

УДК 004. 588

ББК 74.5

С. А. Ходацкий

Иркутск, Россия

Ю. А. Караваяев

Иркутск, Россия

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ РОТОРА ГТД НА ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ МЕЖВАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА

Значительное число досрочных съёмов авиадвигателей с эксплуатации связано с отказами межвальных подшипников. Возможными причинами таких отказов являются нарушения условий их смазки и охлаждения. В статье приведены результаты экспериментальных исследований по оценке влияния снижения производительности маслопровода при изгибных колебаниях ротора на тепловое состояние межвального подшипника.

При работе ТРДД, вследствие неуравновешенности ротора, его вал совершает изгибные колебания. В этом случае, маслопровод, размещенный внутри вала двигателя, также будет совершать изгибные колебания, что может стать одной из причин снижения расхода масла через маслопровод при значительном уровне вибраций. При этом рабочая температура межвального подшипника может существенно возрасти.

Ключевые слова: авиационный двигатель, межвальный подшипник, виброскорость, температура подшипника, параметры масляной системы ГТД.

Yu. A. Karavaev
Irkutsk, Russia
S. A. Khodatskiy
Irkutsk, Russia

INFLUENCE OF GTE ROTOR VIBRATIONS ON TECHNICAL CONDITION OF INTER-SHAFT BEARING

A significant number of aircraft engines taking out early from operation are associated with inter-shaft bearing failures. Possible causes of such failures are violations of their lubrication and cooling conditions. The article presents the results of experimental studies to assess the effect of reducing the performance of the oil tube with bending vibrations of the rotor on the thermal state of the inter-shaft bearing.

During the turbofan engine operation, its shaft co-performs bending vibrations due to the imbalance of the rotor. In this case, the oil tube, placed inside the engine shaft, will also make bending vibrations, which can be one of the reasons for reducing oil consumption through the oil tube with a significant level of vibrations. In this case, the working temperature of the inter-shaft bearing may increase significantly.

Keywords: aircraft engine, inter-shaft bearing, vibration velocity, bearing temperature, GTE oil system parameters.

ВВЕДЕНИЕ

Авиационные двигатели Д-30КП и Д-30КУ относятся к самому массовому классу современных ТРДД, применяемых в ГА. Они установлены на транспортные самолеты Ил-76 и его модификации, а также на пассажирские самолеты Ил-62М и Ту-154М.

По своим эксплуатационным характеристикам этот класс двигателей не уступает зарубежным аналогам, созданным в 70-е годы прошлого столетия, а по отдельным параметрам и превосходит их. Достаточно сказать, что межремонтный ресурс двигателя Д-30КП составляет 9000 ч, а Д-30КУ – 18000 ч.

Вместе с тем, серьезным конструктивным недостатком данных двигателей является недостаточная эксплуатационная надежность межвального подшипника, что явилось причиной тяжелых авиационных происшествий с самолетом Ил-76 (1989 г), с самолетом Ил-62М (1986 г).

Ежегодно, по результатам трибодиагностики, на долю межвального роликоподшипника приходится от 45% до 81% обнаруженных неисправностей. Таким образом, статистические данные о досрочном съеме двигателей Д-30КП по причине неисправности межвального роликового подшипника, а также необходимость использования межвальных подшипников в перспективных ГТД сложных конструктивных схем, подтверждают актуальность темы представляемой работы.

На кафедре ЛА и Д Иркутского филиала МГТУ ГА на протяжении ряда лет исследуется влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на параметры работы системы смазки межвального подшипника.

Методика экспериментальной оценки влияния вибраций ротора на рабочую температуру межвального подшипника

Основной причиной повышения уровня вибраций (эксплуатационный фактор) при работе газотурбинного двигателя является неуравновешенность ротора. Наличие дисбаланса вращающегося ротора приводит к увеличению радиальной и осевой нагрузки на его опоры, что оказывает отрицательное влияние на долговечность межвального подшипника. Однако, как показывают исследования, это не единственная причина снижения надежности межвального подшипника.

В качестве конструктивной особенности двигателя Д-30КП следует отметить то, что подвод масла к межвальному подшипнику осуществляется по длинному маслопроводу, размещенному внутри ротора низкого давления, рисунок 1.

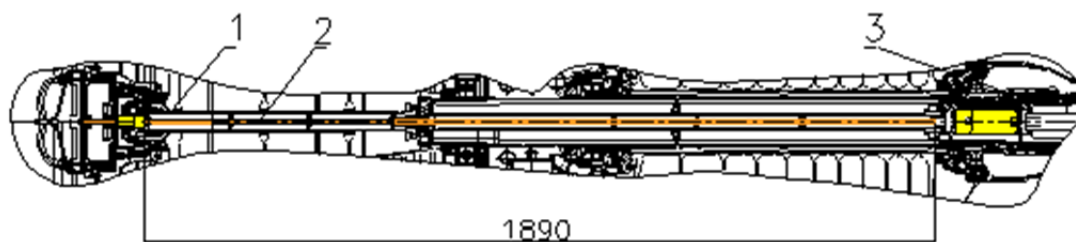


Рисунок 1 – Схема подвода масла к межвальному подшипнику

Маслопровод размещен внутри трубы, проходящей в центральной части ротора, и испытывает тот же уровень вибраций, что и основные элементы ротора. При этом уровень вибрации для тяжелых самолетов в районе опор двигателя может достигать по виброскорости $v_{\text{вибр}} = 60 \dots 90 \text{ мм/с}$, а по коэффициенту виброперегрузки $K_j = 4 \dots 5$.

Для оценки влияния уровня вибраций ротора ГТД на производительность маслопровода была создана экспериментальная установка «маслопровод» (рис. 2), содержащая: 1 – маслораспределительную втулку, 2 – защитный кожух, 3 – электропривод масляного насоса, 4 – масляный насос, 5 – электропривод маслораспределительной втулки.



Рисунок 2 – Экспериментальная установка «маслопровод»

На объем масла, находящийся во вращающейся части маслораспределительной втулки (рис. 2), будут действовать центробежные силы. Величина этих сил будет определяться частотой вращения ротора низкого давления.

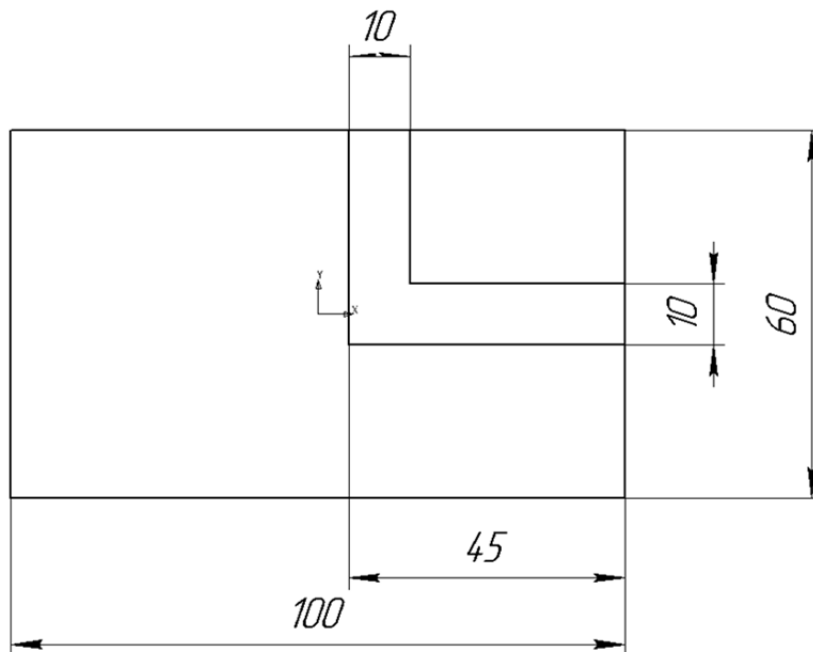


Рисунок 3 – Маслораспределительная втулка

В процессе прецессионного движения вала вместе с маслораспределительной втулкой (рис. 3) в радиальном канале подвода масла будут возникать инерционные силы, препятствующие движению масла. В частности, при прямой синхронной прецессии, когда направление радиального канала подвода масла будет совпадать с направлением прогиба вала, рисунок 4, точка 1, величина этой силы будет максимальной.

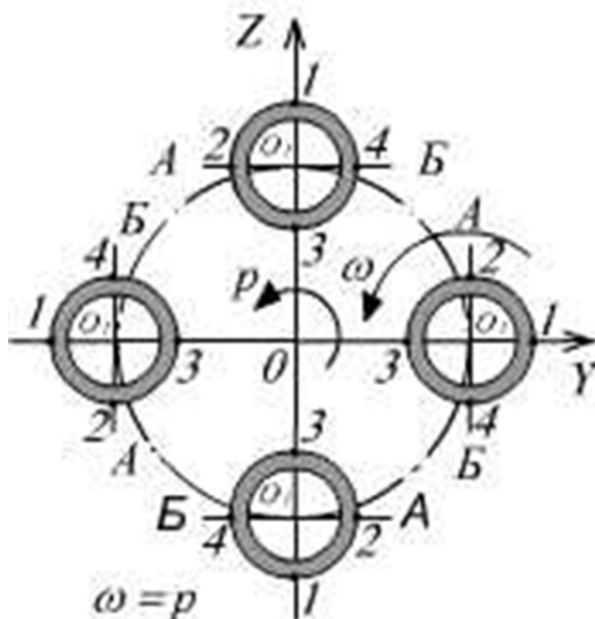


Рисунок 4 – Схема прецессионного движения вала

Для моделирования данного процесса на выходном отверстии радиального канала маслораспределительной втулки устанавливался грузик кольцевой формы для создания дисбаланса.

Как показал эксперимент [Ивко, 2013], за счет инерционных сил, действующих на объем жидкости, заключенный в радиальном

канале прецессирующей вместе с валом ТРДД маслораспределительной втулки, снижение расхода масла при виброскорости 90 мм/с достигает 35,4%.

Для оценки влияния производительности маслопровода на температурное состояние межвального подшипника силами студентов Иркутского филиала МГТУ ГА была создана экспериментальная установка «МВП» (рис. 5).

Экспериментальная установка [Караваяев, 2014], включает: станину 1, масляный бак 2, объект исследования – роликовый межвальный подшипник 3, ноутбук 4 с программным обеспечением ZetLab, цифровые измерительные модули ZET7121 5, нагнетающий насос 6, откачивающий насос 7, указатели давления и температуры масла 8.

При проведении эксперимента измерялась температура масла на входе и выходе из подшипника, а также температура внутреннего кольца подшипника. Температура подшипника в установившемся режиме зависит от нагрузки, частоты вращения и характеристик теплопроводности деталей ГТД.

Результаты эксперимента представлены на рисунке 6, где приняты следующие обозначения: Δt –степень подогрева подшипника, q – прокачка масла через подшипник.



Рисунок 5 – Экспериментальная установка «МВП»

С целью приведения полученных результатов эксперимента к реальным условиям работы межвального подшипника в системе двигателя в первом приближении использовался алгоритм линейной интерполяции.

Результаты расчета приведены на рисунке 8.

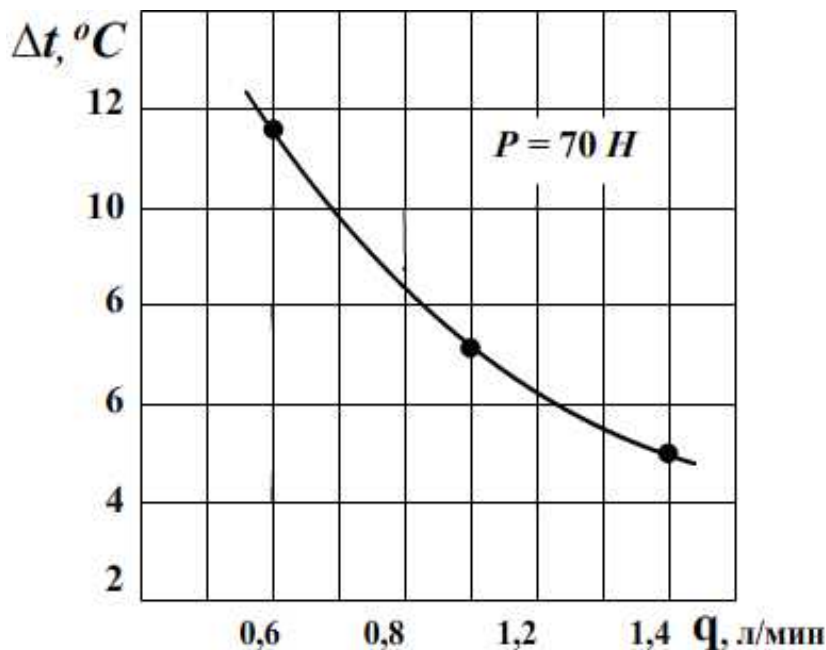


Рисунок 6 – Результаты эксперимента

При выводе расчетных соотношений для определения степени подогрева подшипника в условиях масляного голодания и при наличии вибраций были приняты следующие допущения:

- подвод тепла к межвальному подшипнику от сопрягаемых деталей отсутствует;
- количество тепла B , выделяющееся в межвальном подшипнике от сил трения, прямо пропорционально моменту трения;
- температура подшипника равна температуре масла на выходе из подшипника.

Для определения момента трения в межвальном подшипнике использовалось соотношение [Использование модели трения в качестве инженерного инструмента]

$$M_{\text{тр}} = d \cdot \mu \cdot P,$$

где M – момент трения,

d – внутренний диаметр подшипника,
 μ – постоянный коэффициент трения,
 P – эквивалентная динамическая нагрузка.

Количество тепла, выделяющееся в подшипнике от сил трения, можно определить из соотношения [Штода, 1970], используя полученную в эксперименте информацию

$$B_{\text{тр}} = q \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta t,$$

где q – потребная прокачка масла через подшипник,
 c – теплоемкость масла,
 ρ – массовая плотность масла,
 $\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$ – повышение температуры масла в подшипнике.

Учитывая допущение о том, что количество тепла $B_{\text{тр}}$, выделяющееся в межвальном подшипнике от сил трения, прямо пропорционально моменту трения, определим количество тепла $B_{\text{тр}}$ в реальной конструкции

$$B_{\text{тр мвп}} = \frac{B_{\text{тр}} \cdot M_{\text{тр мвп}}}{M_{\text{тр}}},$$

где $B_{\text{тр мвп}}$ – количество тепла, выделяющегося от сил трения в межвальном подшипнике в системе двигателя,

$M_{\text{тр мвп}}$ – момент трения в межвальном подшипнике, установленном на двигателе.

Используя последнее соотношение, определяем величину подогрева межвального подшипника, установленного на двигателе. Результаты расчета температуры межвального подшипника в системе двигателя приведены на рисунке 7.

Анализ графика показывает, что снижение производительности маслопровода в процессе роста виброскорости приводит к существенному увеличению подогрева межвального подшипника (от 11% до 53%).

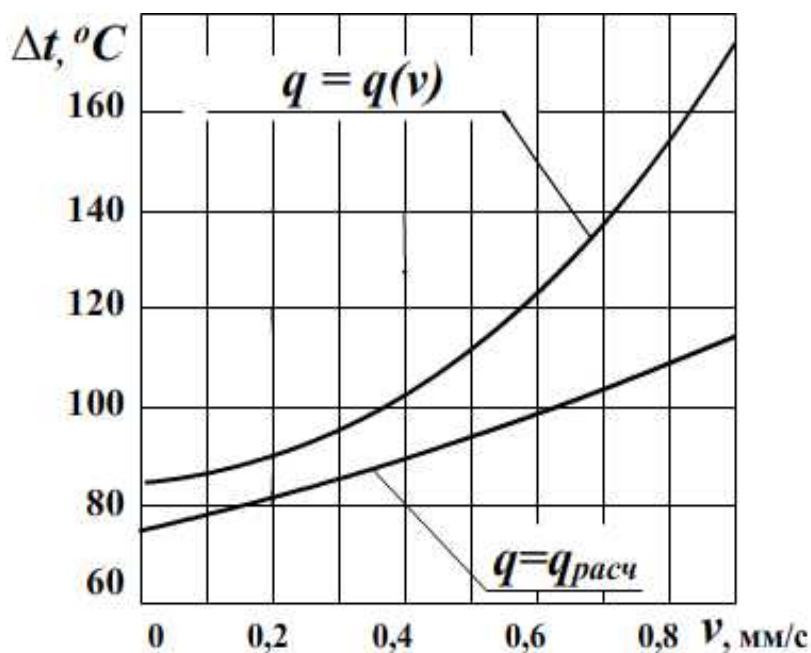


Рисунок 7 – Подогрев межвального подшипника силами трения

Вывод

Значительное влияние виброскорости на величину прокачки масла является непосредственной причиной повышения рабочей температуры межвального подшипника, что требует обязательного учета данного фактора при оценке эксплуатационной надежности двигателя.

Библиографический список

1. *Ивко С. Ю.* Повышение надежности межвального подшипника / С. Ю. Ивко, Ю. А. Караваев, С. А. Ходацкий // VI Региональная научно-практическая конференция студентов и аспирантов. Иркутск: Иркутский филиал МГТУ ГА, 2013. С. 195–199.
2. Использование модели трения в качестве инженерного инструмента // [Электронный ресурс]. URL: <http://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html> (дата обращения: 10.09.2018).
3. *Караваев Ю. А.* Оценка параметров потока масла при внутриваловом подводе к межвальному подшипнику авиационного ГТД / Ю. А. Караваев, С. А. Ходацкий, В. А. Шушарин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 42. С. 50–54.
4. *Штода А. В.* Конструкция авиационных двигателей. Ч. II / А. В. Штода, С. П. Алещенко, А. Я. Иванов и др. М.: ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1970. 312 с.

References

1. *Ivko S. Yu.* (2013). Improving the reliability of the inter-shaft bearing / S. Yu. Ivko, Yu. A. Karavaev, S. A. Khodatsky // VI Regional Scientific and Practical Conference of Students and Postgraduates. Irkutsk: Irkutsk branch of MSTU CA, 2013. p. 195–199. (In Russian).
2. *Karavaev Yu. A.* (2014). Estimation of the parameters of the oil flow at the intra-rotor approach to the inter-shaft bearing of an aviation GTE / Yu. A. Karavaev, S. A. Khodatsky, V. A. Shusharin // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2014. No. 42. p. 50–54. (In Russian).
3. *Shtoda A.V.* (1970). Aircraft engine design. Part II / A.V. Shtoda, S.P. Aleschenko, A.Ya. Ivanov, and others. M.: Zhukovsky AFEA, 1970. p.312. (In Russian).
4. Using the friction model as an engineering tool // [Electronic resource]. URL: <http://www.skf.com/en/products/bearings-units-housings/principles / bearing-selection-process / operating-temperature-and-speed / friction-powerloss-startingtorque / in-dex.html> (Access date: 10.09.2018).