

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 620.193/197:622.692.4

doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-12-17

ТРИБОДИАГНОСТИКА ПОДШИПНИКА КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО АГРЕГАТА

Михаил Геннадьевич Шалыгин¹, Елена Сергеевна Евтух^{2✉}, Григорий Евгеньевич Евтух³

^{1,2,3} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ migshalygin@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-8102-9918>

² karmanova.helena@yandex.ru

³ grishan32@mail.ru

Аннотация

Газотурбинный агрегат является объектом повышенной опасности, поэтому своевременное прогнозирование ремонта и замены его узлов представляет собой актуальную задачу. В статье приведены основные положения предлагаемой концепции трибодиагностики подшипников скольжения нагнетателей газотурбинных агрегатов с целью прогнозирования их изнашивания. Рассмотрены колебания в газотурбинных агрегатах с точки зрения возникновения вибрации в подшипнике. Приведен график корреляции кривой изнашивания и вертикальных колебаний, показывающий связь углов наклона кривой приработки и вертикальной вибрации. Предложена методика определения предельно допустимого износа вкладыша подшипника, основанная на анализе экспериментальных кривых Аббота-Файерстоуна до и после процесса изнаши-

вания. Указано на достаточность получения единичной типовой кривой Аббота-Файерстоуна после изнашивания для подшипников одного производителя и одной серии. Приведена методика установления связи частиц износа в потоке смазочного материала, полученная с датчиков гранулометрическим способом и предельным значением износа вкладыша подшипника, полученной по кривой Аббота-Файерстоуна. Показано, что для установления связи вибрации и износа на практике, необходимо построить совмещенный график вибрации и получить точку величины износа в момент предельно допустимой вибрации.

Ключевые слова: трибодиагностика, подшипник, износ, опорная кривая, колебания, вибрация.

Ссылка для цитирования:

Шалыгин М.Г. Трибодиагностика подшипника компрессора газотурбинного агрегата / М.Г. Шалыгин, Е.С. Евтух, Г.Е. Евтух // Транспортное машиностроение. – 2024. – № 10. – С. 12-17. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-12-17.

Original article

Open Access Article

TRIBOMONITORING OF THE COMPRESSOR BEARING OF A GAS TURBINE UNIT

Mikhail Gennadievich Shalygin¹, Elena Sergeevna Yevtukh^{2✉}, Grigory Evgenievich Yevtukh³

^{1,2,3} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ migshalygin@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-8102-9918>

² karmanova.helena@yandex.ru

³ grishan32@mail.ru

Abstract

A gas turbine unit is an object of increased danger, therefore, timely forecasting of repair and replacement of its components is an urgent task. The paper presents the main provisions of tribomonitoring

concept of sliding bearings of gas turbine superchargers in order to predict their wear. Fluctuations in gas turbine units are considered from the point of view of vibration appearing in the bearing. A correlation

graph of the wear curve and vertical vibrations is presented, showing the relationship between the inclination angles of the run-in curve and vertical vibration. A method to determine the maximum permissible wear of the bearing liner is proposed, based on the analysis of the experimental Abbott-Firestone curves before and after the wear. It is shown that it is sufficient to obtain a single typical Abbott-Firestone curve after wear for bearings of the same manufacturer and of one series. A technique to find out the relationship of wear particles

Reference for citing:

Shalygin MG, Yevtukh ES, Yevtukh GE. Tribomonitoring of the compressor bearing of a gas turbine unit. Transport Engineering. 2024;10:12-17. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-12-17.

Введение

В инженерной практике требуется в рабочих условиях контролировать количественные и качественные характеристики деталей, узлов и агрегатов для обеспечения должного уровня обслуживания и своевременного ремонта. Некоторые узлы могут определять ресурс детали или агрегата в целом. Зачастую такими узлами являются фрикционные пары. Их износ вызывает необходимость остановки процесса эксплуатации и проведение планового ремонта. К таким парам трения можно отнести подшипники газотурбинного агрегата, как подшипники с масляным смазочным материалом, так и гидро- и газодинамические подшипники [1]. Так, износ гидродинамического подшипника компрессора происходит в стартовом режиме пуска-останова, когда вал соприкасается с поверхностью вкладыша, а частота вращения вала не достигла частоты всплытия. Износ вкладыша приводит к нарушению гидродинамического режима и, как следствие, к увеличению вибрации вала и к необходимости проведения ремонтных работ. Наиболее простыми способами фиксации начала износа могли бы быть: фиксация потери массы подшипника (Δm) и фиксация линейного износа вкладыша (Δh). В таком случае ско-

Результаты и обсуждение

В настоящее время в свободной продаже присутствует достаточное количество измерительных мембран, позволяющих устанавливать их на пути смазочного материала в фильтр и определять массу, проходящих твердых частиц, например, осуществляющие гранулометрический анализ,

in the lubricant flow obtained from sensors by the granulometric method and the wear limit value of the bearing liner according to the Abbott-Firestone curve is presented. It is shown that in order to find out the relationship between vibration and wear in practice, it is necessary to construct a combined vibration graph and obtain a point of wear value at the moment of maximum permissible vibration.

Keywords: tribomonitoring, bearing, wear, support curve, vibrations.

рость изнашивания можно было рассчитать по выражениям:

– скорость о массе

$$v_m = \frac{\Delta m}{t}; \quad (1)$$

–линейная скорость

$$v_h = \frac{\Delta h}{t}, \quad (2)$$

где t – время работы подшипника.

Однако, в условиях эксплуатации и с существующими в настоящее время измерительными средствами это является трудновыполнимой задачей. Например, в случае с масляными подшипниками фиксацией факта начала процесса изнашивания может являться наличие частиц износа в смазочном материале. Многие системы смазывания оснащены фильтрами, которые призваны, в том числе, улавливать частицы износа и, таким образом, очищать смазочный материал для дальнейшего использования. Кроме того, следует учитывать кинематику и механику контактного взаимодействия пар трения подшипника [2]. В этой связи, целью настоящей статьи является попытка прогнозирования износа цапфы подшипника на основе диагностики вибрации.

позволяющий определить содержание частиц износа в смазочном материале. Например, в работе [3] приведен один из методов анализа смазочного материала на содержание металлов в процессе эксплуатации. В датчиках, работающих по гранулометрическому методу, концентрацию ча-

стиц металла в смазывающей жидкости определяют по выражению

$$C_L = \frac{P_L}{k \left(1 - e^{-\frac{kt}{V}}\right)}, \quad (3)$$

тогда масса частиц в смазывающей системе

$$m_{\text{ч}} = C_L V_{\text{сист}},$$

где P_L – скорость образования частиц, мг/ч; t – время работы датчика, ч.; k – константа скорости удаления частиц, л/ч; V – объем смазывающей жидкости, л.

Рассчитать потерю массы подшипника, учитывая уровень современный технологий, не представляется возможным, поэтому целесообразно оценивать объем частиц в смазке

$$V_{\text{ч}} = \frac{m_{\text{ч}}}{\rho}, \quad (4)$$

где $m_{\text{ч}}$ – масса частиц, мг; ρ – плотность частиц.

В этом случае по выражению (1) можно получить значение скорости изнашивания. Однако, с учетом того, что скорость изнашивания не является постоянной величиной в период приработки значения величины скорости изнашивания будет недостаточно для прогнозирования ресурса подшипника. Тогда, задача сводится к построению связи между массой частиц износа и вибрацией газотурбинного агрегата. Для это цели необходимо выделить колебания, возникающие в системе подшипник-вал и устранить помехи от других возмущающих колебаний. Такая обратная связь вызвана необходимостью учета того, что колебания вызывают износ, а износ вызывает дополнительные колебания (рис. 1.).



Рис. 1. Схема обратной связи колебаний и изнашивания в режиме эксплуатации
 Fig. 1. Feedback circuit of vibrations and wear in operation mode

Согласно [4] при трении твердых тел возникают акустические колебания трех видов: автоколебания, возникающие в результате изменения статистических, динамических или кинематических условий сопряжений; эмиссионные колебания волн напряжений, вызванных пластическим деформированием, структурнофазовой перестройкой и разрушением поверхности трения; поверхностных волн. Следовательно, для построения адекватной прогнозной

модели работоспособности подшипника целесообразно определять износ подшипника и измерять вибрацию по времени. В условиях работы подшипника компрессора газотурбинного агрегата процесс приработки будет повторяться в следствии вибрации в вертикальном направлении (рис. 2), так как происходит сдвиг одной контактирующей поверхности относительно другой и, как следствие, изменение гидродинамического режима.

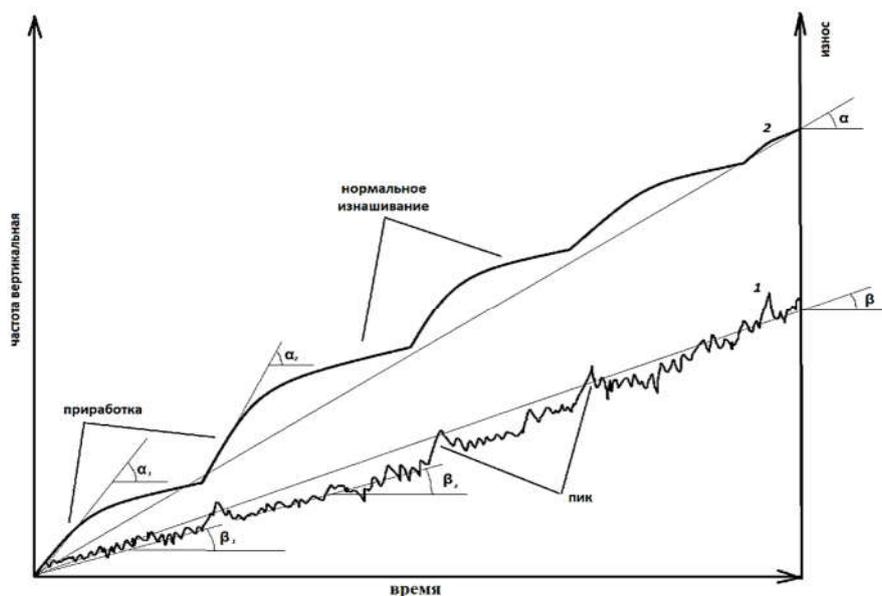


Рис. 2. Корреляция вертикальных колебаний подшипника ГТА – 1 и его износа – 2
 Fig. 2. Correlation of vertical vibrations of the GTA bearing – 1 and its wear – 2

Наличие пика на кривой колебаний происходит в момент касания цапфы с поверхностью при останове или в момент пуска. Совершенно очевидно, что углы α_i на кривой износ, характеризующие угол наклона кривой в период приработки и β_i на кривой частот вертикальных колебаний будут близки по значению, тогда увеличение вибрации можно определить по износу подшипника с введением поправочного коэффициента, учитывающего вибрацию не относящихся к подшипнику факторов. Так места установки датчиков вибрации регламентируются нормативными документами, например, схема установки датчиков вибрации приведена в работе [5].

Очевидно, что условием прекращения работоспособности будет достижение некоторого объема изношенных частиц $[V_q]$ в смазывающей системе. Исходя из общих рекомендаций по проектированию подшипника скольжения поверхность цапфы должна иметь параметр шероховатости $Ra = 2,5$ мкм и вкладыша $Ra = 1,25$ мкм. Можно принять условием изнашивания вкладыша подшипника приработку поверхности трения до равновесной шероховатости в следствии пластических деформаций при пуске/останове.

Тогда значение $[V_q]$ находится в прямой корреляции с опорной кривой профиля поверхности (рис. 3).

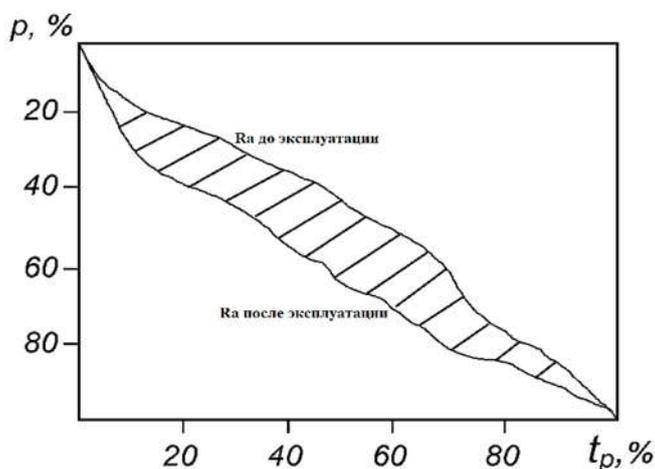


Рис. 3. Опорная кривая до изнашивания поверхности и после
 Fig. 3. Reference curve before and after surface wear

Так, объем изношенного материала можно найти как разность площадей под кривыми Аббота-Файерстоуна до $f(t_p^{до})$ и после $f(t_p^{после})$ изнашивания

$$[V_v] = \int_0^{t_p} f(t_p^{до}) - \int_0^{t_p} f(t_p^{после}). \quad (5)$$

Заключение

На основе предположения о периодически повторяющимся процессе приработки при касании вкладыша и цапфы подшипника, а также нарастании вибрации по мере изнашивания вкладыша предложен метод прогнозирования ресурса подшипника. Для установления связи вибрации и износа на практике, необходимо построить совмещенный график вибрации и получить точку величины износа в момент предельно допу-

При этом, получить кривую Аббота-Файерстоуна после процесса изнашивания достаточно для типового подшипника данной серии. Откуда ресурс работы подшипника

$$V_v < [V_v].$$

стимой вибрации. Рассчитать значение износа подшипника и на основе полученных данных, с использованием датчиков анализа частиц в потоке смазочного материала, контролировать характер работы газотурбинного агрегата.

Таким образом, прогнозировать вибрации в газотурбинном агрегате можно на основе анализа вибрации в подшипниках и объема частиц износа в смазочной системе.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Шалыгин М.Г., Евтух Е.С., Евтух Г.Е. Износостойкость газодинамических подшипников компрессоров // Строительные и дорожные машины. 2023. № 6. С. 35-38.
2. Тихомиров В. П., Шалыгин М. Г., Измеров М. А. Модель контакта и оценка молекулярной составляющей силы трения // Научные технологии в машиностроении. 2023. №. 6. С. 20-27.
3. Грядун К.И., Козлов А.Н., Немчиков М.Л., Мельникова И.С. Диагностирование авиационных двигателей по содержанию металлов в маслах // Научный вестник МГТУ ГА. 2019. №3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/diagnostirovanie-aviatsionnyh-dvigateli-po-soderzhaniyu-metallov-v-maslah> (дата обращения: 26.12.2023).

4. Свириденко А.И., Анатолий Иванович Акустические и электрические методы в триботехнике / А.И. Свириденко, Н.К. Мышкин, Т.Ф. Калмыкова, О.В. Холодилов; Под ред. В.А. Белого АН БССР, Ин-т механики металлополимер. систем. - Минск: Наука и техника, 1987. - 279 с.
5. Потерянский, Л.И. Исследование вибрационного состояния газотурбинной установки SIMENS V64.3A на пусковых режимах и под нагрузкой при опытно-промышленной эксплуатации [Электронный ресурс] / Л.И. Потерянский, С.Л. Потерянский. – 23 с. – Режим доступа: http://www.nppmera.ru/assets/files/vibro-expert_example.pdf.

REFERENCES

1. Shalygin MG, Evtukh ES, Evtukh GE. Wear resistance of gas-dynamic compressor bearings. Construction and Road Machines. 2023;6:35-38.
2. Tikhomirov VP, Shalygin MG, Izmerov MA. Contact model and evaluation of friction force molecular component. Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering. 2023;6:20-27.
3. Grydunov KI, Kozlov AN, Nemchikov ML, Melnikova IS. Diagnostics of aircraft engines by the content of metals in oils. Civil Aviation High Technologies [Internet]. 2019 [cited 2023 Dec 26];3. Available from: <https://cyberleninka.ru/article/n/diagnostirovanie-aviatsionnyh-dvigateli-po-soderzhaniyu-metallov-v-maslah>

4. Sviridenok AI, Myshkin NK, Kalmykova TF, Kholodilov OV. Acoustic and electrical methods in tribotechnics. Minsk: Nauka I Tekhnika; 1987.
5. Poteryansky LI, Poteryansky SL. IStudy of the vibration state of SIMENS V64.3A gas turbine unit at starting modes and under load during pilot operation [Internet]. Available from: http://www.nppmera.ru/assets/files/vibro-expert_example.pdf.

Информация об авторах:

Шалыгин Михаил Геннадьевич – доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой «Трубопроводные транспортные системы» Брянского государственного технического университета; тел. +7-903-868-85-68.

Евтух Елена Сергеевна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Трубопроводные транс-

Shalygin Mikhail Gennadievich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Pipeline Transport Systems» at Bryansk State Technical University; phone: +7-903-868-85-68.

Yevtukh Elena Sergeevna – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department «Pipe-

портные системы» Брянского государственного технического университета; тел. +7-952-967-08-46.

Евтух Григорий Евгеньевич – аспирант Брянского государственного технического университета; тел. +7-953-277-00-42.

line Transport Systems» at Bryansk State Technical University; phone: +7-952-967-08-46.

Yevtukh Grigory Evgenievich – Postgraduate Student at Bryansk State Technical University; phone: +7-953-277-00-42.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 19.08.2024; одобрена после рецензирования 11.09.2024; принята к публикации 26.09.2024. Рецензент – Савин Л.А., доктор технических наук, профессор Орловского государственного университета имен, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 19.08.2024; approved after review on 11.09.2024; accepted for publication on 26.09.2024. The reviewer is L.A. Savin – Doctor of Technical Sciences, Professor of Orel State University named after I.S. Turgenev, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.