

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДА АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНЫХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ГТД

Николай Владимирович КИКОТЬ родился в 1979 г. в городе Севастополе. Начальник отдела ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А. Льюльки». Аспирант МАИ. Основные научные интересы — в области проектирования газотурбинных двигателей. Автор 17 научных работ. E-mail: kikut_nv@mail.ru

Nikolay V. KIKOT was born in 1979, in Sevastopol. He is the Head of a Department at the Lyulka Scientific and Technical Center in the SATURN, Inc. His research interests are in the design of gas-turbine engines. He has published 17 technical papers. E-mail: kikut_nv@mail.ru

Евгений Ювенальевич МАРЧУКОВ родился в 1956 г. в городе Москве. Генеральный конструктор ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А. Льюльки», Доктор технических наук, профессор. Основные научные интересы — в области проектирования газотурбинных двигателей. Автор более 150 научных работ. E-mail: saturn@npo-saturn.ru.

Eugeniy Yu. MARCHUKOV, D.Sci., was born in 1956, in Moscow. He is the Designer General at the Lyulka Scientific and Technical Center in the SATURN, Inc. His research interests are in the design of gas-turbine engines. He has published 150 technical papers. E-mail: saturn@npo-saturn.ru

Представлено описание стенда, на котором были проведены испытания межроторного роликового подшипника с различными способами подвода масла. На основании экспериментальных данных разработан инженерный метод анализа теплового режима межроторных роликовых подшипников газотурбинных двигателей.

A bench is described to test rotor-connecting roller bearings intended for gas-turbine engines. An engineering analysis method is developed basing on obtained experimental data to analyze a heat mode for the bearings with various oil feed techniques.

Ключевые слова: подшипник, температура, расход масла, критерий подобия, испытания.

Key words: bearing, temperature, oil consumption, similarity criterion, tests.

Введение

Радиальные роликовые подшипники опор ГТД относятся к числу наиболее ответственных деталей, определяющих срок службы и надежность работы двигателей. Долговечность, грузоподъемность и надежность работы подшипников в значительной степени зависят от их рабочей температуры, осевых и радиальных градиентов температур колец.

Непрерывно растущая теплонапряженность современных авиационных ГТД, применение биротативных схем роторов обуславливает необходимость использования межроторных подшипниковых опор. Эксплуатация межроторных подшипников (МРП) требует уточнения расхода масла по сравнению с подшипниками, работающими при одном неподвижном кольце, так как масла, необходимого для прокачки через межроторный подшипник, требуется меньше. Это позволяет перераспределить расходы подаваемого масла на подшипник и элементы опоры, улучшая при этом тепловое состояние опоры в целом.

В связи с вышеизложенным исследование температурного состояния межроторных подшипников для авиационных ГТД является важной и актуальной задачей.

Экспериментальные исследования работоспособности МРП на стенде

Для выяснения причин дефектов МРП в ЦИАМе были проведены стендовые испытания с имитацией разных условий сборки подшипникового узла и эксплуатации. Проведенные исследования не выявили непосредственной причины возникновения дефектов в эксплуатации. Однако во время испытаний был обнаружен конструктивный недостаток способа подачи масла в подшипник из отверстий вращающихся коллекторов: при повышении частоты вращения вала на выходе из жиклера происходит отклонение вектора струи масла от оси жиклера с последующим отрывом струи масла и ее полное распыление. Для более эффективного охлаждения подшипника и выравнивания значений тем-

температуры между кольцами была разработана конструкция роликового подшипника с отверстиями во внутреннем кольце.

Для оценки эффективности данного предложения проведены сравнительные испытания в целях исследования работоспособности и температурного состояния колец МРП при разных способах подачи масла в подшипник и при разных расходах масла и частотах вращения колец подшипника.

Исследование теплового состояния МРП в зависимости от способа подачи масла проводилось на стенде Т14-15/1 (рис. 1), позволяющем испытывать подшипники с одновременным вращением колец как в одну, так и в противоположные стороны.

Испытания межроторного подшипника 5-272822Р2У на подшипниковом стенде проводились в два этапа (рис. 2).

На первом этапе испытаний исследовалось температурное состояние подшипника при подаче в него масла через отверстия во внутреннем кольце (рис. 2,а). На втором этапе подача масла осуществлялась через боковые вращающиеся коллекторы (рис. 2,б).

Диапазон частот вращения наружного кольца составлял от 13000 до 13000 об/мин противоположного вращения, при этом частота вращения внутреннего кольца составляла на всех этапах 10000 об/мин. Для определения влияния величины прокачки мас-

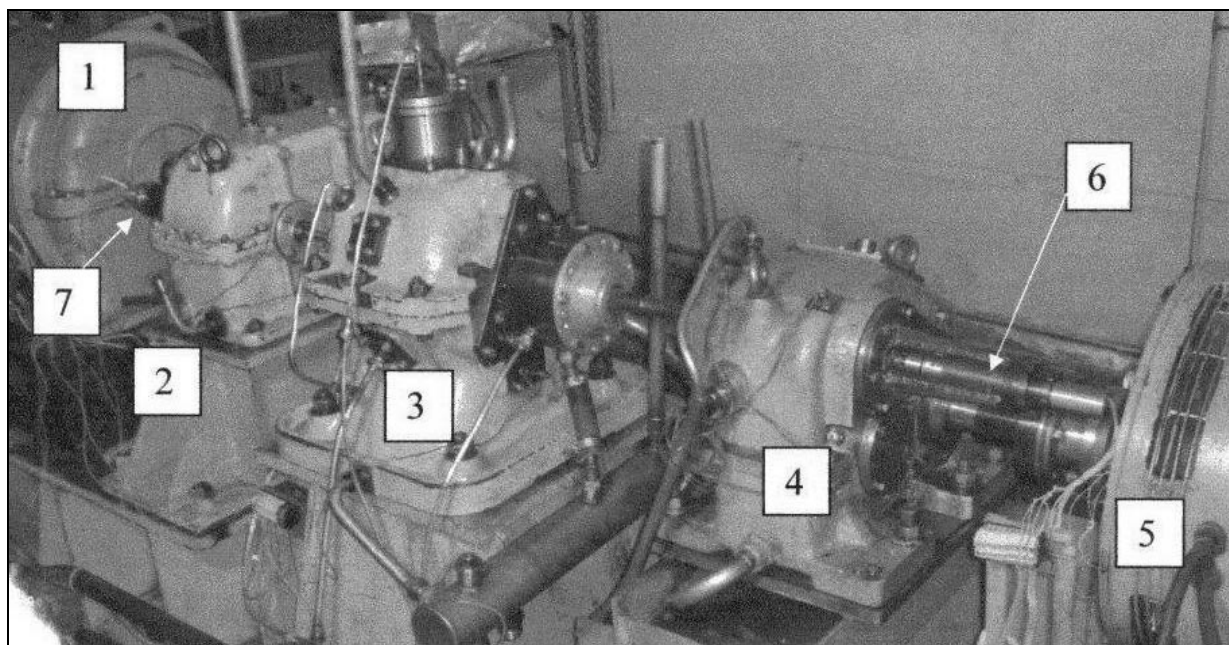


Рис. 1. Стенд для испытаний подшипников

Машинная линия стенда состоит из двух электродвигателей постоянного тока 1 и 5, двух мультипликаторов 2 и 4 и испытательного узла 3.

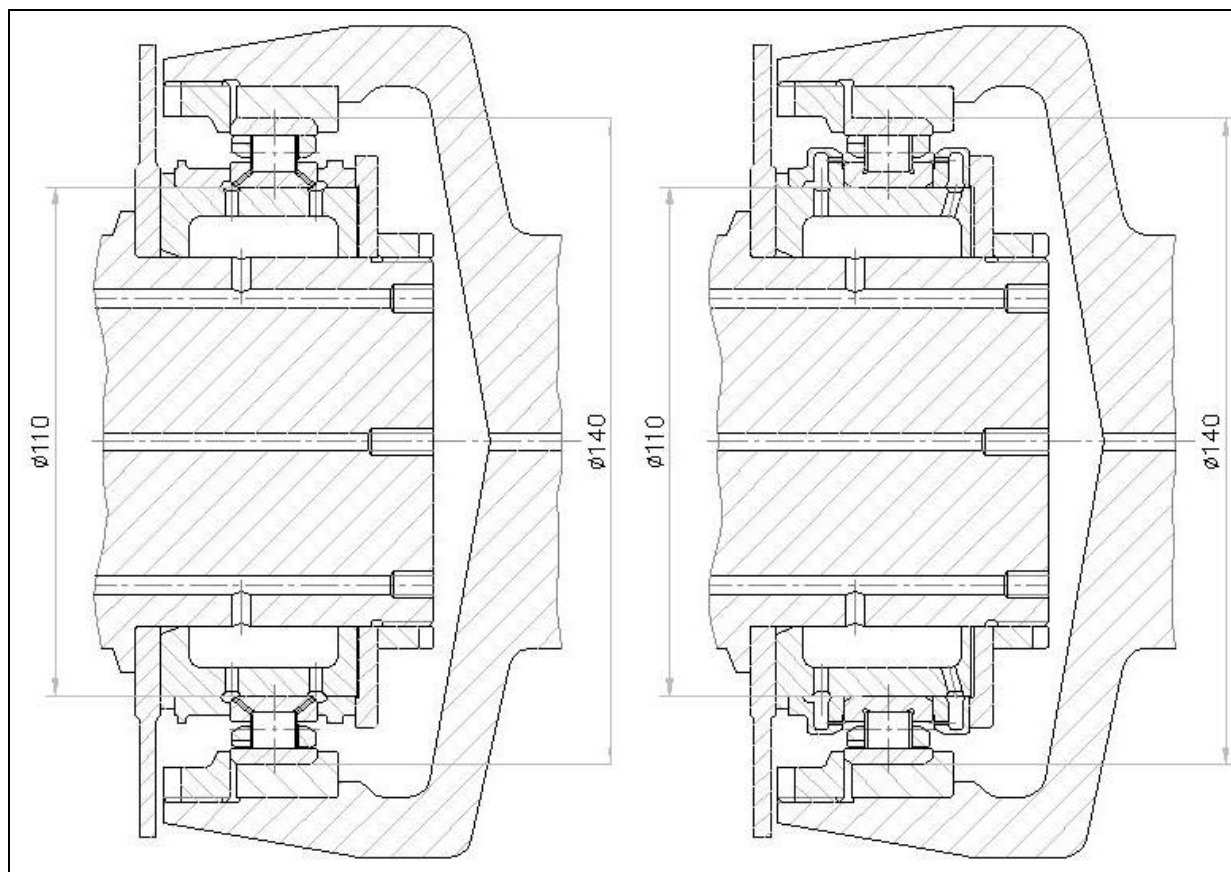
Контроль состояния исследуемых подшипников проводился с помощью измерения температуры наружного и внутреннего колец подшипника и измерения температуры масла на входе и выходе из испытательного узла. В процессе испытаний изменялись частота вращения наружного кольца подшипника при неизменной частоте вращения внутреннего кольца и расход масла.

Для измерения температур колец исследуемого подшипника на обоих торцах наружного и внутреннего колец устанавливались по две диаметрально расположенные хромель-копелевые термопары. Провода термопар выводились к двум 12-точечным токосъемникам 6 и 7.

ла через подшипник на его температурное состояние были изготовлены четыре форсунки с диаметрами жиклеров 0,8 мм, 1,0 мм, 1,2 мм и 1,5 мм.

Все измерения проводились на стационарном режиме, наступление которого фиксировалось стабилизацией по времени температур колец подшипника.

Сравнительный эксперимент показал, что при подаче масла в подшипник через коллекторы практически на всех исследованных режимах и при всех указанных величинах расходов температура внутреннего кольца подшипника выше температуры наружного кольца. Такое соотношение температур может привести, вследствие более интенсивного расширения внутреннего кольца, к выборке радиального зазора в подшипнике вплоть до его заклинивания.



а)

б)

Рис. 2. Испытания межроторного подшипника

При подаче масла в подшипник через отверстия во внутреннем кольце средняя температура наружного кольца выше температуры внутреннего кольца. При таком соотношении температур между кольцами выборка радиального зазора в подшипнике исключается, что благоприятно скажется на работоспособности подшипника.

Инженерный метод анализа теплового состояния МРП

В настоящей работе внутренний тепловой поток ΣQ оценивается по методу, разработанному В.М. Демидовичем, в виде суммы тепловых потоков, эквивалентных потерям на гидродинамическое трение в зазорах между телами качения и кольцами $Q_{тр}$ и потерям на преодоление гидродинамических сопротивлений при движении и перемешивании масла телами качения в канале роликоподшипника $Q_{гидр}$:

$$\Sigma Q = Q_{тр} + Q_{гидр} = C \beta r m d_p^2 U^3,$$

где C — суммарный коэффициент сопротивлений, искомый параметр, учитывающий специфику движения жидкости внутри МРП.

Упрощенная модель течения масла в канале подшипника описывается системой уравнений, включающей в себя, совместно с присоединенными условиями однозначности, уравнение неразрывности, уравнения движения жидкости, уравнение переноса энергии, а также зависимости теплофизических параметров масла от температуры.

Обобщенный анализ этой системы уравнений методами теории подобия на основании π -теоремы анализа уравнений записывается в виде структурной формулы для искомого суммарного коэффициента сопротивлений C :

$$C = \varphi(Re, Eu, Pr, Sh), \quad (1)$$

где Re, Eu, Pr — определяющие критерии подобия по методу, разработанному В.М. Демидовичем. (Данный метод основан на условии неподвижности одного кольца подшипника).

Входящий в равенство (1) критерий Sh указывает на нестационарность течения масла в зазорах между телами качения и кольцами подшипников и, как следствие, на существование подобия в сходственные отрезки времени. Здесь будет наблюдаться периодичность, обусловленная временем развития

и исчезновения эпюры давления в контакте ролика с беговой дорожкой кольца подшипника.

Движение масла в зазорах можно представить как условно стационарный процесс, состоящий из непрерывно возникающих друг за другом течений между телами качения и кольцами. Изучение нестационарности такого процесса с одним неподвижным кольцом не представляет практического интереса при осредненной оценке сопротивления движению масла в зазорах. Однако при скольжении колец подшипника наблюдается изменение значения критерия Sh (рис. 3). Это связано с различием кинематики подшипника с неподвижным кольцом и подшипника с одновременным вращением колец.

суммарного коэффициента сопротивления C без учета внешнего подогрева:

$$C = 1,26 Re^{-0,5} Eu^{0,5} + 1,8 \cdot 10^6 Re^{-k} Pr^{-1} Sh^{-2,15}. \quad (3)$$

Уточнение выражения для C обусловлено коррекцией его составляющей $C_{гидр}$, характеризующей гидродинамическое сопротивление движению жидкости в канале подшипника.

С учетом уравнения (3) критериальное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного потерям мощности межроторных роликоподшипников, имеет вид

$$\Sigma Q = (1,26 Re^{-0,5} Eu^{0,5} + 1,8 \cdot 10^6 Re^{-k} Pr^{-1} Sh^{-2,15}) \times \beta m \rho d_p^2 U^3. \quad (4)$$

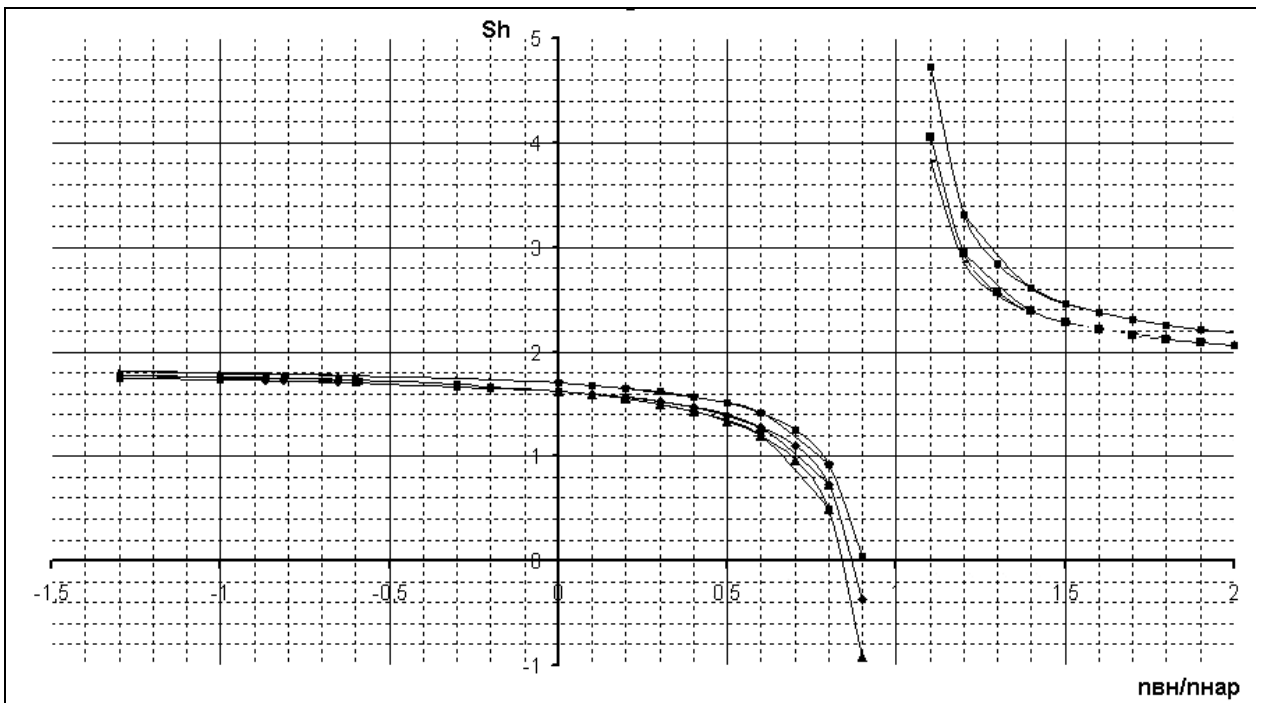


Рис. 3. Зависимость критерия Sh от отношения частот вращения

Решение уравнения (1) основано на экспериментальных данных в виде суммы двух частных решений, первое из которых $C_{тр}$ представляет безразмерное сопротивление движению масла в зазорах между телами качения и кольцами, а второе $C_{гидр}$ — безразмерное сопротивление движению масла внутри канала подшипника.

Окончательное принципиальное решение критериального уравнения для C имеет вид

$$C = C_{тр} + C_{гидр} = \varphi_{тр}(Re, Eu, Pr) + \varphi_{гидр}(Re, Pr, Sh). \quad (2)$$

Обработка результатов экспериментов первого этапа исследований позволила установить следующую уточненную критериальную зависимость для

Коэффициент k берется из номограммы, полученной в результате экспериментальных исследований. Для этого нужно задать расход масла и скольжение колец подшипника (рис. 4).

По рассчитанному тепловому потоку (4), заданному расходу и температуре масла на входе в подшипник можно определить среднюю температуру межроторного роликового подшипника.

Результаты проведенных исследований были применены в проектировании конструкции подшипниковых опор для двигателей АЛ-55И и 117С. Ресурсные и летные испытания изделий подтвердили высокую надежность работы предложенных конструкций.

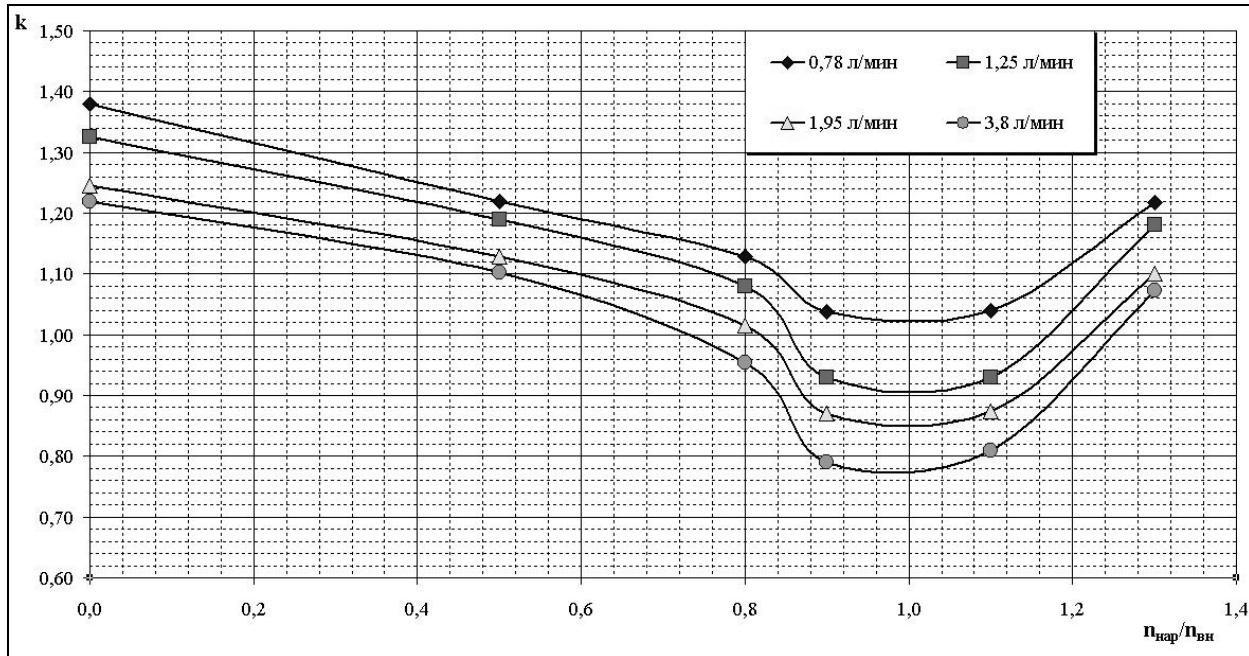


Рис. 4. Номограмма определения коэффициента k

Выводы

Разработан инженерный метод анализа теплового режима межроторных роликовых подшипников ГТД, позволяющий оценить их основные параметры при одновременном вращении колец.

Использование разработанного метода на практике позволяет существенно снизить время на доводку подшипниковых узлов ГТД, увеличить их работоспособность и, как следствие, повысить надежность и долговечность работы самих ГТД.

Библиографический список

Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. — М.: Машиностроение, 1978.

ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Льюльки
Статья поступила в редакцию 20.04.2009