

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ДВУХВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ МЕДЛЕННОМ ВРАЩЕНИИ РОТОРА

Звонарев С.Л.^{1*}, Клягин С.В.², Потапов А.Ю.²

¹ *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

² *НПЦ газотурбостроения «Салют»,
просп. Буденного, 16, Москва, 105118, Россия*

* e-mail: zvonarev@umail.ru

Рассматриваются вопросы, связанные с возбуждением вибрации в межроторном подшипнике авиационного газотурбинного двигателя при медленном вращении ротора — при ручной прокрутке и на режиме выбега роторов.

Ключевые слова: вибрационная диагностика, межроторный подшипник газотурбинного двигателя, спектральный анализ вибрации, нелинейные колебания.

Применяемые в практике вибрационной диагностики подшипников качения различных машин методы [1], которые уже можно назвать классическими, основаны на выделении в вибрационном сигнале гармонических компонент, связанных с появлением повреждения в подшипнике или с его неправильным монтажом [3]. Частоты, на которых непосредственно возбуждаются указанные компоненты, связаны с размерами подшипника частотами вращения наружной и внутренней его обойм. Для расчета таких частот используется схема подшипника, показанная на рис. 1.

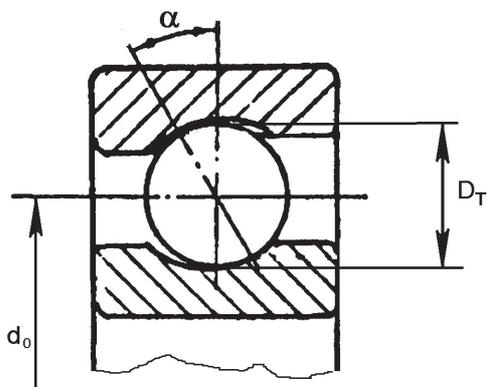


Рис. 1. Схема подшипника качения

Зависимости, по которым вычисляются указанные частоты, опубликованы в различных источниках, например в [8]:

$$f_c = \frac{1}{2}(f_H + f_B) + \frac{D_T \cos \alpha}{2d_0}(f_H - f_B);$$

$$f_T = \frac{1}{2}(f_H - f_B) \left(\frac{d_0}{D_T} - \frac{D_T \cos^2 \alpha}{d_0} \right);$$

$$f_{HO} = \frac{Z}{2} \left(1 - \frac{D_T \cos \alpha}{d_0} \right) (f_H - f_B);$$

$$f_{BO} = \frac{Z}{2} \left(1 + \frac{D_T \cos \alpha}{d_0} \right) (f_H - f_B),$$

где f_c — частота вращения сепаратора подшипника;

f_T — частота вращения тел качения;

f_{HO} — частота прохождения тел качения по наружной обойме;

f_{BO} — частота прохождения тел качения по внутренней обойме;

f_H — частота вращения наружной обоймы подшипника;

f_B — частота вращения внутренней обоймы подшипника;

d_0 — диаметр центров тел качения;

D_T — диаметр тел качения;

Z — количество тел качения в подшипнике;

α — угол контакта тел качения, для роликовых подшипников равный 0.

Гармонические компоненты с частотами $f_c, f_r, f_{но}, f_{во}$ определяются либо непосредственно методом спектрального анализа вибрационного сигнала, либо с использованием метода спектра огибающей.

Все способы вибрационной диагностики подшипников качения авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) можно условно разделить на две группы:

— диагностика состояния подшипника на рабочих режимах двигателя;

— диагностика при медленном вращении роторов, реализуемом при ручной прокрутке или на режиме выбега.

Вибрационная диагностика межроторного подшипника на рабочих режимах опирается в основном на амплитуду сепараторной гармоники и на амплитуды гармоник, так или иначе характеризующих движение роторов, отклонение траектории этого движения от окружности или эллипса. Проблема вибрационной диагностики подшипников качения авиационных ГТД во многом обусловлена тем, что в большинстве случаев указанные гармоники просто не удается выделить при проведении спектрального анализа. Это связано как с удаленностью датчика вибрации от подшипников, так и с достаточно большим количеством гармонических компонент в спектре вибрации ГТД, в том числе и совпадающих по частоте. Кроме этого, объективно, имеет место ограниченное количество двигателей с поврежденным подшипником.

В силу конструктивных особенностей приблизить датчик вибрации к подшипнику не удастся, поэтому выделить в вибрационных сигналах гармонические компоненты, связанные с движением тел качения по обоям подшипника, получается не всегда.

В то же время опыт показывает, что сепараторная гармоника без использования дополнительной информации не может служить надежным диагностическим признаком. Это связано, в том числе, с центровкой сепаратора подшипника. При центровке сепаратора по наружной обойме амплитуда этой гармоники достигает более или менее высоких значений незадолго до разрушения подшипника, а при центровке по внутренней обойме — при достаточно большой наработке еще хорошего подшипника [2].

Вибрационная диагностика подшипников авиационного ГТД, в том числе и межроторного, при медленном вращении роторов также имеет свои

сложности. При медленном (1–3 Гц) вращении ротора все характерные диагностические частоты, на которых ожидается появление гармоники, характеризующей то или иное повреждение, низки. Следовательно, для их надежного выделения в спектре вибрации необходимо обеспечить продолжительное (10 с и более) измерение вибрационного сигнала при выдерживании частоты вращения с достаточной высокой точностью. Обеспечить выполнение этого требования как в условиях испытательного стенда, так и в условиях эксплуатации без применения дополнительного оборудования практически невозможно. Более того, ввиду низкой частоты вращения ротора, нагрузки, действующие в двигателе, чрезвычайно малы; соответственно, малы по амплитуде и различные компоненты вибрационного сигнала. Любое внешнее воздействие — шум, постукивание, хлопанье дверей и т.п. — возбуждает колебания корпуса двигателя, соизмеримые по амплитуде с искомыми, что в ряде случаев может приводить к ложному диагнозу.

В то же время, несмотря на вышеописанные проблемы, предложено к использованию достаточно большое количество способов вибрационной диагностики межроторных подшипников двухвальных ГТД, в том числе рассмотренные в [5–7]. Значительное количество патентов, описывающих различные способы диагностирования межроторных подшипников, свидетельствует, с одной стороны, об актуальности проблемы, с другой — об отсутствии достаточно универсального способа, позволяющего уверенно диагностировать состояние межроторного подшипника двухвального ГТД.

Среди способов диагностики межроторного подшипника при медленном вращении ротора двигателя наиболее простым и экономически эффективным в эксплуатации представляется способ, при котором измеряется вибрация корпуса двигателя при ручной прокрутке [5]. В процессе диагностики проводится оценка среднеквадратического значения вибрационного сигнала и пик-фактора в определенном частотном диапазоне.

Известно, что метод пик-фактора работает на ранней стадии развития повреждения подшипника; при достаточно развитом повреждении растет среднеквадратическое значение сигнала. Проведем анализ вибрационного сигнала, измеренного и зарегистрированного при медленном вращении ротора низкого давления двухвального ГТД с поврежденным межроторным подшипником. Медленное вращение ротора обеспечивается как при его ручной прокрутке, так и на выбегае, перед полной остановкой роторов двигателя. Следует сразу огово-

ритель возможные различия между вибрационными сигналами, измеренными при ручной прокрутке ротора и на режиме выбега роторов. В первую очередь — это тепловое состояние. При ручной прокрутке двигатель «холодный». На режиме выбега двигатель прогрет и идет остывание двигателя. Влияние прогрева двигателя и его остывания не является предметом настоящей статьи, однако при разработке методики диагностирования это явление необходимо учитывать, по меньшей мере — проверить. Другим серьезным отличием ручной прокрутки от режима выбега является то, что на режиме выбега в подшипнике есть масло, а когда проводится диагностика ручной прокруткой — масло давно утекло. Можно сказать, что оба эти фактора влияют незначительно, однако в рассматриваемом способе диагностирования измеряются колебания с чрезвычайно малыми амплитудами, поэтому обо всех факторах, могущих повлиять на результат, нужно, по меньшей мере, помнить.

Проведем анализ сигнала виброскорости, измеренного на корпусе авиационного двухвального двигателя на режиме выбега роторов. Частоты вращения роторов двигателя примерно соответствуют требованиям, описанным в [5], т.е. ротор высокого давления уже остановился, ротор низкого давления продолжает медленно вращаться. Непосредственно сам сигнал (фрагмент) показан на рис. 2. Измеренный вибрационный сигнал нестационарен, поскольку частота вращения не поддерживается постоянной и плавно убывает. Время измерения достаточно мало — около 1,5–2 с. Для такого сигнала использовать классические методы спектральной вибрационной диагностики — пытаться выде-

лить и оценить «подшипниковые» гармоники как в спектре вибрационного сигнала, так и в спектре огибающей — не представляется возможным.

Значение пик-фактора, вычисленное для этого сигнала, — около 3–4, что является нормальным для большинства вибрационных сигналов, измеряемых на корпусе авиационного двигателя. Это свидетельствует о том, что либо повреждение отсутствует, либо оно развито достаточно сильно и каких-либо ударных явлений в данном сигнале нет.

Проведем спектральный анализ измеренного сигнала и рассмотрим частотный диапазон от 100 до 500 Гц (рис. 3).

Как уже отмечалось, характерные подшипниковые гармоники искать в спектре вибрации при таких измерениях бессмысленно. Частота вращения ротора низка (около 1 Гц) и все время снижается, время измерения мало. В то же время спектр этого сигнала имеет одну характерно выраженную гармонику. Ввиду предельно низкой частоты вращения ротора все силы, вызывающие вибрацию на рабочих частотах вращения (дисбаланс ротора, несоосность опор и т.п.), чрезвычайно малы, а частота, с которой они должны вызывать гармонические компоненты спектра вибрации, равна частоте вращения. Характерные «подшипниковые» гармоники лежат также очень низко и в рассматриваемый частотный диапазон не попадают. Более того, эта гармоника имеет более чем 200 кратность к роторной частоте — такие кратности к основным гармоникам уже нет смысла рассматривать.

В чем же причина появления этой гармоники? В первую очередь необходимо определить, какие

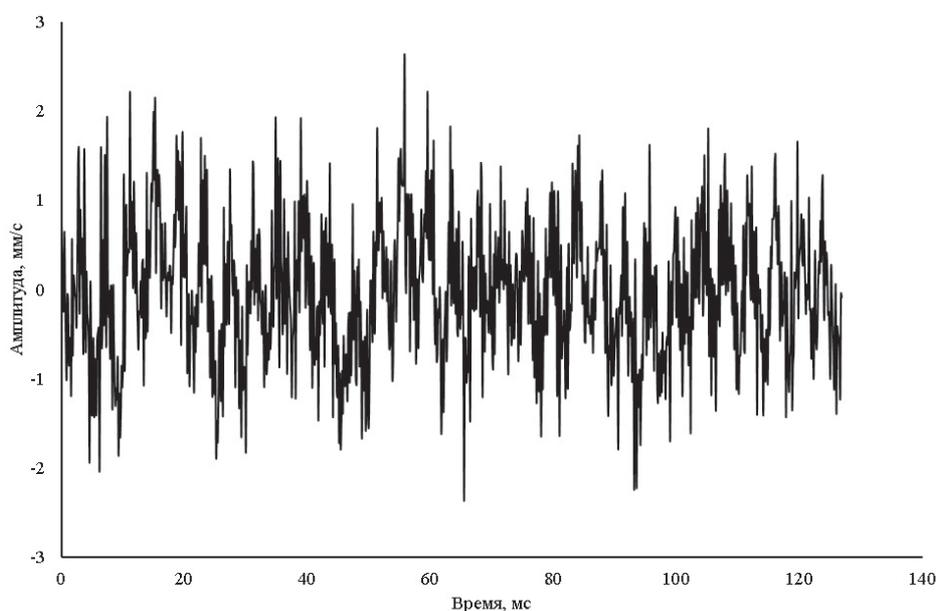


Рис. 2. Оциллограмма сигнала

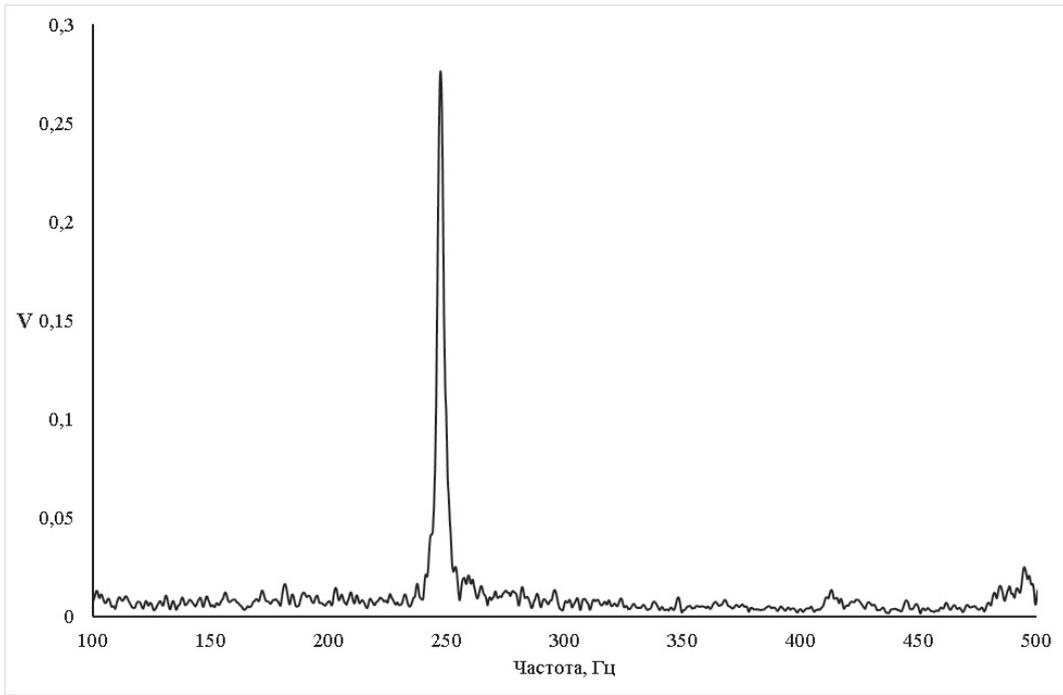


Рис. 3. Спектр сигнала

явления возникают в поврежденном подшипнике при медленном вращении ротора.

Для ответа на поставленный вопрос используются результаты расчета частот и форм собственных колебаний связанной динамической системы «роторы—корпуса—подвеска» двигателя. Одновременно проводится расчет распределения потенциальной энергии деформации по узлам двигателя (роторам, подшипникам, корпусам) для каждой формы собственных колебаний.

Среди всего рассмотренного набора собственных частот имеется частота, аккумулирующая свыше 50% потенциальной энергии деформации непосредственно в самом межроторном подшипнике. При этом корпус двигателя на ее возбуждение откликается достаточно слабо и на рабочих режимах резонансных явлений, связанных с этой собственной частотой, не наблюдается.

Частота гармоники в спектре вибрации на рис. 3 хорошо согласуется (практически совпадает) с этой частотой собственных колебаний.

Таким образом, вынужденных колебаний в данном случае нет — нет возбудителя, действующего с указанной частотой. Ударов в сигнале, способных вызвать колебания по собственной частоте, тоже нет (см. рис. 2), что хорошо видно на осциллограмме сигнала, а также подтверждается вычисленными значениями пик-фактора сигнала. Можно заключить, что в подшипнике возбуждается нелинейный автоколебательный процесс. Возбудителем автоколебаний в данном случае является тормозящая сила, возникающая при прокатывании

ролика по поврежденной поверхности обоймы подшипника и направленная против движения. Уникальность данного явления именно в наличии частоты собственных колебаний, аккумулирующей значительную долю потенциальной энергии деформации в подшипнике, где и приложена тормозящая сила.

Признаком автоколебательного процесса является спиралевидный характер фазовой траектории процесса — график сигнала в координатах *перемещение — скорость*. Фазовая траектория анализируемого сигнала в начале развития процесса показана на рис. 4.

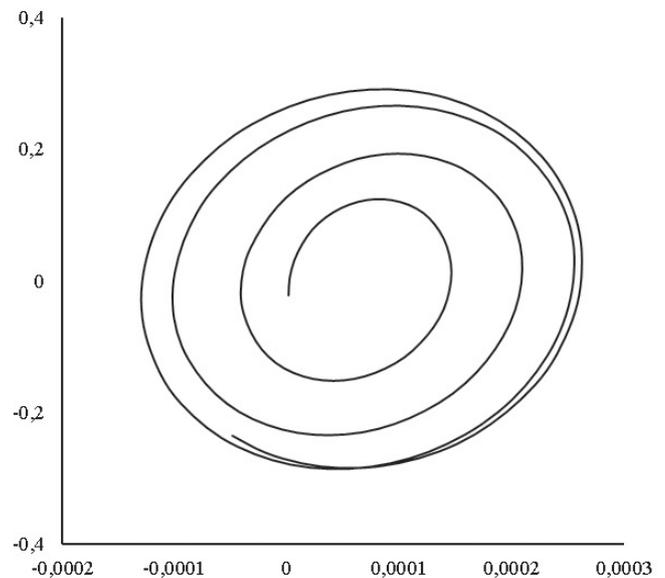


Рис. 4. Фазовая траектория в начале процесса

Для построения фазовой траектории на сигнал был наложен полосовой фильтр с полосой пропускания от 100 до 300 Гц и затем, для получения значений по оси абсцисс, сигнал проинтегрирован. Полученный график имеет вид, характерный для развивающегося автоколебательного процесса, что подтверждает предположение о физической сущности наблюдаемой в спектре вибрации гармонике (рис. 3).

Дальнейшее построение фазовой траектории (рис. 5) показывает, что рассматриваемый автоколебательный процесс имеет несколько предельных циклов. Это может быть связано, в первую очередь, с изменением силы сопротивления при попадании разного количества тел качения подшипника в поврежденную зону.

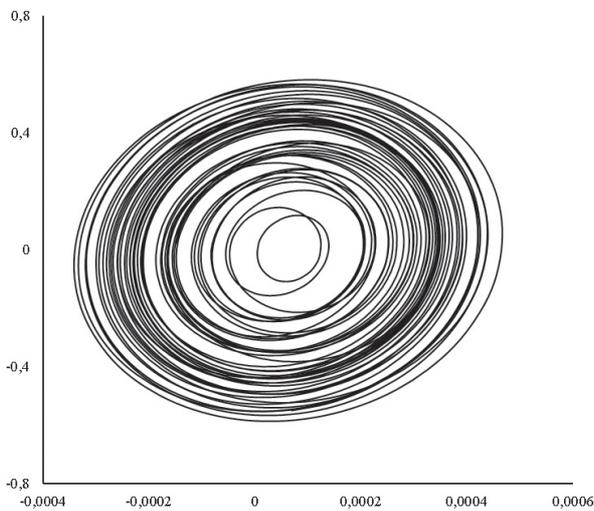


Рис. 5. Фазовая траектория нелинейного процесса

Наиболее близким примером подобной автоколебательной системы является ленточный тормоз (рис. 6), описанный в литературе, например в [4].

Для автоколебательной системы, показанной на рис. 6, возможность возбуждения автоколебаний определяется силой трения, их вызывающей, и частотой вращения привода.

В нашем случае возможность возбуждения автоколебаний и их амплитуда определяются частотой вращения ротора и непосредственно связанной с ней скоростью тел качения в подшипнике, вели-

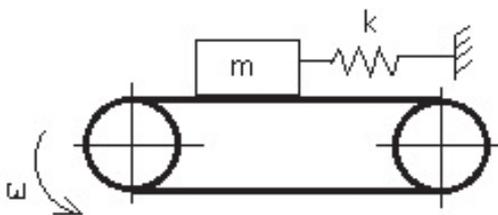


Рис. 6. Ленточный тормоз

чиной и продолжительностью действия силы сопротивления движению тел качения, связанной с размером поврежденного участка обоймы подшипника, и наконец, обязательным условием является наличие частоты собственных колебаний двигателя, форма которой аккумулирует значительную часть своей потенциальной энергии непосредственно в подшипнике.

Выводы

Исследуемое явление может рассматриваться как надежный диагностический признак повреждения межроторного подшипника двигателя, однозначно характеризующего наличие повреждения, что, собственно, и реализовано в патенте [6]. Приведенный выше анализ позволяет значительно сузить частотную зону (в отличие от патента) при проведении диагностики. Специфика явления, связанная с наличием формы собственных колебаний двигателя, значительная часть потенциальной энергии деформации которой аккумулирована непосредственно в подшипнике, может как расширить, так и ограничить применение данного явления для различных двигателей. В общем случае аналогичная по распределению потенциальной энергии форма собственных колебаний может присутствовать в любом двухвальном двигателе с межроторным подшипником. Однако, учитывая, что расчеты частот и форм собственных колебаний роторных систем ГТД обычно проводятся для роторного диапазона частот с небольшим запасом по частоте, такая собственная частота может просто не вычисляться. Значительное увеличение собственной частоты в таком случае приведет скорее всего к увеличению частоты вращения ротора, необходимой для возбуждения автоколебаний, т.е. для их возбуждения потребуется наличие в колебательной системе большей энергии. Более того, измерению очень слабых вибрационных сигналов может мешать внешний акустический шум, возбуждающий колебания корпуса двигателя, тоже слабые, но соизмеримые по амплитуде в силу ее малости. Представляет интерес применение данного явления в бортовой системе вибрационной диагностики, что позволит диагностировать техническое состояние межроторного подшипника после каждого полета. Однако в таком случае, кроме влияния постороннего шума, необходимо исследовать: влияние затухающих лопаточных гармоник и наличия масла в подшипнике на силу сопротивления (при ручной прокрутке ротора подшипник не смазывается); влияние температурных деформаций, некоторого изменения значений частот собственных колебаний при прогреве двигателя, возможности возбуждения

близлежащих частот собственных колебаний от внешних факторов и ряд других.

Библиографический список

1. *Балицкий Ф.Я., Барков А.В., Баркова Н.А.* и др. / Под общ. ред. В.В. Ключева. *Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Вибродиагностика.* — М.: Машиностроение, 2005. Т.7. Кн. 2. С. 341-827.
2. *Коровин Б.Б., Былинкина О.Н., Стасевич А.А.* К диагностике состояния межроторного подшипника авиационного ГТД в эксплуатационных условиях // *Двигатель.* 2012. №3. С. 18-21.
3. *Звонарев С.Л., Потанов А.Ю.* Вибрационная диагностика подшипников двигателей АИ-222-25 на стендовых испытаниях // *Вестник Московского авиационного института.* 2011. Т. 18. № 1. С. 75-80.
4. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. 4-е изд., испр. — М.: Дрофа, 2004. — 592 с.
5. *Яковлев В.Е., Максимов В.П.* Способ виброакустической диагностики межвальных подшипников качения двухвальных турбомашин и устройство для его реализации. Патент РФ №2200942. Бюл. № 8 от 20.03.2003.
6. *Семенюк С.Н., Сарьярова Н.К., Михайлюк О.А., Сысолятин Д.Н., Корнишин Д.В.* Способ диагностики технического состояния межроторного подшипника двухвального газотурбинного двигателя. Патент РФ №2478923. Бюл. № 10 от 10.04.2013 г.
7. *Зубко И.О., Зубко А.И., Герман Г.К.* Способ диагностики технического состояния межроторного подшипника двухвального газотурбинного двигателя. Патент РФ № 2537669, Бюл. № 1 от 10.01.2015 г.
8. *Черменский О.Н., Федотов Н.Н.* Подшипники качения: Справочник-каталог. — М.: Машиностроение, 2003. — 575 с.

STUDY OF DUAL-SHAFT GAS TURBINE ENGINE INTER-ROTOR BEARING VIBRATIONS AT SLOW ROTOR ROTATION

Zvonarev S.L.^{1*}, Klyagin S.V.², Potapov A.Yu.²

¹ *Moscow Aviation Institute (National Research University), MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, A-80, GSP-3, 125993, Russia*

² *Gas turbine engineering research and production center "Salyut", 16, Budennogo av., Moscow, 105118, Russia*

* e-mail: zvonarev@umail.ru

Abstract

The purpose of this work consists in clarification and generalization of two-shaft gas turbine engine rolling bearings vibration diagnostics method. The paper gives the review of the well-known problems associated with gas turbine engine rolling bearings vibration diagnostics, and considers methods employed while carrying out diagnostics. We selected the procedure using hand rolling of one of the engines' rotors for our studies. The paper considers possible problems occurring during diagnostics. For the studies we assume the same frequency range that is used while hand rolling. The vibration signal measured prior to the complete stop of the engine is generated under identical conditions. Such conditions are characterized by very low forces, causing forced oscillations. Thus, we can neglect these oscillations. The signal for the study carrying out was obtained from the engine with damaged bearing. The degree of the damage development was rather high. The rotor decrease in speed, and short time interval do not allow employ conventional rolling bearings spectral vibration diagnostics methods. Analysis of the signal temporal realization reveals the absence of considerable shock load.

Spectral analysis reveals the presence of only one significant harmonic in coincidence with the engines' natural frequency. this natural frequency is characterized by the high value of deformation latent energy accumulated in in the bearing. The absence of the shock load points out that natural oscillations excitation does not occur. The inference is drawn on the presence of self-sustained oscillations in rotor rundown mode, developed at natural frequency. As long as the oscillating processes in the engine are almost finished, the natural oscillations cannot obtain energy for the amplitude rise. In view of natural oscillations amplitude smallness their impact on bearing degradation is insignificant. Self-sustained oscillations process phase diagrams are plotted. Strap brake is a literary analogue of the being obtained self-sustained oscillation system. Despite the vibration signal non-stationarity, spectral analysis allows obtain reliable diagnostic results. The conclusion has been drawn about the possibility of applying the considered phenomenon for vibration diagnostics of roller bearing dual-shaft gas turbine engines.

Keywords: vibration diagnostics, gas-turbine engine inter-rotor roller bearing, spectral analysis, nonlinear vibrations.

References

1. Balitskii F.Ya., Barkov A.V., Barkova N.A., Vasilieva R.V., Goldin A.S., Susman G.V., Sokolova A.G., Shirman A.R., Yakubovich V.A. *Nerazrushayushchii kontrol'* (Nondestructive testing), Moscow, Mashinostroenie, 2005, vol. 7, book 2, pp. 341-827 (828 p.).
2. Korovin B.B., Bylinkina O.N., Stasevich A.A. *Dvigatel'*, 2012, no. 3, pp. 18-21.
3. Zvonarev S.L., Potapov A.Yu. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 75-80.
4. Babakov I.M. *Teoriya kolebaniy* (Theory of vibrations), Moscow, Drofa, 2004, 592 p.
5. Yakovlev V.E., Maksimov V.P. *Patent RF №2200942*, 20.03.2003.
6. Semenyuk S.N., Sar'yarova N.K., Mikhailyuk O.A., Sysolyatin D.N., Kornishin D.V. *Patent RF №2478923*, 10.04.2013.
7. Zubko I.O., Zubko A.I., German G.K. *Patent RF № 2537669*, 10.01.2015.
8. Chermenskii O.N., Fedotov N.N. *Podshipniki kacheniya* (Bearings), Moscow, Mashinostroenie, 2003, 575 p.