

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВУСТОРОННЕГО УПОРНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Показана необходимость применения гидростатических подшипников скольжения в качестве опор роторов газотурбинных двигателей. Проанализированы различные типы гидростатических подшипников и для выбранного типа подшипников предложена схема установки ротора на этих подшипниках. Разработана математическая модель двустороннего упорного гидростатического подшипника, позволяющая рассчитывать его основные характеристики. Выполнен расчет упорного гидростатического подшипника и проведен анализ результатов расчета. Показано, что необходимая несущая способность подшипника может быть обеспечена подбором соответствующего давления питания смазки и величины зазора в подшипнике.

Ключевые слова: гидростатический подшипник, газотурбинный двигатель, математическая модель, несущая способность, давление питания, зазор.

Введение

Тенденция роста скоростей вращения роторов современных машин, наметившаяся в последние годы, приводит к необходимости применения в качестве опор высокоскоростных подшипников [1 – 3].

Одним из таких типов подшипников являются гидростатические подшипники. В сравнении с подшипниками качения они допускают большие частоты вращения и обладают высокой демпфирующей способностью.

С ростом частот вращения роторов машин растут виброперегрузки и виброперемещения и актуальность применения гидростатических подшипников возрастает. В современных машинах на опоры роторов действуют как радиальные, так и осевые нагрузки. Возникает необходимость применения радиально-упорных подшипников в качестве опор роторов. При применении гидростатических подшипников большее распространение получили схемы установки ротора на радиальные и двусторонний гидростатический подшипник. Комбинация установки ротора на двух радиально-упорных гидростатических подшипниках применяется в машинах реже.

В данной работе для наиболее распространенной схемы установки ротора с использованием двустороннего упорного гидростатического подшипника проводится теоретический анализ работоспособности такого подшипника. Схема двустороннего упорного гидростатического подшипника приведена на рис. 1.

Упорный подшипник имеет две кольцевые камеры, давления в которых обозначены P_{K1} и P_{K2} . Смазочный материал в камеры подается насосом с давлением $P_{вх}$ через входные компенсирующие устройства $d_{ком}$, установленные перед выходом жидкости в камеры. Осевые зазоры в подшипнике обозначены h_1 и h_2 . На подшипник действует внешняя сила $F_{вн}$. В каждой кольцевой камере выполнено по два компенсирующих отверстия, обозначенных на рисунке $d_{ком}$.

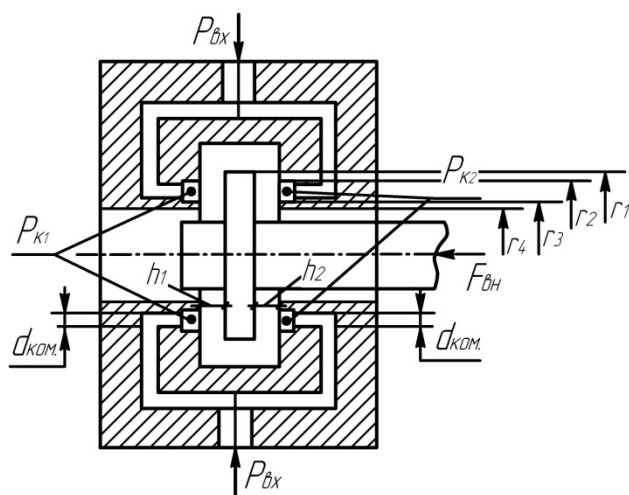


Рис. 1. Схема двустороннего упорного гидростатического подшипника

Разработанная математическая модель упорного гидростатического подшипника позволяет определять его несущую способность, расход смазочного материала и потери мощности на трение и прокачку. В основе определения несущей способности под-

шипника лежит функция распределения давления по его рабочей поверхности.

Результаты исследований

Функция распределения давления определялась из совместного решения уравнения Рейнольдса и баланса расходов для каждой из кольцевых камер. Уравнение Рейнольдса при определении распределения давления по рабочей поверхности подшипника записывалось для случая истечения смазочного материала только в радиальном направлении и решалось в цилиндрической системе координат. Давление в кольцевых камерах определялось из баланса расходов.

Потери мощности определялись как сумма потерь на трение и прокачку смазочного материала. По потерям мощности на трение и прокатку оценивался также нагрев смазочного материала.

Для расчета упорного гидростатического подшипника были приняты следующие исходные данные:

1. Внешняя нагрузка $F_{вн} = 4500$ Н.
2. Частота вращения ротора $n = 3000$ мин⁻¹.
3. Геометрические параметры подшипника (см. рис. 1): $r_1 = 143,5$ мм; $r_2 = 125$ мм; $r_3 = 105$ мм; $r_4 = 95$ мм.
4. Диаметр компенсатора $d_{ком} = 2$ мм.
5. Число компенсаторов в одной камере $z = 2$.
6. Зазоры в подшипнике варьировались в следующих комбинациях:
 - а) $h_1 = 0,025$ мм; $h_2 = 0,175$ мм;
 - б) $h_1 = 0,05$ мм; $h_2 = 0,15$ мм;
 - в) $h_1 = 0,075$ мм; $h_2 = 0,125$ мм.
7. Задавались три значения давления питания: $P_{вх} = 0,5$ МПа; $P_{вх} = 1$ МПа; $P_{вх} = 1,5$ МПа.
8. В качестве смазочного материала было принято масло индустриальное И-12.

Результаты расчета упорного подшипника приведены на рис. 2 – 4.

Из рис. 2 видно, что заданная внешняя нагрузка уравновешивается грузоподъемностью подшипника при следующих давлениях питания и зазорах:

1. При давлении питания $P_{вх} = 0,5$ МПа заданная внешняя нагрузка обеспечивается при зазорах $h_1 = 27$ мкм и $h_2 = 173$ мкм.
2. При давлении питания $P_{вх} = 1$ МПа заданная внешняя нагрузка обеспечивается при зазорах $h_1 = 31$ мкм и $h_2 = 169$ мкм.
3. При давлении питания $P_{вх} = 1,5$ МПа заданная внешняя нагрузка обеспечивается при зазорах $h_1 = 35$ мкм и $h_2 = 165$ мкм.

Расход смазочного материала, при котором обеспечивается заданная грузоподъемность можно оценить по рис. 3.

При давлении питания $P_{вх} = 0,5$ МПа суммарный расход через упорный подшипник будет равен $Q = 26,25 \cdot 10^{-5}$ м³/с ($\approx 0,26$ л/с). С ростом давления питания расход возрастает. При давлении питания $P_{вх} = 1,5$ МПа расход смазки будет равен $Q = 48,75 \times 10^{-5}$ м³/с ($\approx 0,487$ л/с).

Суммарные потери мощности на трение и прокачку (см. рис. 4) мало зависят от давления питания и при изменении давления питания от $P_{вх} = 0,5$ МПа до $P_{вх} = 1,5$ МПа изменяются в пределах от $N = 370$ Вт до $N = 380$ Вт.

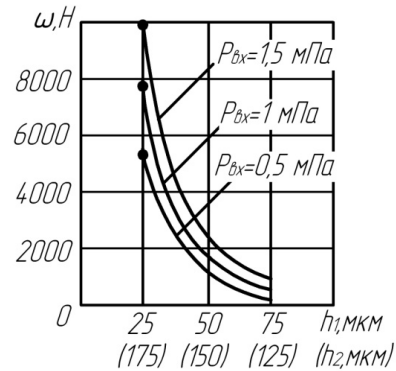


Рис. 2. Зависимость несущей способности подшипника от зазора

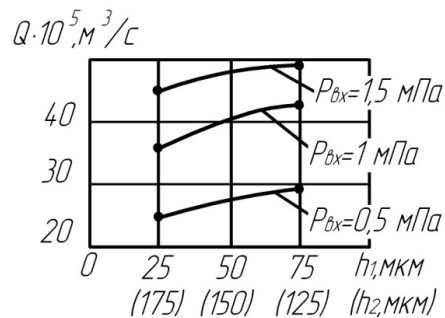


Рис. 3. Зависимость расхода смазочного материала в подшипнике от зазора

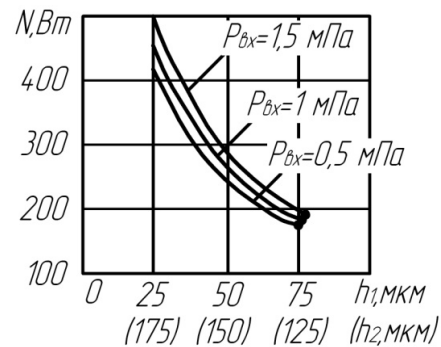


Рис. 4. Зависимость потерь мощности от зазора

Расчеты также показали, что для различных геометрических и рабочих параметров подшипника

изменение температуры смазки внутри подшипника не превышает 1°C.

Вывод

Разработанная математическая модель упорно-гидростатического подшипника позволяет рассчитывать его основные характеристики при различных геометрических и рабочих параметрах подшипника.

Литература

1. Богданов О.И. Расчет опор скольжения: справочник / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко. – К.: Техника, 1966. – 262 с.
2. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения: монография / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1971. – 167 с.
3. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения: монография / М.Е. Подольский. – Л.: Машиностроение, 1981. – 261 с.

Поступила в редакцию 19.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

АНАЛІЗ РОБОТИ ДВОСТОРОННЬОГО УПОРНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

В.І. Назін

Показана необхідність вживання гідростатичних підшипників ковзання як опори роторів газотурбінних двигунів. Проаналізовані різні типи гідростатичних підшипників і для вибраного типу підшипників запропонована схема установки ротора на цих підшипниках. Розроблена математична модель двостороннього напoleonливого гідростатичного підшипника, що дозволяє розраховувати його основні характеристики. Виконуючи розрахунок напoleonливого гідростатичного підшипника і проведений аналіз результатів розрахунку. Показано, що необхідна здатність підшипника, що несе, може бути забезпечена підбором відповідного тиску живлення мастила і величини зазору в підшипнику.

Ключові слова: гідростатичний підшипник, газотурбінний двигун, математична модель, що несе здатність тиск живлення, зазор.

ANALYSIS OF WORK OF BILATERAL PERSISTENT HYDROSTATICAL BEARING

V.I. Nazin

The necessity of application of hydrostatical slidewaies as supports rotors of turbo-engines is Rotined. The different types of the gidrostati-cheskikh bearings are analysed and for the chosen type of bearings the chart of setting of rotor is offered on these bearings. The mathematical model of the bilateral persistent hydrostatical bearing, allowing to expect his basic descriptions, is developed. Executing the calculation of the persistent hydrostatical bearing and the analysis of results of calculation is conducted. It is rotined that necessary bearing strength of bearing can be provided with the selection of the proper pressure of feed of greasing and size of gap in bearing.

Key words: hydrostatical bearing, turbo-engine, mathematical model, bearing ability pressure of feed, gap.

Назін Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики и машиноведения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.