

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ С ПОВЫШЕННЫМ ЗНАЧЕНИЕМ СКОРОСТНОГО КОЭФФИЦИЕНТА

Развитие отечественного и зарубежного двигателестроения идет по пути постоянного повышения быстроходности роторов.

Увеличение чисел оборотов и мощностей современных ГТД при одновременном обеспечении компактной легкой конструкции с малым удельным весом в значительной степени зависит от технического уровня в области создания высокоскоростных подшипников.

Критерием оценки быстроходности подшипника являются предельное число оборотов и принятое в последнее время понятие скоростного коэффициента, представляющего собой произведение внутреннего диаметра подшипника на число оборотов внутреннего кольца подшипника в минуту ($D \cdot n$).

Имеются официальные данные по предельным числам оборотов для подшипников классов точности Н и П.

Подшипниковой промышленностью за последние 10—15 лет созданы сотни конструкций и заводами выпускаются миллионы высокоскоростных подшипников классов точности В, С, А, соответствующих уровню лучших зарубежных образцов с точки зрения конструкций, точности, технологии изготовления и качества материалов.

Однако для подшипников указанных классов точности до сих пор не опубликованы официальные материалы, определяющие возможную область применения с точки зрения предельных значений оборотов и скоростного коэффициента ($D \cdot n$).

Из-за отсутствия данных по высокоскоростным подшипникам каждый раз при проектировании новых ГТД встает вопрос об определении тех пределов, до которых может быть повышено число оборотов роторных подшипников.

Создание нового газотурбинного двигателя (ГТД) потребовало применения подшипников, обеспечивающих работоспособность при следующих значениях скоростного коэффициента; для шариковых подшипников — $2 \cdot 10^6$, для роликовых — $1,5 \cdot 10^6$.

В свое время достижение таких значений $D \cdot n$ было проблемой сложной не только с точки зрения исследований возможности применения подшипников, но и с точки зрения качества изготовления их, в связи с чем возникла необходимость решения новых технических задач:

1. Обеспечить качество подшипников, позволяющее выходить в указанную область применения, а именно:

а) выбрать оптимальную конструкцию шариковых ради-

ально-упорных и роликовых подшипников с внутренним диаметром 35-:60 мм, работоспособных при оборотах до 45000 об/мин;

б) создать новый теплостойкий материал, способный длительно работать при температурах 300° и выше;

в) создать технологию изготовления новых типов подшипников;

г) довести конструкцию подшипниковых узлов.

2. Разработать новое масло, работоспособное при заданных температурах.

3. Создать специальные высокоскоростные установки для испытаний и доводки новых подшипников.

4. Разработать методику испытаний новых подшипников на установках.

5. Произвести доводку подшипников в изделии.

Сложность и серьезность возникших задач потребовали привлечения к работе многих организаций и ВНИИПП, в результате творческого содружества которых поставленные задачи были решены. Разработана конструкция роликового подшипника АЗ221Р и двух новых типов шариковых радиально-упорных подшипников 3-точечного контакта, с разъемным внутренним кольцом и углом контакта 26°, а именно 2СА126207Р1 и 2СА126208Р3.

Применен новый теплостойкий материал — сталь ЭИ-347, который в то время был только разработан по совместным договорам с различными предприятиями. Эта сталь существовала в опытных образцах и потребовала доводки одновременно с доводкой подшипников.

Подшипники были запроектированы классов А и СА. Сверхвысокие классы точности деталей подшипников в сочетании с новым материалом поставили перед заводом-изготовителем ряд производственных проблем, которые потребовали тщательной разработки новой технологии изготовления подшипников. В результате создание таких подшипников явилось большим успехом в дальнейшем развитии подшипниковой промышленности и стало основой при создании подшипников для высокооборотных теплонапряженных ГТД.

Специально было разработано синтетическое масло, обеспечившее надежную работу подшипников и шестерен до температуры 200°С.

В связи с применением подшипников сверхвысокого класса точности были улучшены условия их работы в изделии: ужесточены требования по остаточному дисбалансу роторов, по соосности опор, по качеству изготовления посадочных мест.

Доводка созданных подшипников и проверка их работоспособности при высоких скоростных коэффициентах проводилась на специально спроектированных высокоскоростных установках, дающих возможность проводить испытания подшипников

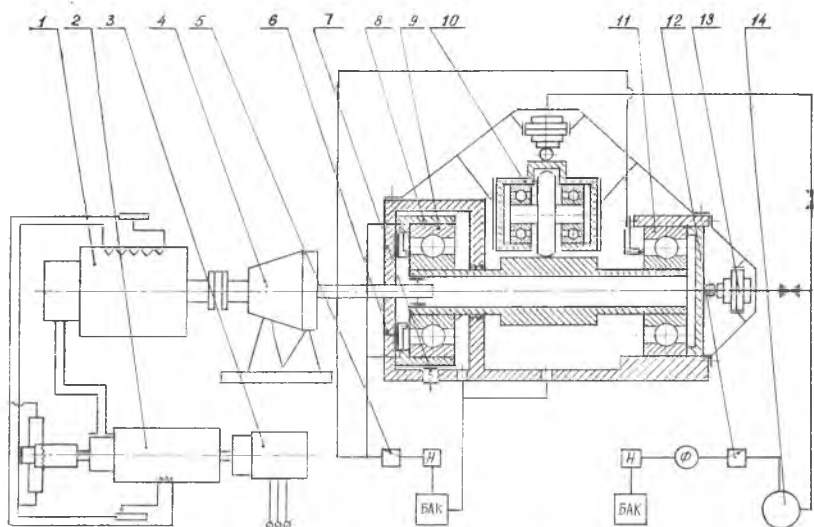


Рис. 1. Принципиальная схема установки:

1 — электродвигатель постоянного тока; 2 — генератор постоянного тока; 3 — электродвигатель переменного тока; 4 — мультипликатор; 5 — дроссель маслосистемы; 6 — испытательная головка; 7 — узел перекося; 8 — корпус испытуемого подшипника; 9 — испытуемый подшипник; 10 — узел радиального нагружения; 11 — коренной подшипник; 12 — дроссель системы нагружения; 13 — узел осевого нагружения; 14 — гидроаккумулятор

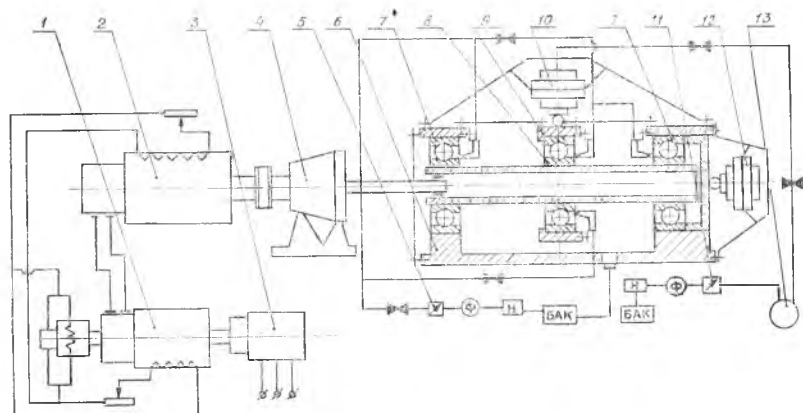


Рис. 2. Принципиальная схема установки:

1 — генератор постоянного тока; 2 — электродвигатель постоянного тока; 3 — электродвигатель переменного тока; 4 — мультипликатор; 5 — дроссель маслосистемы; 6 — испытательная головка; 7 — коренной подшипник; 8 — испытуемый подшипник; 9 — корпус испытуемого подшипника; 10 — узел радиального нагружения; 11 — дроссель системы нагружения; 12 — узел осевого нагружения; 13 — гидроаккумулятор

на оборотах до 55000 в минуту. Схемы установок приведены на рис. 1—2.

Испытания на установках проводились на режимах, максимально приближенных к условиям работы подшипников в изделии.

Режимы испытаний приведены в таблице.

№ п/п	Наименование подшипника	Число оборотов, об/мин	Нагрузка, кгс		Температура наружного кольца, °С	Скоростной коэффициент, мм об/мин
			радиальная	осевая		
1	2СА126207Р1	40000 ÷ 45000	37 ÷ 41	260 ÷ 357	160 ÷ 180	$1,575 \times 10^6$
2	2СА126208Р3	40000 ÷ 45000	20 ÷ 50	100 ÷ 135	260 ÷ 280	$1,8 \times 10^6$
3	0А32211Р	25000	270 ÷ 366	0	200 ÷ 220	$1,375 \times 10^6$

Данные испытания подтвердили работоспособность подшипников при скоростных коэффициентах $1,8 \times 10^6$ для шариковых подшипников и $1,4 \times 10^6$ для роликовых, а также дали возможность сделать вывод, что подшипники обеспечивают расчетную долговечность и ресурс изделия 1000 часов. Это в дальнейшем подтверждено многочисленными стендовыми испытаниями изделий, а также многолетней эксплуатацией их.

С целью определения практической долговечности подшипника 2СА126208Р3, т. е. времени работы его в часах, до момента разрушения, сравнения ее с расчетной долговечностью и определения выявленной при этом степени надежности нами совместно с ВНИППОм проведены испытания партии подшипников (21 шт.) до разрушения на форсированных режимах по сравнению с двигательными.

Режимы испытаний:

Скоростной коэффициент — $D \cdot n = 2 \times 10^6$ мм об/мин

Обороты подшипника — $n = 50000$ об/мин

Осевая сила — $A = 625$ кгс

Смазка и охлаждение — масло 36/1

Температура масла на входе 180°С.

При этом расчетная долговечность подшипника по ГОСТу составляет 30,4 часа, по контактным напряжениям — 110 часов, контактные напряжения $\sigma_k = 20\,000$ кгс/см².

Испытано: 10 подшипников — первая партия, 11 подшипников — вторая партия улучшенного качества.

Получены следующие результаты:

а) практическая долговечность 10 подшипников первой партии составила:

127, 127, 182, 182, 302, 303, 545, 1178, 1368, 1387 часов;

б) практическая долговечность подшипников 2-й партии составила:

255, 301, 320, 379, 449, 710, 877, 1163, 1160, 1208, 1208 часов.

Таким образом, практическая долговечность подшипников оказалась значительно выше расчетной и партия подшипников, доведенная до разрушения при испытании, обеспечила высокую степень надежности, что свидетельствует о стабильной и устойчивой работе подшипников с $D \cdot n = 2.10^6$.

Проведенные работы и сделанные выводы позволили в дальнейшем при проектировании новых ГТД широко использовать достигнутый уровень значений скоростных коэффициентов, а именно: для шариковых подшипников — до 2×10^6 , для роликовых подшипников — до $1,5 \times 10^6$.

Последующий опыт практической работы еще раз подтверждает, что скоростной коэффициент $D \cdot n = 2 \times 10^6$ для подшипников легкой серии класса точности А и СА из теплостойкой стали допустим и обеспечивает стабильную и надежную работу подшипников в соответствии с расчетной долговечностью.

В зарубежных материалах, опубликованных в 1969—1970 гг. [8], имеются данные о том, что достигнутый ими уровень скоростного коэффициента также составляет величину $2,0 \times 10^6$, а в перспективных проектах ставится вопрос достижения $D \cdot n = 2,5 \times 10^6$ и одновременно начато изучение режимов при $D \cdot n = 3 \times 10^6$.

Нами также проводятся перспективные исследовательские работы на установках по определению работоспособности подшипников со скоростным коэффициентом выше, чем $D \cdot n = 2 \times 10^6$. Проведены испытания:

с шариковыми подшипниками до $D \cdot n = 2,35 \times 10^6$ и $D_0 \cdot n = 3,2 \times 10^6$ (при $d_{\text{вн}} = 75$ мм);

с роликовыми подшипниками до $D \cdot n = 2 \times 10^6$ и $D_0 \cdot n = 2,6 \times 10^6$ (при $d_{\text{вн}} = 55$ мм); D_0 — диаметр по центрам тел качения, мм.

Результаты испытаний удовлетворительные. Это дает нам уверенность в том, что качество подшипников отечественного изготовления достаточно высоко и при соответствующих условиях работы может обеспечить работоспособность подшипников и изделий при скоростных коэффициентах свыше 2×10^6 мм об/мин.

Однако выводы сделаны лишь на основе отдельных испытаний. А проблема определения предельного числа оборотов ($n_{\text{пр}}$) и предельного скоростного коэффициента ($D \cdot n_{\text{пр}}$) для подшипников классов В, А и СА является серьезнейшей технической проблемой, которая требует проведения большого объема исследовательских работ. Решать эту проблему, по нашему мнению, необходимо с применением контактно-гидродинамической теории смазки.

Существующая методика расчета шестерен и долговечности подшипников не учитывает влияния смазки в зоне контакта трущихся поверхностей.

Опыт нашей работы показывает, что характер смазки, а именно, величина ее вязкости даже при незначительных колебаниях очень сильно сказывается на работе подшипников и шестерен.

Резко повышается проскальзывание, износ, нарушается исходное состояние поверхности, что неизбежно ведет к снижению практической долговечности подшипников и шестерен при одних и тех же исходных расчетных данных.

Нами произведен расчет трещины масляной пленки девятнадцати подшипников, работающих при $D \times n$ от $1,5 \cdot 10^6$ до $2,2 \times 10^6$ мм об/мин и контактных напряжений до $16\,000$ кг/см². Расчет сделан для семи радиально-упорных подшипников трехточечного контакта, десяти роликовых и двух радиальных шариковых подшипников.

Полученные величины находятся в пределах $h_0 = 0,18 - 0,37$ мкм и $\lambda = 2,25 - 4,6$, где h_0 — толщина смазочного слоя в точке максимального давления;

λ — безразмерный коэффициент, характеризующий режим трения.

Таким образом, проведенный расчет и анализ работы подшипников с позиций контактной гидродинамики показывают, что несмотря на большие значения $D \times n$, большие центробежные силы, высокие контактные напряжения, высокую температуру подшипники работают в режимах жидкостного трения с толщиной пленки, обеспечивающей нормальные условия работы, не снижающей практическую долговечность подшипников, что и подтверждается надежной, устойчивой работой подшипников на установках и в изделиях.

Из всего вышеизложенного считаем возможным сделать следующие выводы.

Качество подшипников легкой серии отечественного производства классов точности В, А и СА позволяет при определенных условиях работать при значениях скоростного коэффициента до 2×10^6 мм об/мин.

Для разработки справочных материалов и проведения большого объема исследовательских работ, связанных единой методикой, по определению предельных чисел оборотов и скоростных коэффициентов для подшипников классов точности В, А и СА считаем целесообразным создать координационный центр во главе с ВНИППом с привлечением всех заинтересованных организаций.

Методика исследований должна быть разработана с применением контактно-гидродинамической теории, которая учитывает практические условия работы подшипников.

Считаем целесообразным проведение дальнейших работ по отработке и созданию методики расчета подшипников с применением теории контактной гидродинамики, которая, во-первых, даст возможность получать расчетную долговечность под-

шипников, более близкую к их практической долговечности, и, во-вторых, позволит выбрать оптимальные условия работы, повышающие практическую живучесть подшипников и степень их надежности.

Для более широкого использования этой методики желательно продолжить работы по определению характеристик масел при давлениях от 15000 кгс/см^2 до 25000 кгс/см^2 и температурах от 150°C до 220°C .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения, справочник. «Машиностроение», 1967.
2. Зайцев А. М., Коросташевский Р. В. Авиационные подшипники качения. Оборонгиз, 1963.
3. Коднир Д. С. Определение толщины смазочного слоя в контакте качения. Куйбышевский авиационный институт, 1970.
4. Сиришевский А. И. Подшипники качения. «Машиностроение», 1969.
5. ВНИИП. Труды института №№ 3, 4, 1963 и № 2, 1965.
6. «Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин». Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.
7. Средства и методы испытаний подшипников качения, под ред. Спичина Н. А. «Подшипниковая промышленность», НИИНАВТОПРОМ, 1966.
8. Poplawski I. V., Mauriello I. A. Skidding in lightly loaded highspeed ball thrust bearings. Paper Amer Soc. Mech. Eng., 1969, N Lubs-ro, 11 pp, ill.

Б. А. ИВАНОВ, А. Н. ФОМЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СМАЗКИ В РОЛИКОПОДШИПНИКЕ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

Исследование предельной несущей способности слоя смазки подшипников качения в условиях высоких скоростей вращения и переменных нагрузок сопряжено с рядом специфических особенностей в постановке эксперимента (специальный нагрузитель, позволяющий изменять нагрузку по амплитуде и частоте, оснащение установки практически безынерционной регистрирующей аппаратурой, вибрации установки и окружающих конструкций и т. п.). С ростом габаритов подшипника указанные особенности могут стать в лабораторных условиях непреодолимой трудностью. Большинство экспериментаторов в аналогичных случаях широко применяют модельные испытания с последующим распространением полученных результатов и зависимостей на другие размеры изделий данного типа.