

УДК 621.822+621.431.75

О ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИНАХ ОТКАЗОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

© 2012 С. Л. Звонарев¹, А. И. Зубко²

¹Московский авиационный институт (государственный технический университет)

²Научно-технический центр имени А. Люльки ОАО «Сатурн», г. Москва

Рассматриваются вопросы возникновения отказов подшипников опор газотурбинных двигателей. Приводятся результаты экспериментальных исследований собственной частоты свободного сепаратора подшипника.

Газотурбинные двигатели, подшипники качения, резонанс сепаратора.

В двухконтурных газотурбинных двигателях подшипники опор роторов относятся к наиболее нагруженным деталям.

В конструкцию подшипников качения входит наружное и внутреннее кольца, по беговым дорожкам которых перекатываются тела качения, ролики или шарики, и сепаратор. Сепаратор обеспечивает сохранение направления движения телами качения и их межосевое расстояние. Детали подшипников качения воспринимают большие нагрузки от массовых динамических, колебательных сил роторов. Характер прилагаемой нагрузки ко всем деталям различен, но общий срок службы подшипника зависит от работоспособности каждой из них. При ухудшении работоспособности одной из деталей происходит ухудшение качества работы подшипника в целом. Например, при образовании усталостных повреждений на одной или двух беговых дорожках тела качения испытывают повышенные ударные нагрузки, которые, в свою очередь, передаются на сепаратор. А сепаратор испытывает ударные нагрузки от тел качения, так как не все из них одновременно находятся в контакте между двумя беговыми дорожками и воспринимают и передают нагрузку от ротора или роторов. Как правило, в контакте с двумя беговыми дорожками находится от одного до четырех тел качения, в то время как остальные выбирают рабочий зазор и контактируют только с одной беговой дорожкой. Когда каждый ролик или шарик находится в контакте с двумя беговыми дорожками – он перемещает сепаратор. При контакте роликов лишь с одной беговой дорожкой – сепаратор перемещает их. Соответственно при каждом обороте сепаратора изменяется на противоположное направление приложения сил к каждому его гнезду, и так как имеются рабочие зазоры,

происходит ударное взаимодействие тел качения с перемычкой сепаратора. За один оборот сепаратора каждая перемычка испытывает два противоположных динамических ударных воздействия. При каждом обороте каждый шарик или ролик перемещается при входе в зону передачи нагрузки от ротора к статору – в одну сторону, а при выходе из этой зоны – в другую.

При работе роликового подшипника имеет место несинхронное, неравномерное (колебательное) движение сепаратора и несинхронное вращение вокруг своей оси роликов. Несинхронное движение сепаратора и роликов приводит к возникновению между ними ударного взаимодействия, приводящего к увеличению ударных нагрузок между ними. С увеличением частоты вращения подшипника величина ударных нагрузок растет.

Таким образом, при входе ролика в нагруженную зону происходит увеличение его скорости, а затем выбирается зазор между роликом и перемычкой и наружная поверхность ролика, имеющая максимальную окружную скорость, совершает удар о перемычку сепаратора. В момент удара происходит выдавливание слоя масла из зоны контакта роликов и сепаратора. Совместное воздействие на перемычку сепаратора ударных нагрузок и сил трения при превышении предела прочности материала приводит к разрушению перемычек сепаратора и отказу подшипника в целом.

По результатам анализа статистических данных по отказам эксплуатируемых двигателей наименее надёжными элементами конструкции считаются межроторные подшипники (МРП), воспринимающие статические и динамические нагрузки от двух роторов. Отказы межроторного подшипника существ-

венно снижают безопасность полётов самолётов, в двигателях которых используется схема с МРП.

При эксплуатации отказы МРП проявлялись в двух формах:

- постепенное (в течение нескольких часов) увеличение вибрации на всех режимах двигателя на величину до 70 мм/с и более;
- резкое увеличение вибрации выше допустимых пределов в течение нескольких минут.

Причины различной скорости процесса перехода подшипника в неисправное состояние лежат в его конструкции и различном характере проявлений отказов отдельных деталей.

При первом варианте перехода подшипника в неисправное состояние превышение допустимых нагрузок на подшипник приводит к образованию на беговых дорожках наружного и внутреннего колец питинговой коррозии, вызывающей точечные сколы, площадь которых с течением времени увеличивается. Вследствие дополнительного воздействия динамической составляющей нагрузки на подшипник от ротора, из-за неравномерного движения ролика по неровностям, постепенно повреждения захватывают всю поверхность беговых дорожек.

Аналогично развивается и процесс повышенного износа колец подшипника при дисбалансе роторов, превышающем допустимое значение. Происходит ускоренная выработка материала беговых дорожек в секторе воздействия периодической нагрузки деталей подшипника силой дисбаланса.

В этих случаях развитие отказа происходит с нарастающими по мере развития дефектов темпами, но время от его начала до полной потери работоспособности подшипника измеряется, как минимум, часами.

При втором (быстром) варианте перехода подшипника в неисправное состояние из-за недостаточного охлаждения сепаратора происходит уменьшение рабочих зазоров между сепаратором и кольцом. При этом сила трения скольжения из-за увеличения силы давления по причине температурного расширения деталей растёт, что влечёт за собой дальнейший рост температуры сепаратора в зоне контакта с кольцом. Пропорционально увеличивающейся температуре происходит

увеличение размеров деталей, что приводит к затяжелению вращения сепаратора, и для его перемещения ролики теперь должны преодолевать возросшую нагрузку. Увеличившаяся сила сопротивления сепаратора приводит к ещё большему увеличению сил трения между роликами и сепаратором и дополнительному выделению тепла в зоне их контакта. Когда напряжения от сил, приложенных роликами, превысят предел прочности материала перемычек сепаратора, то произойдёт разрушение хотя бы одной из них. Это приведёт к прекращению сохранения направления движения ролика сепаратором. Потерявший механические связи ролик, вследствие приложения к нему равнодействующей всех сил позади центра тяжести неустойчив и стремится изменить направление движения, что приводит к пересечению его траектории движения с буртиками беговых дорожек и заклиниванию ролика. Набегающие на заклинивший последующие ролики увеличивают размеры повреждений. Завершающая стадия процесса носит лавинообразный и быстротечный характер. При отказе сепаратора подшипник выходит из строя в течение нескольких минут.

Одной из причин, приводящей или дополнительно влияющей на работоспособность сепаратора и приводящей к развитию повреждения подшипника по вышеизложенному сценарию, может быть наличие резонанса сепаратора в рабочем диапазоне частот вращения роторов двигателя.

В процессе работы сепаратора имеет место неравномерное (колебательное) вращение сепаратора вокруг оси подшипника с частотой колебаний, равной произведению частоты вращения на количество тел качения.

Исследованиями влияния ударного воздействия тел качения на динамику сепаратора установлено, что при воздействии гармонически изменяющейся возмущающей силы упругий сепаратор, без учёта упругости других деталей подшипника качения, только тогда будет работать без резонанса, когда жёсткость сепаратора будет удовлетворять неравенству:

$$C\varphi < J_c \omega^2/2,$$

где $C\varphi$ - жёсткость сепаратора, J_c - момент инерции сепаратора, ω - круговая частота

возмущающей силы, равная произведению частоты вращения сепаратора на количество тел качения.

Выразив $C\phi$ через податливость сепаратора, получим момент инерции сепаратора

$$\pi \cdot G(d_n^4 - d_b^4) < 2lm(d_n^2 - d_b^2) \omega_c^2 z^2,$$

где G - модуль Юнга; d_n, d_b, l, m, ω_c - соответственно наружный и внутренний диаметры, длина, масса и частота вращения сепаратора; z - количество тел качения подшипников [2].

Для подшипника 5-272822P5У подставим значения его параметров и выполним вычисления:

$$4.93 \cdot 10^9 > 1.25 \cdot 10^7.$$

Неравенство выполняется и, следовательно, в рабочем диапазоне частот имеется точка совпадения частот вращения ротора высокого давления двигателя с одной из собственных частот сепаратора.

Работа сепаратора подшипника качения в резонансном режиме недопустима. При работе сепаратора в режиме резонанса значительно ухудшаются условия работы всех деталей подшипников качения, что существенно снижает их долговечность, а в отдельных случаях приводит к усталостным разрушениям сепаратора и тел качения, приводящим к тяжёлым последствиям.

Работа подшипника на резонансных режимах связана с неоптимальным выбором наружного и внутреннего диаметров сепаратора, его массы, частоты вращения, модуля сдвига материала, из которого изготовлен сепаратор, и количеством тел качения.

В ходе проведённого расчётного определения собственных частот сепаратора были выявлены значения, представленные в табл. 1.

Таблица 1. Расчётные значения собственных частот сепаратора подшипника 5-272822P5У

Первая собственная частота	Вторая собственная частота	Третья собственная частота
459 Гц	830 Гц	1293 Гц

Результаты проведённого экспериментального определения собственных частот сепаратора с помощью анализатора спектра

вибраций ударным методом возбуждения представлены в табл. 2.

Таблица 2. Измеренные значения собственных частот сепараторов подшипников

№ п/п	Номер подшипника	Измеренная первая собственная частота, Гц	Примечания
1	5-272822P2У	413	МРП с повреждениями
2	5-272822P2У	414	МРП с повреждениями
3	5-272822P2У	417	МРП
4	4-1126919Р	469	Межвальный подшипник

Необходимо дополнительно учесть, что при работе в составе подшипника собственные частоты сепаратора будут отличаться от измеренных в свободном состоянии. При увеличении частоты вращения ротора они будут расти, «заделка» сепаратора и масляный клин между деталями может уменьшать или увеличивать их.

Анализируя результаты экспериментов, приведённые в таблице, можно сделать вывод, что подшипники МРП могут проходить резонансный режим сепаратора в рабочем диапазоне частот вращения РВД по второй гармонике. Данный вывод следует из того, что на режимах работы двигателя, близких к максимальным, значение удвоенной частоты вращения ротора высокого давления будет совпадать с собственной частотой сепаратора.

Так как резонанс сепаратора проходит не по первой гармонике, то его прохождение более мягкое и соответственно повреждения, получаемые деталями подшипников, меньшие. При этом необходимо заметить, что высокую амплитуду второй гармоники в рабочем диапазоне частот вращения роторов имеют только лишь отдельные двигатели. Наличие в спектре вибраций второй гармоники роторной частоты и её амплитуда зависят от качества изготовления роторов, отсутствия их перекосов, повышенных люфтов.

Измеренные значения собственных частот сепараторов различных МРП имеют определённый разброс и не всегда могут пересекать рабочий диапазон частот вращения роторов. Поэтому наличие резонансных яв-

лений сепаратора МРП испытывают не все двигатели.

Межроторные подшипники, установленные на двигатель в процессе его изготовления и не имевшие склонности к проявлению резонанса сепаратора, по мере выработки ресурса и изменения амплитудно-частотных характеристик ГТД и сепаратора могут его приобрести.

Данное явление возможного возникновения резонанса сепаратора необходимо рассматривать не как самостоятельную причину, а как один из факторов, влияющих на ресурс подшипника.

Для того, чтобы подшипник вышел из строя, необходимо одновременное совпадение нескольких воздействий, влияющих на работоспособность подшипника. Например, колебаний роторов под действием дисбаланса и внешних возмущающих сил, некачественного изготовления или повреждения на беговых дорожках и телах качения, повышенных зазоров между ними.

Этим можно объяснить причину появления повреждений межроторного подшипника на незначительном, в процентном отношении от всего имеющегося парка, количестве двигателей. В итоге вероятность появления и совпадения нескольких факторов незначительна, но она увеличивается по мере увеличения наработки конкретного двигателя, так как величина поврежденности деталей растёт.

Вышеизложенный подход также объясняет самовосстановление поврежденных деталей, прикату дефектов, ранее полученных деталями подшипника при изменении условий эксплуатации, нагрузок или факторов, влияющих на изменение резонансно-частотных характеристик двигателя.

В реальных условиях эксплуатации подшипников в опорах ГТД проявляются различные причины отказа МРП. Доминирование одной или другой из них зависит от комплексного проявления внешних условий: приложенных нагрузок, охлаждения узла МРП, обеспечения условий его работоспособности.

В качестве примера реального развития неисправности можно привести отказ межроторного подшипника, отбракованного при

ремонте наземной установки газоперекачивающей станции (рис. 1, 2).

На беговых дорожках наружного и внутреннего колец изображённого на фотографиях подшипника имеются многочисленные прикатанные повреждения рабочих поверхностей. Сепаратор имеет надиры на поверхности, соприкасающейся с соответствующей поверхностью наружного кольца. На перемычках сепаратора, со стороны приложения силы роликов к перемычкам, имеются следы перегрева и даже оплавления в зонах контакта с роликами. Две перемычки надломлены (на фотографии удалены) и с изгибом смещены в сторону вращения, что свидетельствует о стремлении роликов переместить затяжелённый сепаратор.



Рис. 1. Сепаратор межроторного подшипника



Рис. 2. Внутреннее кольцо межроторного подшипника

Из приведённых рисунков следует, что при наличии большого количества повреждений тел качения и беговых дорожек подшипник продолжал работать, даже прикатывая дефектные участки поверхности беговых дорожек и тел качения, а его отказ произошёл из-за нарушения работоспособности сепаратора.

При рассмотрении под микроскопом мест излома на двух удалённых перемычках сепаратора (рис. 3) можно отметить, что деформация материала была пластической. Это свидетельствует о том, что разрушение произошло при однократной нагрузке на перемычки сепаратора, превышающей предел прочности материала. Следы усталостного разрушения, при котором нагружающие силы приближаются к пределу текучести материала, на данных образцах отсутствуют.



Рис. 3. Повреждённая перемычка сепаратора МРП (обратная сторона)

На сторонах перемычек, соприкасающихся с роликами со стороны приложения силы роликов к сепаратору, видны следы пригара масла, раковины в материале и даже незначительные оплавления на отдельных участках (рис. 4). Противоположные стороны перемычек, находящиеся в контакте с роликами, имеют следы выработки более мягкого материала сепаратора.

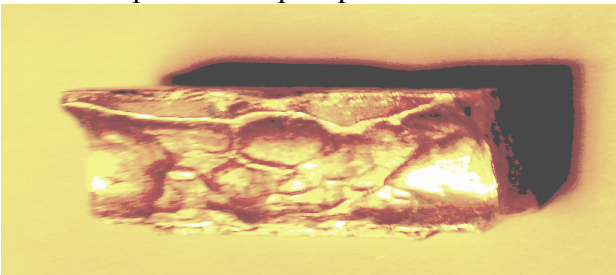


Рис. 4. Повреждённая перемычка сепаратора МРП

При появлении раковин на беговых дорожках из-за уменьшения площади контакта между поверхностями роликов и беговых

дорожек коэффициент трения качения уменьшается. Вследствие его уменьшения появляется проскальзывание роликов с переходом в граничное трение и, следовательно, увеличивается температура взаимодействующих деталей. В итоге общая температура подшипникового узла растёт, что может являться диагностическим признаком неисправного (или исправного) состояния деталей подшипника.

На рис. 5 показан сепаратор межроторного подшипника отказавшего двигателя. Пригар и коксование масла привели к полному заклиниванию большинства роликов в сепараторе, что свидетельствует о температуре в данной зоне, превышающей рабочую температуру масла. На обечайке сепаратора две трещины усталостного происхождения. Они начинаются в зоне выборок металла, являющихся концентратором механических напряжений. Они могли появиться при возникновении резонансных колебаний сепаратора с высокой амплитудой.



Рис. 5. Сепаратор отказавшего в полёте МРП

При дальнейшем развитии этих трещин возможно полное повреждение сепаратора и отказ подшипника.

В данном примере критическим оказалось увеличение температуры между телами качения (роликами) и сепаратором, приведшее к превышению рабочей температуры масла, его коксованию и к заклиниванию роликов и подшипника в целом. Если бы закоксованное масло не выступило в роли цементирующего состава, посредством которого ролики и сепаратор превратились в единое целое, трещины сепаратора продолжили бы прогрессировать и подшипник был бы повреждён.

На рис. 6 сфотографирован сепаратор подшипника. Сепаратор не имеет повреждений, но следы износа его поверхностного

покрытия неравномерны, что может свидетельствовать о имевших место резонансных колебаниях сепаратора с высокой амплитудой. Их следствием становится дополнительное увеличение сил трения между сепаратором и кольцами, приводящее к значительному увеличению необходимых сил для перемещения сепаратора. В данном случае величина этих сил меньше разрушающей и подшипник будет работать, пока не появится дополнительный фактор, который приведёт к отказу сепаратора и подшипника в целом.



Рис. 6. Сепаратор МРП со следами неравномерного износа

Данное предположение также подтверждается результатами расчёта форм колебаний сепаратора, представленными на рис. 7.

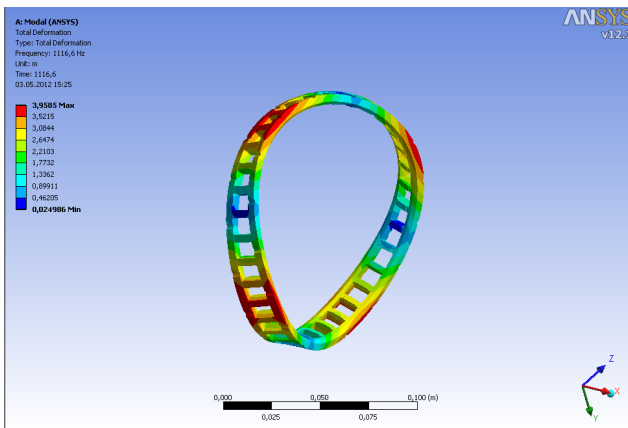


Рис. 7. Полученная в результате расчёта одна из форм колебаний сепаратора МР

Несмотря на различные тела качения (ролики и шарики) отказавших подшипников, во внешних проявлениях и диагностических признаках нарушения работоспособности деталей много общего. На стенде испытаний подшипников качения проводились исследования работоспособности шарикоподшипника. При частоте вращения 354 об/с, увеличении осевых усилий до 3000 кг и уменьшении расхода масла в 2,5 раза амплитуда вибрации на роторной частоте возросла в 12 раз. При этом появился акустический

шум, а затем стенд выключился из-за срабатывания его защиты от перегрузки.

При разборке и дефектации экспериментального подшипника (рис. 8) наблюдался равномерный износ наружной поверхности сепаратора и внутренней поверхности наружного кольца в зоне контакта с сепаратором. Визуально износ шариков и беговых дорожек не отмечался. Таким образом, причиной остановки стенда стало заклинивание сепаратора подшипника из-за превышения допустимых нагрузок и недостаточности его охлаждения маслом.



Рис. 8. Сепаратор экспериментального шарикоподшипника

Приведённые примеры показывают, что при выходе из строя сепаратора дальнейшая работа подшипника невозможна. Следовательно сепаратор является самой критичной, с точки зрения работоспособности, деталью подшипника качения.

Предполагаемой причиной быстротечных отказов подшипников (в том числе и МРП) является разрушение сепаратора, происходящее из-за одновременного совпадения нескольких повреждающих подшипник факторов.

Для уменьшения вероятности отказа узла МРП необходимо исключить воздействие одного из важных повреждающих подшипник факторов – резонанс сепаратора. Для этого при проектировании и изготовлении узлов подшипниковых опор двигателей необходимо проверять отсутствие совпаде-

ний резонансно-частотных характеристик ГТД и используемых подшипников.

Библиографический список

1. Колотников, М.Е. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника [Текст] / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко //

Научно технический конгресс по двигателестроению: Сб. тезисов. - М., 2008. - С.112.

2. Комаров, В.М. Влияние колебаний массивного сепаратора на надёжность подшипников качения [Текст] / В.М. Комаров // Контроль. Диагностика. - 2012. - №3.

CAUSES OF FAILURES OF ROLLING BEARINGS

© 2012 S. L. Zvonarev¹, A. I. Zubko²

¹Moscow Aviation Institute (State Technical University)

²Science and Technology Center named after A. Lyulka of NPO Saturn

Causes of failures of rolling bearings and their diagnosis with the use of "separator" of the frequency spectrum of vibrations.

Gas turbine engines, bearings.

Информация об авторах

Звонарев Сергей Львович, доктор технических наук, профессор, Московский авиационный институт (государственный технический университет). E-mail: zvonarev@umail.ru. Область научных интересов: вибродиагностика газотурбинных двигателей.

Зубко Алексей Игоревич, инженер-конструктор, «Научно-технический центр имени А. Люльки» Научно-производственного объединения «Сатурн». E-mail: Zbk2@yandex.ru. Область научных интересов: вибродиагностика газотурбинных двигателей.

Zvonarev Sergey Lvovich, Doctor of Engineering Science, senior researcher, professor of Moscow Aviation Institute (State Technical University). E-mail: zvonarev@umail.ru. Area of research: vibration diagnostics of gas turbine engines.

Zubko Aleks Igorevich, design engineer, "Science and Technology Center named after A. Lyulki". E-mail: Zbk2@yandex.ru. Area of research: vibration diagnostics of gas turbine engines.