

УДК 621.822.187

Е. Ф. ПАРОВАЙ, С. В. ФАЛАЛЕЕВ

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королёва
(национальный исследовательский университет), Россия*

ОПТИМИЗАЦИОННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕГМЕНТНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ОТ ВЕЛИЧИНЫ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА ВАЛА

Проектирование сегментных гидродинамических подшипников новых конструкций требует проведения расчётных исследований зависимостей рабочих характеристик подшипника от различных факторов с использованием новых методик. Исследования подшипников такого рода в настоящее время как никогда актуальны ввиду их очевидных преимуществ. Задача усложнена отсутствием результатов схожих исследований и экспериментальных данных. В статье описан механизм и результаты исследования влияния эксцентриситета вала на параметры течения смазки и воспринимаемую подшипником нагрузку. Полученное значение оптимального эксцентриситета вала в дальнейшем могут быть использованы для определения требуемых характеристик материала упругого подвеса.

Ключевые слова: гидродинамический подшипник, зависимость, зазор, рабочие характеристики, смазка, турбулентность, эксцентриситет.

При проектировании гидродинамических подшипников новых конструкций возникает необходимость проведения расчётных исследований зависимостей рабочих характеристик от различных факторов. Конструкция сегментного гидродинамического подшипника с расточкой вкладышей в радиус вала с упругим подвесом вкладышей содержит ряд особенностей [1], ввиду которых ни одна из существующих методик расчета не описывает с необходимой точностью процессы, происходящие в нём. Ввиду этого, актуальной задачей представляется выявление вида зависимости рабочих характеристик от величины эксцентриситета вала с целью определения оптимального эксцентриситета вала на рабочем режиме и, соответственно, рабочего угла поворота вкладышей подшипника, подвешенных на упруго-пористом материале МР.

С целью определения вида зависимости распределения давлений по рабочему зазору от величины эксцентриситета вала была проведена серия программных расчетов параметрической конечно-элементной модели подшипника при прочих равных начальных условиях.

При построении гидродинамической конечно-элементной модели подшипника учитывались следующие особенности исследуемого объекта:

- 1) малая величина моделируемого зазора (от 15 мкм);
- 2) необходимость наложения упорядоченной

сетки на зазор;

3) обусловленная требованиями гидродинамики форма конечного элемента – форма прямоугольного параллелепипеда (гексаэдра);

4) сравнительно большое количество конечных элементов по ширине зазора;

5) наличие пристеночного слоя;

6) общее высокое качество сетки.

На рис. 1 показаны результаты расчета модели с эксцентриситетом вала $e = 60$ мкм ($H_{\min} = 40$ мкм).

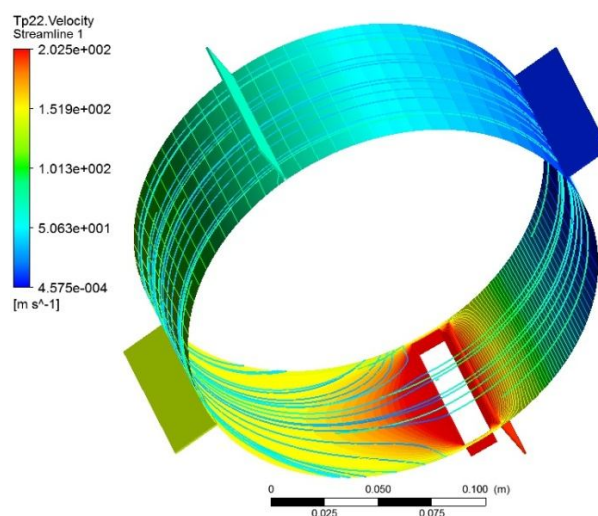


Рис. 1. Распределение давления по зазору подшипника и линии тока смазки (Tp22)

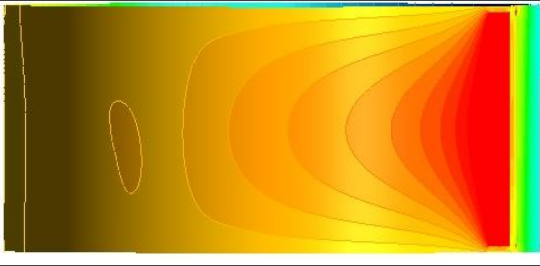
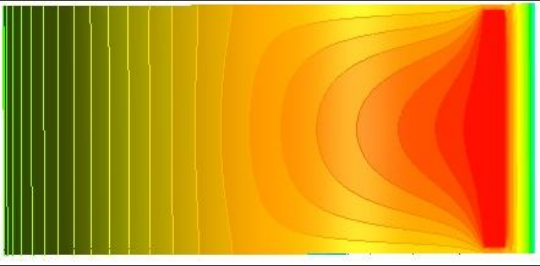
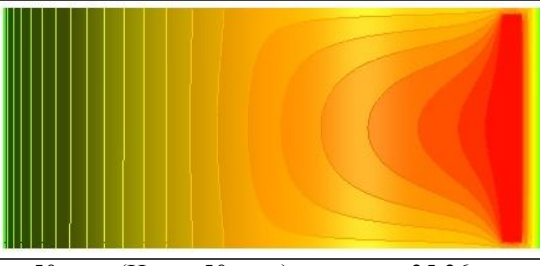
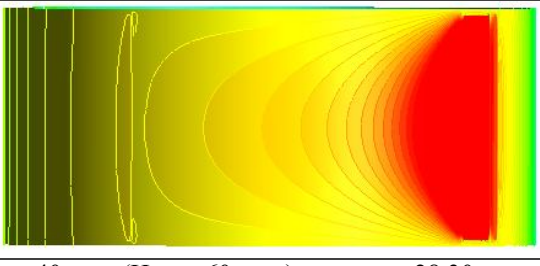
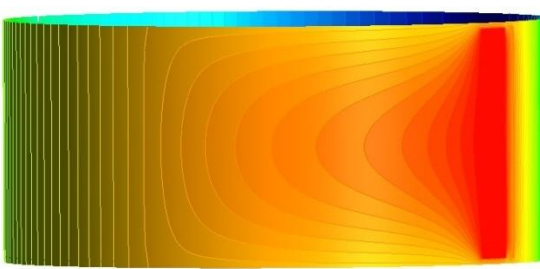
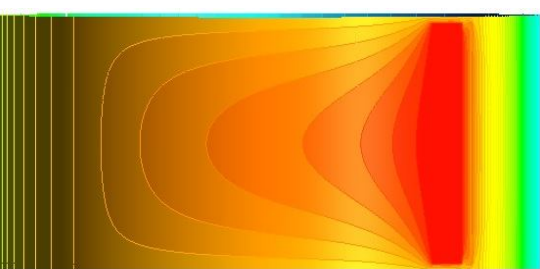
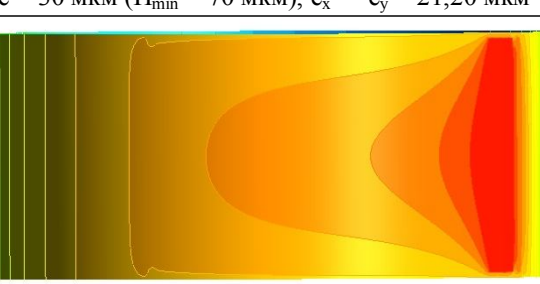
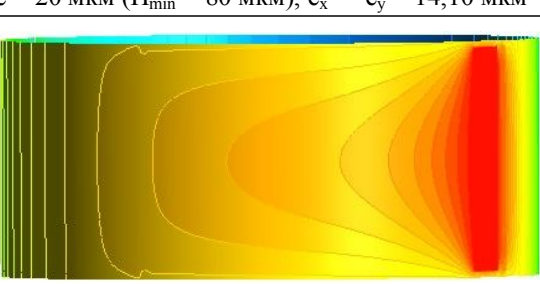
В данной задаче была выбрана модель турбулентности SST (ShearStressTransport - перенос сдвиговых напряжений), так как по результатам предварительных поисковых исследований она показала лучшую сходимость, а также модель переноса тепла TotalEnergy. Исходные данные расчетной модели подшипника в CFX-Pre (входные параметры) содержат характеристику массы и момента для входного домена Inlet (маслоподводящая канавка) - через массовый расход смазки, которая, в свою очередь, является двухфазной средой (турбинное масло + воздух). Заданное значение расхода смазки взято из расчетов, представленных [2]. Для удобства решения тепловой задачи температура вращающейся

стенки вала была выбрана статической, постоянной, ввиду такого весомого упрощения дальнейшие расчеты производились при более точном моделировании теплового переноса в рабочем зазоре подшипника и в системе "вал - вкладыш".

В результате выполнения серии расчетов были получены распределения давлений, оформленные в таблицу 1. Распределение давления по нагруженному вкладышу имеет "пиковый вид", как по ширине, так и по длине зазора. С увеличением значения эксцентриситета вала минимальная толщина зазора снижается, при этом вид эпюр давлений изменяется нелинейно, имея эпюру оптимального распределения.

Таблица 1

Картина распределения давлений по рабочему зазору при различных значениях эксцентриситета вала

1) $e = 90$ мкм ($H_{\min} = 10$ мкм), $e_x = -e_y = 63,60$ мкм	2) $e = 80$ мкм ($H_{\min} = 20$ мкм), $e_x = -e_y = 56,60$ мкм
	
3) $e = 70$ мкм ($H_{\min} = 30$ мкм), $e_x = -e_y = 49,50$ мкм	4) $e = 60$ мкм ($H_{\min} = 40$ мкм), $e_x = -e_y = 42,43$ мкм
	
5) $e = 50$ мкм ($H_{\min} = 50$ мкм), $e_x = -e_y = 35,36$ мкм	6) $e = 40$ мкм ($H_{\min} = 60$ мкм), $e_x = -e_y = 28,30$ мкм
	
7) $e = 30$ мкм ($H_{\min} = 70$ мкм), $e_x = -e_y = 21,20$ мкм	8) $e = 20$ мкм ($H_{\min} = 80$ мкм), $e_x = -e_y = 14,10$ мкм
	

На рис. 2 и 3 показаны 3D-модели рабочего зазора подшипника с визуализированными на их вращающейся стенке распределениями полного давления.

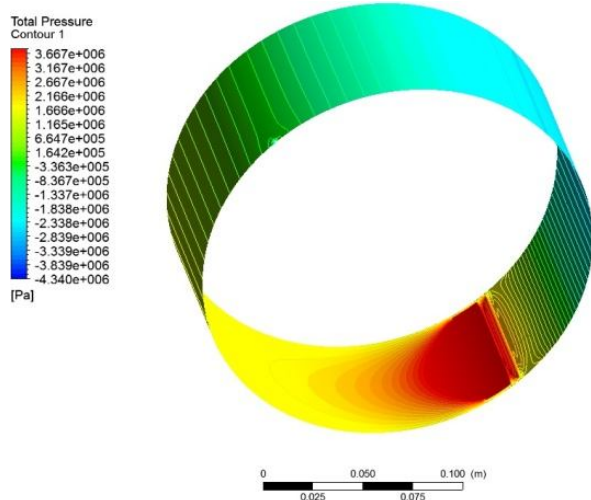


Рис. 2. Распределение давления по зазору подшипника для $e = 60$ мкм

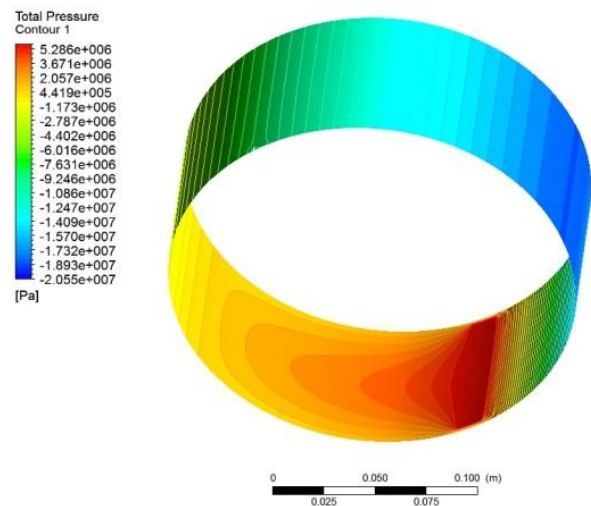


Рис. 3. Распределение давления по зазору подшипника для $e = 40$ мкм

В таблице 2 представлены результаты серии расчётов суммарной нагрузки на подшипник в зависимости от значения e . Значения интегральной нагрузки ведут себя аналогично значениям максимального полного давления в рабочем зазоре, из чего можно сделать вывод о том, что это пропорциональные друг другу величины.

На рис. 4 показаны эпюры распределения полного давления по длине рабочего зазора проектируемого подшипника. На рис. 4 ϕ - угловая координата точки на линии рабочего зазора (координата интегрирования), рад. Для каждого значения эксцентриситета вала с интервалом 10 мкм характер

распределения давлений по рабочему зазору нагруженного вкладыша совпадает с видом теоретической зависимости. В области подвода смазки явным образом выражен пологий участок равного давления. По результатам расчётов определено значение оптимального эксцентриситета вала для заданных начальных условий $e = 60$ мкм для нагрузки на подшипник $P = 16$ кН (минимальный рабочий зазор 40 мкм).

Таблица 2
Значения воспринимаемой нагрузки при различных значениях e

e , мкм	H_{min} , мкм	p^*_{max} , МПа	P , кН
40	60	5,42	5,52
50	50	11,96	12,13
60	40	16,12	16,77
70	30	13,51	13,48
80	20	7,36	6,96
90	10	3,93	2,23

Расчетная зависимость максимального значения давления в зазоре от величины e показана на рис. 5. Зависимость расчетной нагрузки от величины e показана на рис. 6.

Согласно виду полученных зависимостей можно сделать вывод о наличии оптимального значения эксцентриситета вала, который при не самом большом максимальном значении p^* , дает максимальное значение воспринимаемой подшипником нагрузки (несущей способности). В конкретном рассчитываемом случае оптимально значение e , к которому следует стремиться при проектировании подшипника – $e = 60$ мкм ($H_{min} = 40$ мкм, для масла).

ANSYS CFX имеет ряд недостатков в качестве среды для решения задач гидродинамики, одним из которых является способность придавать несжимаемой жидкости отрицательные значения давлений, что должно учитываться при задании условий расчёта. Также на модели решалась тепловая задача в постановке TotalEnergy.

Тепловые расчеты подшипника в ручных методиках подразумевают расчет теплового состояния подшипника, то есть определение степени подогрева смазки, тепловыделение и пр. На рис. 7 изображен график распределения полной температуры по длине рабочего зазора. Участок глобального минимума T^* геометрически соответствует положению маслоподводящей канавки, локальные минимумы - положению межколодочных зазоров.

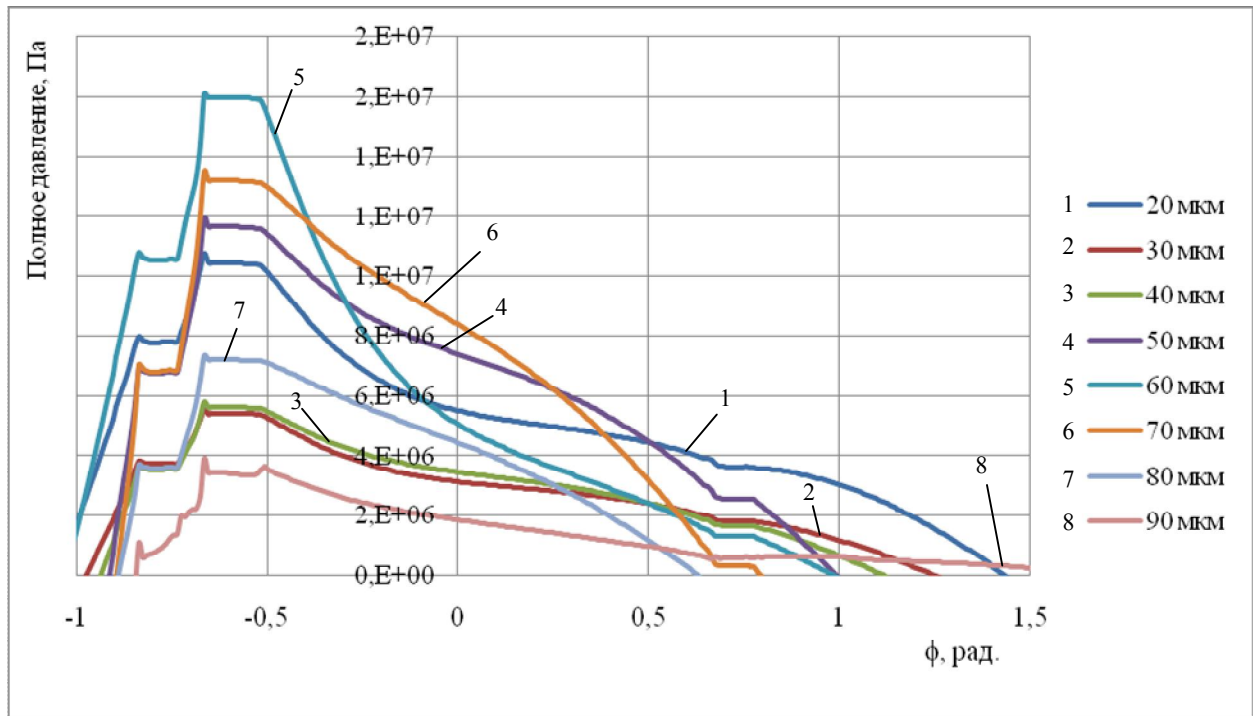


Рис. 4. Вид эпюр давления в зависимости от величины ϵ

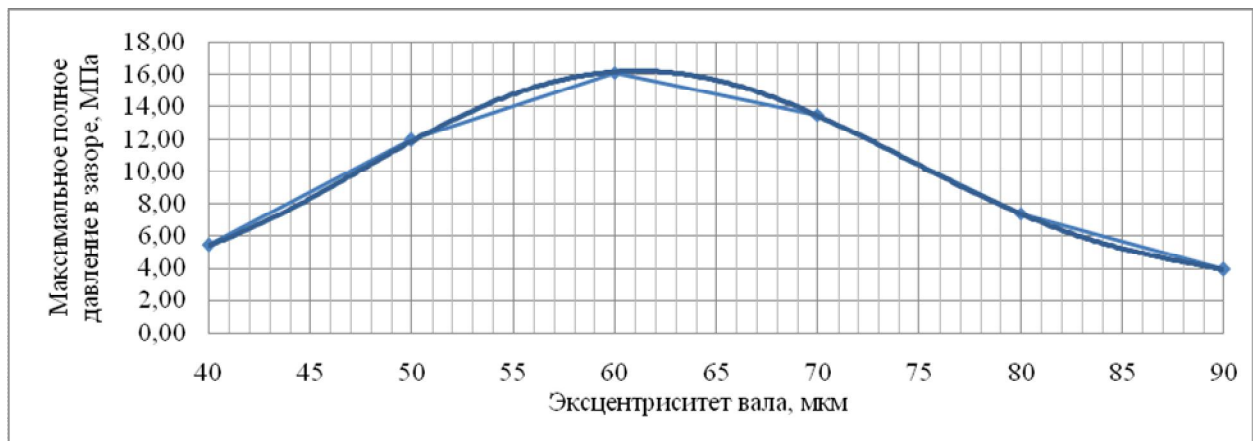


Рис. 5. Зависимость максимального значения p^* от величины ϵ

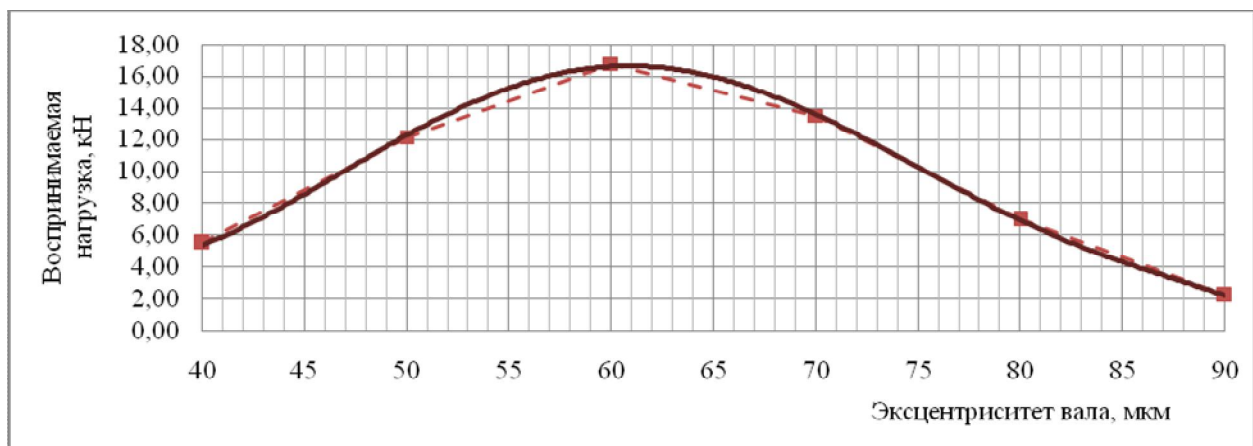


Рис. 6. Зависимость значения нагрузки на поверхность рабочего вкладыша от величины ϵ

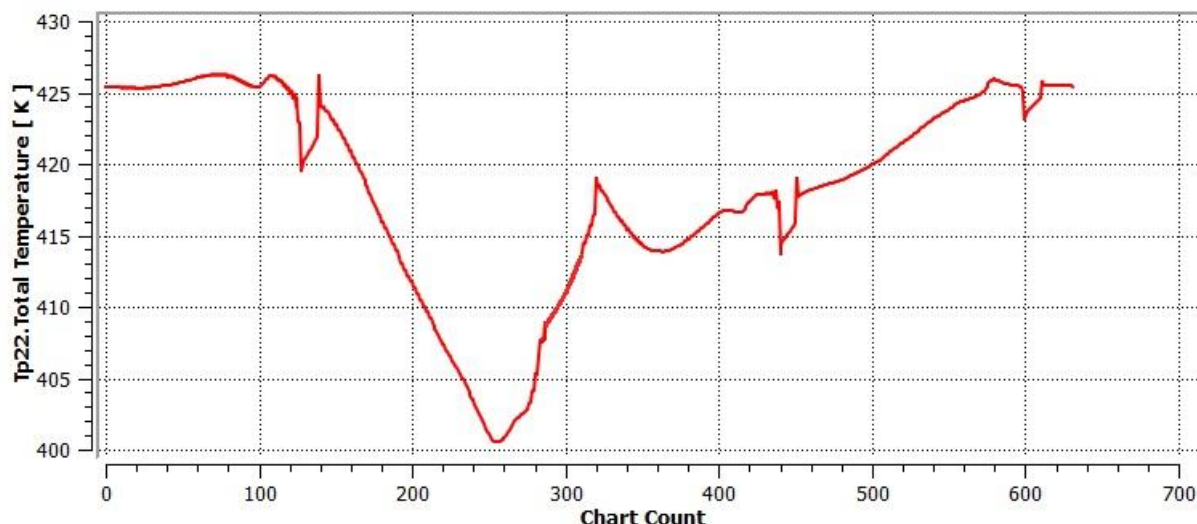


Рис. 7. Распределение полной температуры масляной фракции по длине рабочего зазора

На рис. 8 показано образование вихря характеристик течения смазки в области канавки подвода смазки (на примере изменения температуры воздушной фракции).

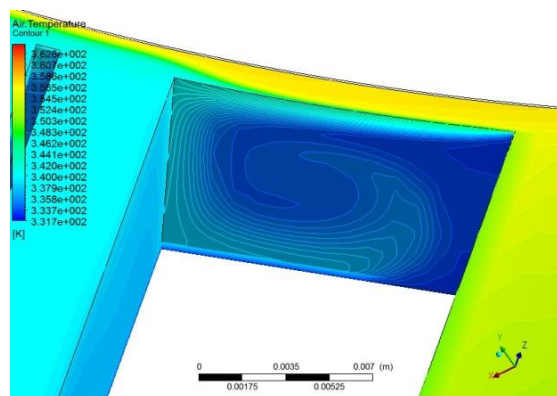


Рис. 8. Вихрь в области маслоподводящей канавки

Общий характер изменения температуры можно описать так: холодная смазка подводится через канавку, при следовании по зазору подшипника постепенно нагревается, местно смешиваясь с прохладной смазкой, находящейся в межколодочных зазорах, а затем, нагретая смазка вновь охлаждается, разбавляемая новой порцией из маслоподводящей канавки. Нагрев смазки за 1 оборот на установившемся режиме составляет 25°C. Теплоотвод в подшипнике осуществляется подводимой смазкой, поступающей в рабочий зазор за счёт разницы давлений по принципу действия гидродинамического подшипника.

В процессе исследований был определён оптимальный рабочий эксцентриситет вала, обеспечивающий восприятие требуемой нагрузки P , определён вид зависимостей давления, нагрузки от величины e . Полученные значения e_{opt} и соответствующего ему распределения давлений в дальнейшем будут использованы для определения требуемых характеристик материала упругого подвеса вкладышей по разработанной математической модели описания поведения системы "рабочий зазор - вкладыш - упругий подвес".

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Паровой, Е.Ф. Гидродинамический подшипник в составе свободной турбины ГТД наземного применения [Текст] / Е. Ф. Паровой // Вестник Рыбинского Государственного Авиационного Технического Университета имени П. А. Соловьёва. – 2013. – Вып. 2(25). – С. 88–93.
2. Проектирование сегментных гидродинамических подшипников скольжения - сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора [Текст]: техн. отчет НИР: исп. ОАО СКБМ [и др.]. – Самара : ОАО СКБМ, 2008. – 133 с.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. производства двигателей летательных аппаратов Н. Д. Проничев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия.

**ОПТИМІЗАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СЕГМЕНТНОГО ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА
ВІД ВЕЛИЧИНИ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТІВ ВАЛУ**

Є. Ф. Паровай, С. В. Фалалєєв

Проектування сегментних гідродинамічних підшипників нових конструкцій вимагає проведення розрахункових досліджень залежностей робочих характеристик підшипника від різних факторів за допомогою нових методик. Дослідження підшипників такого роду в даний час як ніколи актуальні, зважаючи на їх очевидні переваги. Завдання ускладнено відсутністю результатів схожих досліджень та експериментальних даних. У статті описано механізм і результати дослідження впливу ексцентриситету вала на параметри течії мастильної рідини і сприйняті підшипником навантаження. Отримані значення оптимального ексцентриситету вала надалі можуть бути використані для визначення необхідних характеристик матеріалу пружного підвісу.

Ключові слова: гідродинамічний підшипник, залежність, зазор, робочі характеристики, мастильна рідина, турбулентність, ексцентриситет.

**OPTIMIZATION RESEARCH OF SEGMENT HYDRODYNAMIC BEARING CHARACTERISTICS:
DEPENDENCY ON SHAFT ECCENTRICITY**

Ye. F. Parovay, S. V. Falaleev

Creation of new segment hydrodynamic bearing requires the computational research of bearing performance dependency on various factors using new techniques including CFD. Research of such bearings is currently as topical as ever due to their obvious advantages. The task is complicated by lack of results of similar investigations and experimental data. This paper describes the mechanism and investigation results of shaft eccentricity dependency on oil-flow parameters and perceived bearing load. Obtained optimum value of the eccentricity of the shaft can be further used to determine the required characteristics of the elastic suspension material.

Key words: hydrodynamic bearing, dependence, gap, performance, lubricant, turbulence, eccentricity.

Паровай Елена Фёдоровна – инженер ОНИЛ-1, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва, Россия, e-mail: selena_ra@mail.ru.

Фалалеев Сергей Викторович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва, Россия, e-mail: kipdla@ssau.ru.