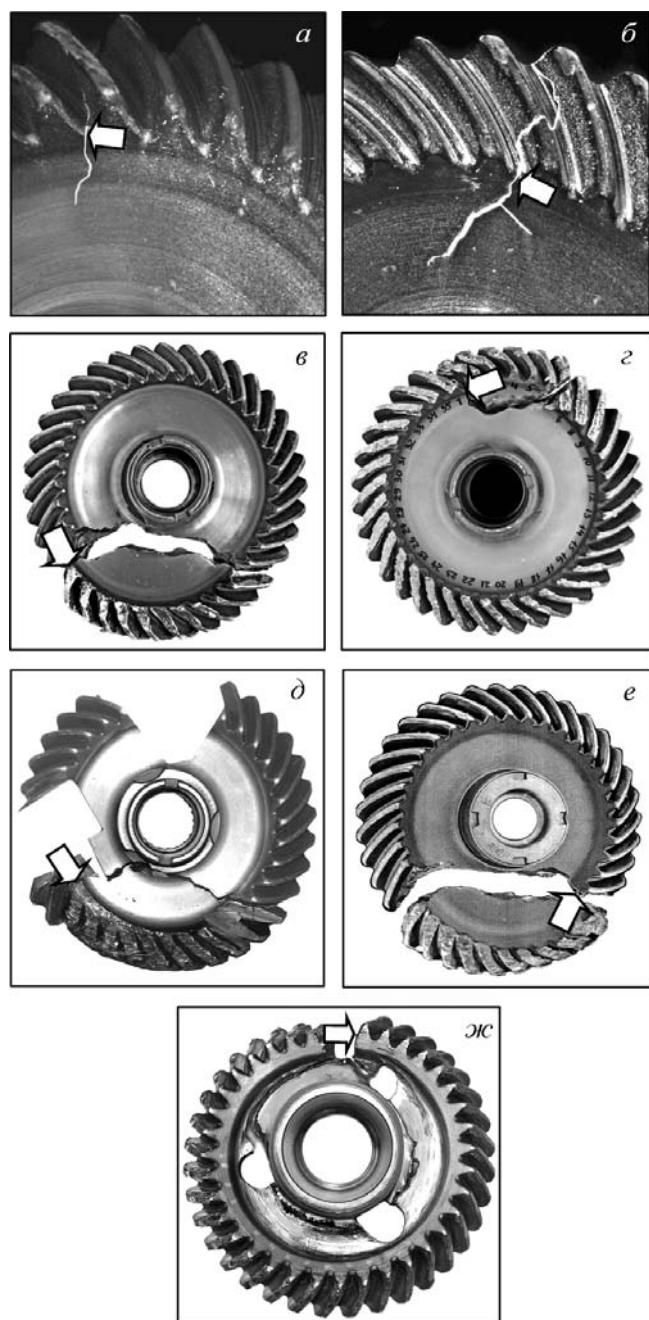
В процессе приемо-сдаточных испытаний двигателя в двух колесах № 1 образовались трещины (рис. 2, а, б) и одно колесо разрушилось (рис. 2, в). В условиях эксплуатации произошло разрушение трех колес № 1 (рис. 2, г – е), причем одно колесо (см. рис. 2, г) разрушилось в первом полете (на рис. 2, д показано колесо после вырезки из него двух фрагментов для металлографических исследований). Все очаги развития трещин и разрушения расположены в основании зуба вблизи его торца у малого модуля на выпуклой стороне зуба — рабочей в рабочем режиме.

Разрушение зубчатого колеса № 2 произошло в условиях эксплуатации (рис. 2, ж). Очаг разрушения также находится в основании зуба вблизи его торца у малого модуля на выпуклой стороне зуба — рабочей в стартерном режиме.

Трещины в колесах № 1 и 2 развивались от различных очагов: рисок от механической обработки на фаске, сопрягающей поверхности меж-



**Рис. 1.** Зубчатые колеса центрального привода (№ 1) (а) и коробки приводных агрегатов (№ 2) (б), а также фрагмент кинематической схемы приводов (в): 1 — зубчатое колесо центрального привода; 2 — зубчатое колесо привода коробки приводных агрегатов; 3 и 4 — шлицевые валики; 5 — привод воздушного стартера; 6 — ведущий вал коробки приводных агрегатов; 7 — вал ротора компрессора высокого давления



**Рис. 2.** Зубчатые колеса центрального привода (№ 1) (а – е) и привода коробки приводных агрегатов (№ 2) (ж); стрелками указаны местоположения очагов развития трещин и разрушения

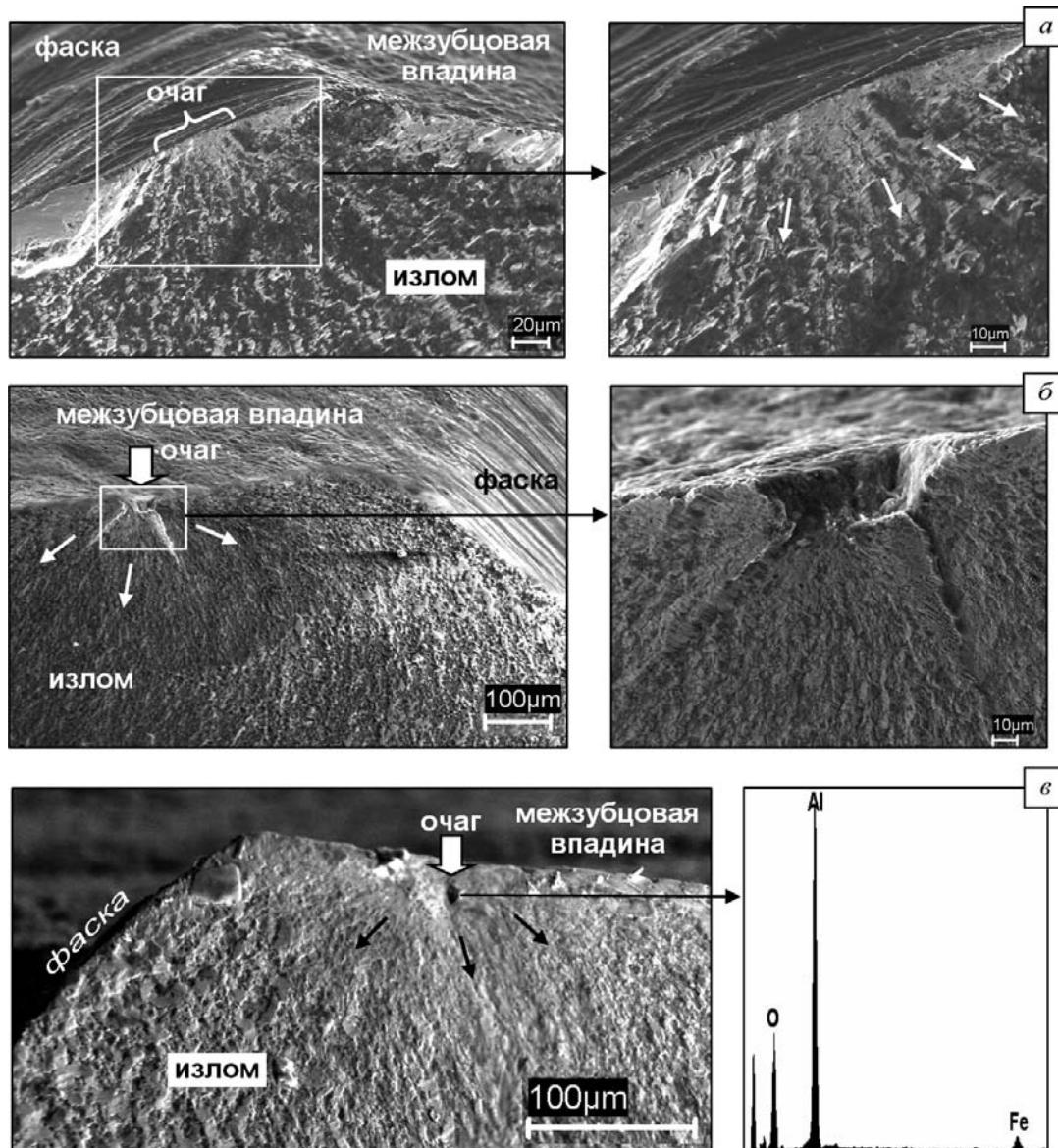
зубцовой впадины и торца зубчатого венца со стороны малого модуля (рис. 3, а); выбоин от обдувки электрокорундом поверхности межзубцовой впадины (рис. 3, б); небольшого (около 10 мкм) подповерхностного (на расстоянии около 20 мкм от поверхности межзубцовой впадины) неметаллического включения (оксида алюминия) (рис. 3, в).

На основе анализа продольных и поперечных фрактографических макролиний, расположенных на поверхности разрушения вдоль и поперек направлений роста трещины, и электронно-микроскопических исследований усталостных бороздок, которые маркируют последовательные положения микрофронтов трещины (рис. 4), сделан вывод о развитии колес вследствие развития усталостных трещин, которые распространялись следующим образом.

1. На начальном этапе усталостные трещины были поверхностными — выходящими на по-

верхность фаски (см. рис. 3, а) или межзубцовой впадины вблизи фаски (см. рис. 3, б) — или подповерхностными (см. рис. 3, в). Затем они трансформировались в угловые трещины, выходящие на поверхности межзубцовой впадины и торца зубчатого венца со стороны малого модуля (см. рис. 4).

2. Развитие угловых трещин в области зубчатого венца произошло по двум сценариям: в основном трещины распространялись вдоль поверхности межзубцовой впадины (см. рис. 4, в);



**Рис. 3.** Электронные фрактограммы зубчатых колес в области очагов разрушения: а — риски от механической обработки фаски; б — выбоина от обдувки электрокорундом; в — подповерхностное неметаллическое включение с соответствующим характеристическим рентгеновским спектром; стрелки на поверхности изломов — локальные направления роста трещины

отдельные трещины пересекли впадину и вышли на боковую поверхность соседнего зуба (см. рис. 2, а и 4, а) или пересекли этот зуб и дальше развивались вдоль поверхности соседней впадины (см. рис. 2, б и 4, б). Одновременно трещины развивались вдоль торца зубчатого венца со стороны малого модуля по направлению к полотну (см. рис. 4).

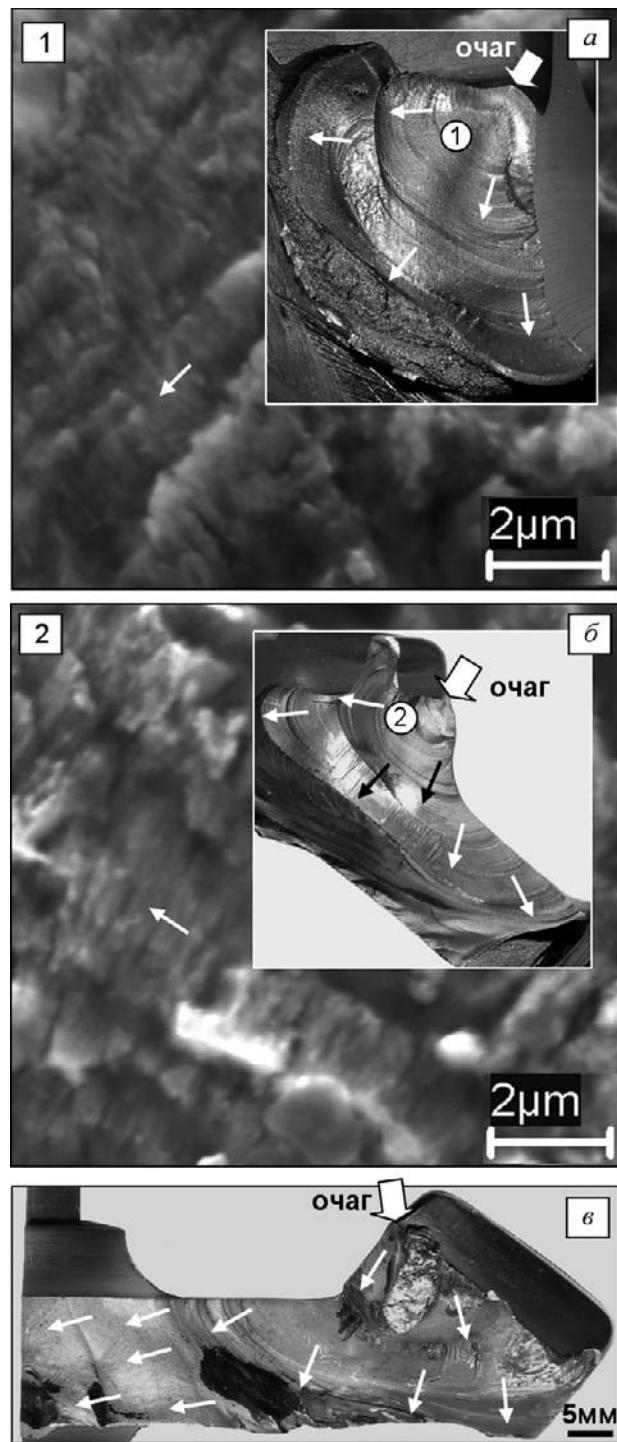
3. После выхода трещин на поверхность полотна со стороны малого модуля и на торец зубчатого венца со стороны большого модуля их фронт вытянулся (см. рис. 4, б, в), что характерно для поверхностных усталостных трещин при циклическом изгибе (из-за значительно го снижения напряжений по мере удаления от поверхности).

4. В процессе дальнейшего развития трещины вышли на противоположную (со стороны большого модуля) поверхность полотна и трансформировались в краевые, после чего их фронт выпрямился и они стали распространяться в направлении, близком к окружному (см. рис. 2, в – ж, 4, в). В колесах № 1 с массивным полотном краевые трещины затем переориентировались от окружного направления к радиальному и вышли на зубчатый венец, что привело к обрыву фрагмента колеса с десятью (см. рис. 2, в, д, е) и пятью с половиной зубьями (см. рис. 2, г). В колесе № 2 развитие окружной краевой трещины в полотне завершилось отделением от ступицы всего зубчатого венца с частью полотна (см. рис. 2, ж).

Усталостные бороздки вблизи очагов разрушения свидетельствуют о зарождении и развитии трещин под действием переменных напряжений высокого уровня. Наличие многочисленных фрактогенетических макролиний и многократных изменений микрорельефа изломов (переходов от микросколов к бороздкам и от бороздок к микросколам) означает, что в процессе роста трещин происходили изменения величины и направления нагрузки. Эти изменения не могут быть связаны с изменением при каждом запуске двигателя величины и направления повторно-статической нагрузки на зубья, поскольку повышенные нагрузки при передаче крутящего момента в стартерном режиме привели бы к появлению трещин на вогнутой стороне зубьев колеса № 1 и выпуклой стороне зубьев колеса № 2, а повышенные нагрузки при передаче крутящего момента в рабочем режиме — к появлению трещин на выпуклой стороне зубьев колеса № 1 и вогнутой стороне зубьев колеса № 2, в то время как все очаги разрушения колес № 1 и 2 располагаются на одной и той же (выпуклой) стороне зубьев. Следовательно, образование усталостных трещин связано не с повторно-статической нагрузкой на зубья, а с такой циклической нагрузкой, при которой максимальный уровень переменных напряжений локализуется на выпуклой стороне зубьев колес № 1 и 2 в области расположения очагов разрушения. Для выяснения характера этой нагрузки были проведены расчетные и экспериментальные исследования вибрационного состояния зубчатых колес, а также расчеты напряженно-деформированного состояния при статическом изгибе зуба в стартерном и рабочем режимах.

### Исследование напряженно-деформированного состояния

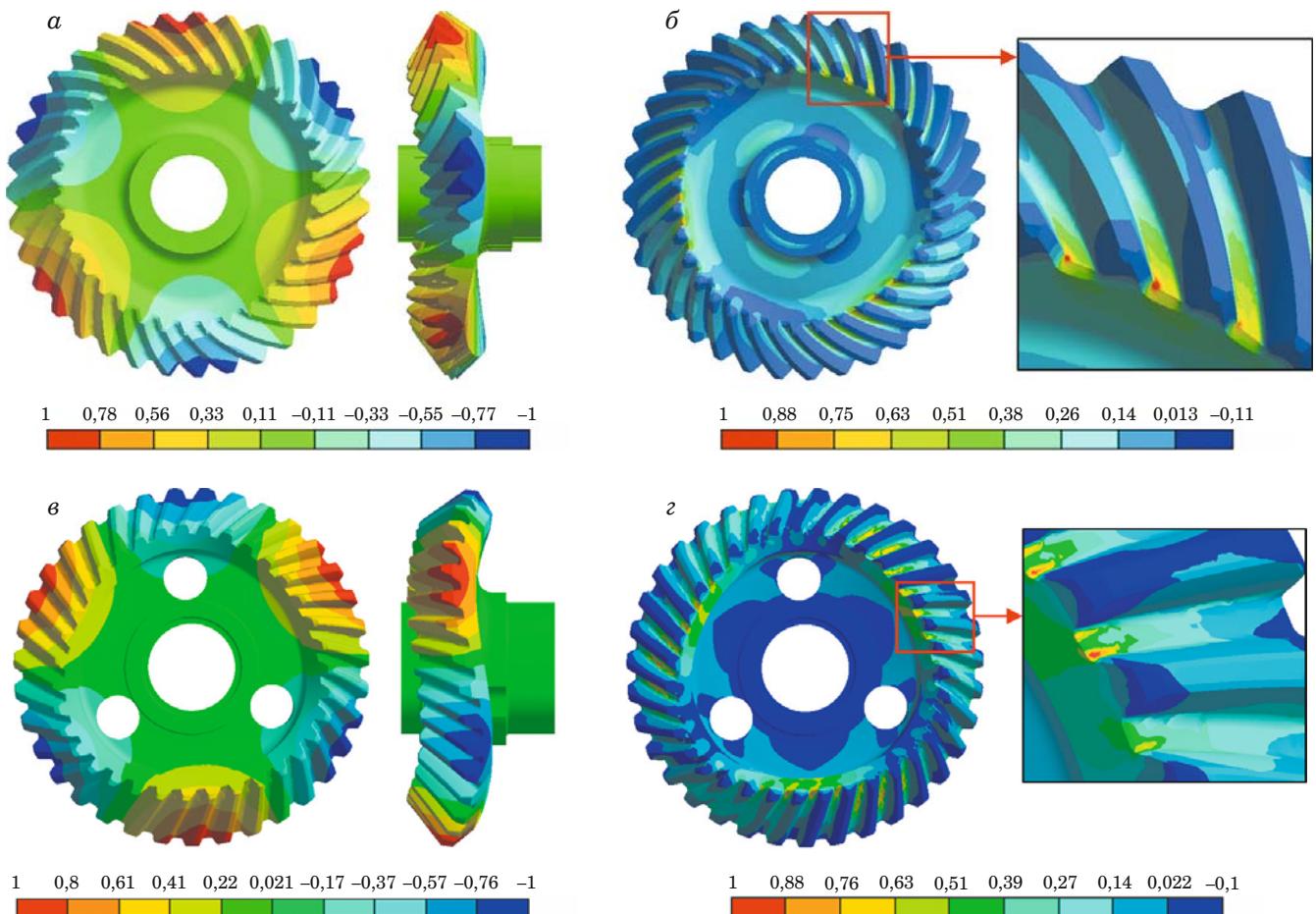
В процессе расчетных исследований (с использованием метода конечных элементов) установлено, что в рабочем диапазоне изменения частоты вращения ротора КВД реализуются резонансы колес № 1 и 2 по форме изгибных колебаний с тремя узловыми диаметрами и частотами  $(z + 3)f_k$  (у обоих колес  $z = 35$ ). Как видно на рис. 5, зона максимальных вибронапряжений при колебаниях обоих колес по указанной форме располагается в основании зубьев на их выпуклой стороне вблизи фаски у малого модуля, со прягающей поверхности межзубцовой впадины и торца зубчатого венца, т.е. совпадает с местоположением очагов разрушения. При статическом изгибе зуба максимальные значения напряжений (как растягивающих, так и сжимающих) в рабочем и стартерном режимах достигаются в основа-



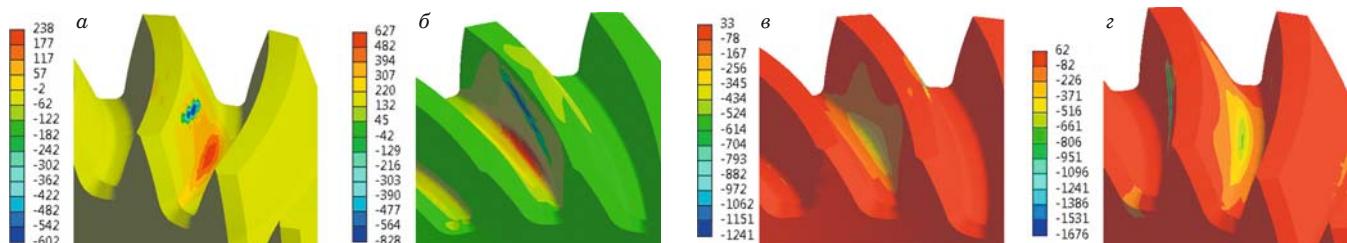
**Рис. 4.** Световые фрактограммы с фрактогенетическими макролиниями и электронные фрактограммы с усталостными бороздками (на световых фрактограммах указаны местоположения электронных фрактограмм № 1 и 2): стрелки на поверхности изломов — локальные направления роста трещины

нии зуба посередине впадины (рис. 6), т.е. на значительном расстоянии от очагов разрушения.

Следует отметить, что фрагменты, отделившиеся при разрушении колес № 1, примерно соответствуют длине или полудлине волны перемещений колеса при изгибных колебаниях по фор-



**Рис. 5.** Распределения нормированных осевых перемещений (*a, c*) и первых главных напряжений (*b, d*) при колебаниях зубчатых колес центрального привода (№ 1) (*a, b*) и привода коробки приводных агрегатов (№ 2) (*c, d*) по форме с тремя узловыми диаметрами



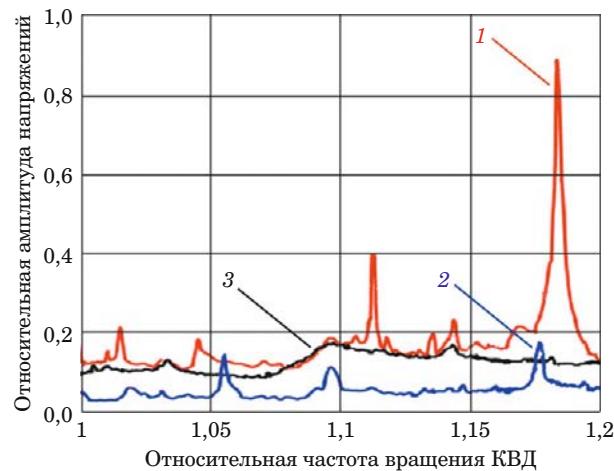
**Рис. 6.** Распределения первых (*a, b*) и третьих (*c, d*) главных напряжений (МПа) в зубчатом венце колеса центрального привода (№ 1) в наиболее нагруженных фазах зацепления: *a, c* — рабочий режим; *b, d* — стартерный режим

ме с тремя узловыми диаметрами (см. рис. 2, *в* – *е* и 5, *а*). Поскольку в процессе колебаний происходит деформация зубчатого венца (см. рис. 5, *a, в*), усталостные трещины могут распространяться поперек зубьев (см. рис. 2, *б*).

Результаты расчетов подтверждены при тензометрировании колес в процессе испытаний двигателя, в ходе которых были зафиксированы резонансные изгибы колес по форме с тремя узловыми диаметрами и частотами  $(z + 3)f_k$  (рис. 7). Амплитуда резонансных напряжений колеса центрального привода в области

зарождения усталостных трещин в межзубцовой впадине достигала величины около 700 МПа, при этом цикл напряжений был близок к симметричному (коэффициент асимметрии  $R \approx -0,8$ ); пересчет уровня вибронапряжений от места расположения тензометра к месту зарождения трещин проведен с использованием расчетного распределения вибронапряжений (см. рис. 5, *б*).

Итак, усталостные трещины в зубчатых колесах центрального привода образовались вследствие резонансных изгиблых колебаний колес в рабочем режиме при цикле напряжений, близком к



**Рис. 7.** Зависимости вибронапряжений в зубчатых колесах центрального привода (№ 1) от частоты вращения КВД: 1 — исходное колесо; 2 — отстроенное колесо; 3 — колесо с демпфером

симметричному, а не от изгиба зубьев в стартерном режиме (при передаче максимального крутящего момента в процессе запуска двигателя) в условиях циклического сжатия ( $R = -10$ ), как это утверждается в статье [2]. Причиной разрушения зубчатого колеса привода коробки приводных агрегатов также явились резонансные изгибные колебания.

Для снижения вибронапряженности зубчатых колес разработаны и апробированы:

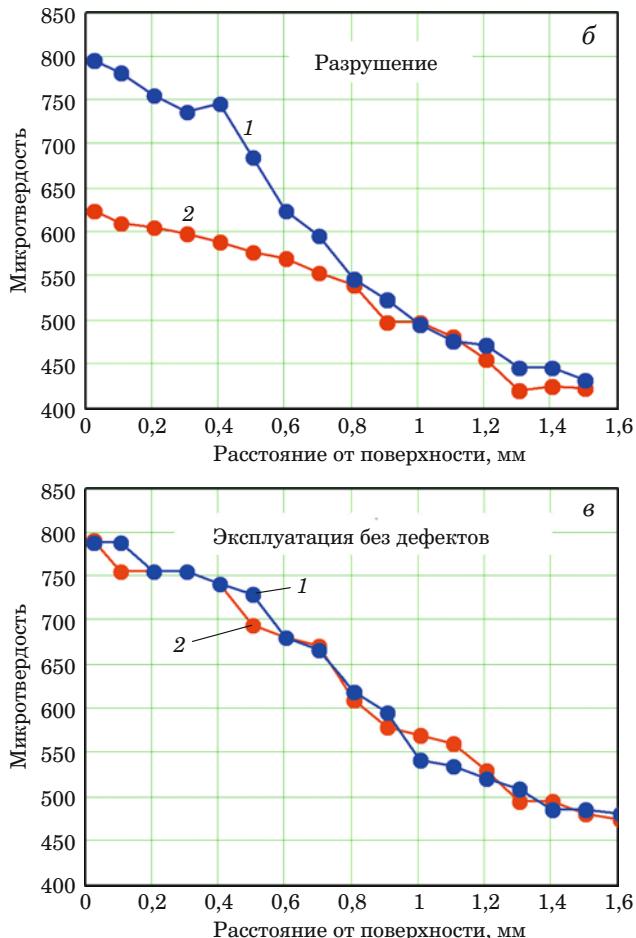
зубчатые колеса новой конструкции, отстроенные от резонанса по форме с тремя узловыми диаметрами, который выведен из рабочего диапазона изменения частоты вращения ротора КВД (см. рис. 7);

демпфер сухого трения, позволяющий снизить уровень вибронапряжений при резонансе в несколько раз (см. рис. 7);

технологические мероприятия, приводящие к уменьшению кинематической погрешности зубчатых передач (ужесточены допуски, использовано другое зубошлифовальное оборудование и др.).

### Анализ микротвердости нитроцементованного слоя

Усталостные разрушения высоконапряженных деталей в эксплуатационных условиях происходят, как правило, под действием факторов двух типов: одни из них приводят к повышению уровня переменных напряжений, другие — к снижению сопротивления усталости. Факторы первого типа рассмотрены в предыдущем разделе. Факторы второго типа установлены в процессе сравнительных исследований свойств, влияющих на сопротивление усталости, по которым



**Рис. 8.** Зубчатое колесо центрального привода (№ 1) (а) и изменение поверхностной твердости посадочной поверхности хвостовика (1) и межзубцовой впадины (2) колеса с трещинами при приемосдаточных испытаниях (см. рис. 2, а) (б), а также колеса без дефектов после значительной наработки (в)

разрушенные зубчатые колеса отличаются от бездефектных колес со значительной эксплуатационной наработкой.

Поскольку наиболее распространенными очагами развития усталостных трещин в зубчатых колесах были риски на фаске, сопрягающей поверхности межзубцовой впадины и торца зубчатого венца, в первую очередь было проанализировано состояние этой поверхности у разрушенных и бездефектных колес. В ходе исследований у бездефектных колес были обнаружены такие же (или даже более грубые) риски, как и у разру-

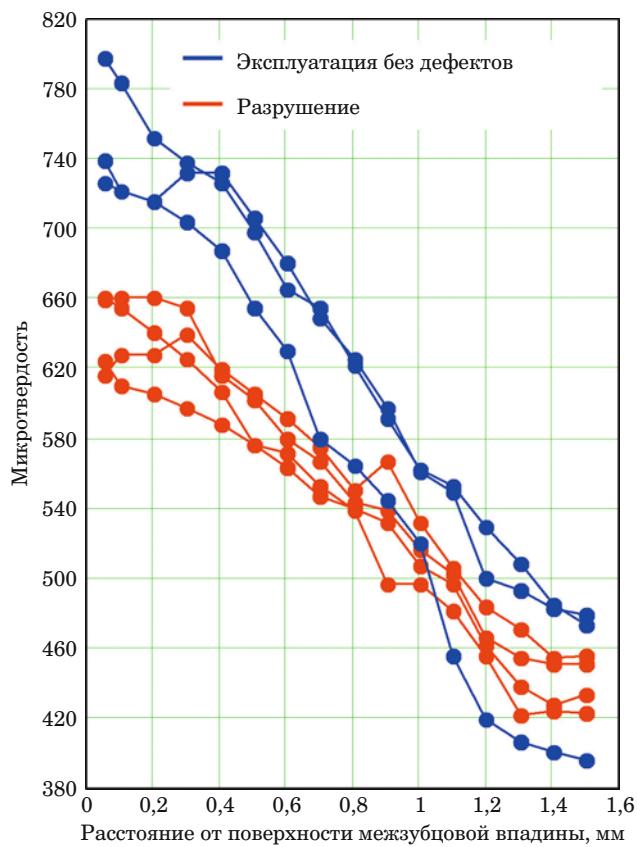


Рис. 9. Изменение поверхностной твердости межзубцовых впадин зубчатых колес центрального привода

шенных колес. Аналогичные выводы были сделаны при сравнительном анализе пятен контакта на рабочих поверхностях зубьев и глубины упрочненного (нитроцементованного) слоя на поверхности зубчатого венца. Однако более детальные исследования этого слоя позволили выявить особенность, характерную для разрушенных колес.

Высокое качество упрочненного слоя необходимо как на рабочей поверхности, так и во впадине зuba при его основании, где напряжения от изгиба максимальны. Выполнение первого требования обеспечивает контактную выносливость зубьев, второго — изгибную выносливость зубьев и зубчатого колеса (цементация приводит к увеличению предела выносливости сплава ЭИ415 в 1,5–1,8 раза) [1, 3–5]. Качество нитроцементации при изготовлении зубчатых колес № 1 и 2 определяли на основании измерения твердости посадочной поверхности хвостовика (рис. 8, а). Результаты измерения микротвердости показали, что в указанной области разрушенные и бездефектные колеса имеют близкую и достаточно высокую поверхностную твердость, в то время как твердость у поверхности межзубцовых впадин разрушенных колес значительно ниже, чем у посадочной поверхности хвостовика тех же колес

и у поверхности межзубцовых впадин бездефектных колес (рис. 8, б, в), где каждая точка на графиках соответствует среднему из трех значений микротвердости, определенных на одинаковом расстоянии от поверхности методом восстановленного отпечатка при нагрузке 100 г. Зависимости между микротвердостью и расстоянием от поверхности межзубцовых впадин для двух групп колес центрального привода приведены на рис. 9. К первой группе относятся колеса, которые разрушились при приемосдаточных испытаниях или в первом полете, ко второй — колеса, которые не разрушились после значительной эксплуатационной наработки (все измерения микротвердости проводили посередине межзубцовой впадины). Как видно, эти две группы колес различаются по величине твердости нитроцементованного слоя у поверхности межзубцовых впадин: у первой группы значения микротвердости  $H_{\square} = 620 - 660$ , у второй —  $H_{\square} = 720 - 800$ . При этом у колес обеих групп глубина нитроцементованного слоя (при которой микротвердость достигает величины  $H_{\square} = 500$ ) находится в пределах нормы.

Таким образом, основной причиной, снизившей сопротивление усталости зубчатых колес, была пониженная поверхностная твердость межзубцовых впадин. При этом контроль качества нитроцементованного слоя на основании измерения твердости посадочной поверхности хвостовика (см. рис. 8, а) не обеспечивал прочностную надежность зубчатых колес.

В результате проведенных исследований введен контроль микротвердости в межзубцовых впадинах зубчатых колес в процессе их изготовления. Допустимые уровни микротвердости на определенном расстоянии от поверхности впадины установлены на основе анализа зависимостей между микротвердостью и расстоянием от поверхности межзубцовой впадины разрушенных и бездефектных колес (см. рис. 9). Эффективность такого контроля подтверждена успешной эксплуатацией зубчатых колес: максимальная наработка прошедших контроль колес превысила 4000 ч, в то время как пять из шести разрушенных и потрескавшихся колес № 1 (см. рис. 2, а–д), не удовлетворяющих по уровню микротвердости установленным в настоящее время нормам, имели наработку менее 100 ч.

Таким образом, проведена комплексная фрактодиагностика конических зубчатых колес центрального привода и привода коробки приводных агрегатов авиационного газотурбинного двигателя, включающая анализ условий эксплуатации колес на различных режимах работы двигателя, фрактографические и металлографические исследования (с применением электрон-

ной микроскопии и электронно-зондового рентгеновского микроанализа), расчеты статического и вибрационного напряженно-деформированного состояний, экспериментальные исследования вибрационного состояния, анализ микротвердости упрочненного слоя разрушенных колес и бездефектных колес со значительной эксплуатационной наработкой.

В процессе фрактографических исследований установлено, что разрушение колес произошло вследствие развития усталостных трещин под действием переменных напряжений высокого уровня. Очаги разрушения имеют различное происхождение (риски, выбоины, включения) и располагаются в основании зубьев вблизи торца зубчатого венца у малого модуля на выпуклой стороне зубьев — рабочей в рабочем режиме у колеса центрального привода и в стартерном режиме у колеса привода коробки приводных агрегатов.

В результате расчетных исследований показано, что в рабочем диапазоне изменения частоты вращения ротора компрессора высокого давления реализуются резонансы колес по форме изгибных колебаний с тремя узловыми диаметрами и частотами  $(z + 3)f_k$ , где  $z$  — число зубьев (у обоих колес  $z = 35$ ),  $f_k$  — частота вращения колес. При этом зона максимальных вибранапряжений располагается в основании зубьев на их выпуклой стороне вблизи фаски у малого модуля, сопрягающей поверхности межзубцовой впадины и торца зубчатого венца, т.е. совпадает с местоположением очагов разрушения колес, в то время как максимальные значения напряжений при повторно-статическом изгибе зубьев в рабочем и стартерном режимах достигаются в основании зуба посередине впадины на значительном расстоянии от очагов разрушения.

Расчетные данные подтверждены при тензометрировании колес в процессе испытаний двигателя, в ходе которых зафиксированы резонансные изгибные колебания колес по форме с тремя узловыми диаметрами и частотами  $(z + 3)f_k$ . Максимальная амплитуда резонансных напряжений (в зоне зарождения усталостных трещин в межзубцовой впадине) составила около 700 МПа (пересчет уровня вибранапряжений от места расположения тензометра к месту зарождения трещин проведен с использованием расчетного распределения вибранапряжений при колебаниях по указанной форме).

Установлено, что твердость нитроцементованного слоя в межзубцовых впадинах разрушенных колес существенно ниже, чем на посадочной поверхности хвостовика этих же колес (в месте контроля твердости при их изготовлении) и в межзубцовых впадинах бездефектных колес со значительной эксплуатационной наработкой (высокое качество нитроцементованного слоя в межзубцовых впадинах, где напряжения от изгиба максимальны, необходимо для обеспечения изгибной выносливости зубчатых колес).

Определена причина разрушения зубчатых колес — резонансные изгибные колебания с высоким уровнем вибранапряжений при пониженной поверхностной твердости межзубцовых впадин. Разработаны мероприятия, направленные на снижение вибранапряженности зубчатых колес (отстройка от резонанса, применение демпфера, уменьшение кинематической погрешности), эффективность которых подтверждена результатами тензометрирования колес в процессе испытаний двигателя.

Введен контроль микротвердости межзубцовых впадин при изготовлении зубчатых колес (допустимые уровни микротвердости определены на основании сравнительных исследований микротвердости в межзубцовых впадинах разрушенных и бездефектных колес), эффективность которого подтверждена опытом успешной эксплуатации зубчатых колес.

*Авторы благодарят В. В. Голованова, предоставившего результаты тензометрирования, и Р. П. Павлову, выполнившую измерения микротвердости.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э. Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
2. Орлов М. Р., Оспенникова О. Г., Наприенко С. А., Морозова Л. В. Исследование усталостного разрушения конических шестерен редуктора центрального привода газотурбинного двигателя, изготовленных из стали 20Х3МВФ / Деформация и разрушение материалов. 2014. № 7. С. 18 – 26.
3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1966. — 616 с.
4. Надежность и ресурс авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. Г. П. Свищева и И. А. Биргера. — М.: Машиностроение, 1969. — 539 с.
5. Мак-Ивли А. Дж. Анализ аварийных разрушений. — М.: Техносфера, 2010. — 416 с.

## REFERENCES

1. Aviation gears and gearboxes: Handbook / É. B. Vulgakov (ed.). — Moscow: Mashinostroenie, 1981. — 374 p. [in Russian].
2. Orlov M. R., Ospennikova O. G., Naprienko S. A., Morozova L. V. Fatigue failure study of gas-turbine engine bevel gears in assembly gearbox made from steel 20Kh3MVF / Deform. Razrush. Mater. 2014. N 7. P. 18 – 26 [in Russian].
3. Birger I. A., Shorr B. F., Shneiderovich R. M. Strength analysis of machine components. — Moscow: Mashinostroenie, 1966. — 616 p. [in Russian].
4. Reliability and service life of aviation gas-turbine engines / G. P. Svishchev i I. A. Birger (eds.). — Moscow: Mashinostroenie, 1969. — 539 p. [in Russian].
5. McEvily A. J. Metal failures: mechanisms, analysis, prevention. — New York: John Wiley & Sons, Inc., 2002.