

РАСЧЁТ ТЕЧЕНИЯ СМАЗКИ В ПОДШИПНИКЕ СКОЛЬЖЕНИЯ РЕДУКТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2019

М. В. Силуянова доктор технических наук, профессор кафедры «Технология производства и эксплуатации двигателей летательных аппаратов»; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет); dc2mati@yandex.ru

А. О. Фертиков аспирант кафедры «Технология производства и эксплуатации двигателей летательных аппаратов»; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет); alexfertikov@mail.com

Предложена методика расчёта распределения давлений в цилиндрическом подшипнике скольжения. В качестве объекта исследования выбран процесс проектирования тяжело нагруженного подшипника скольжения в составе редуктора двухконтурного турбореактивного двигателя, включающий в себя следующие этапы: определение алгоритма расчёта параметров течения смазки в подшипнике; уточнение расчётной схемы подшипника; расчёт распределения давлений в подшипнике скольжения при различных эксцентриситетах и углах поворота шейки вала; расчёт влияния прецессии шейки вала на распределение давлений; расчёт распределения давлений при учёте каналов подачи масла в подшипник. Приводятся результаты, полученные при выполнении экспериментальных работ. Проведённое исследование показывает, что данный расчёт помогает спрогнозировать положение и размер зон нагнетания и разряжения, расположить отверстия для подачи масла, что может существенно улучшить условия течения смазки в подшипнике.

Газотурбинный двигатель; вентилятор; редуктор; подшипник скольжения; гидродинамическая смазка; течение смазки; давление масляного слоя.

Цитирование: Силуянова М.В., Фертиков А.О. Расчёт течения смазки в подшипнике скольжения редуктора авиационного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 2. С. 75-88. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-75-88

Введение

В настоящее время для перспективного ближне- и среднемагистрального самолёта МС-21 разрабатываются различные версии двухконтурного турбореактивного двигателя (ТРДД) ПД-14, в том числе с редуктором типа «звезда» с прямозубыми или шевронными зубчатыми передачами. Они используются в качестве опор равнорасположенных по окружности промежуточных шестерён. Устойчивость и надёжность работы редуктора в составе двигателя наилучшим образом обеспечивается применением тяжело нагруженных гидродинамических подшипников скольжения [1; 2].

При проектировании таких подшипников необходимо сначала провести предварительный расчёт [3], в результате которого осуществляется расчёт зависимости толщины масляного слоя от радиальных и угловых перемещений шейки вала в подшипнике; расчёт скорости и напряжения в потоке смазки; расчёт равнодействующих гидравлических сил и моментов в подшипнике.

Результаты данных расчётов позволяют перейти к уточняющему расчёту течения смазки в гидродинамическом подшипнике, основной задачей которого является моделирование распределения давлений в масляном слое.

Методика расчёта

Алгоритм расчёта параметров течения смазки в подшипнике. В основу программы определения давлений в подшипнике положены уравнения метода конечных элементов (МКЭ) [4]. Вывод выражений для матрицы жёсткости элемента и вектора нагрузки приведён [3]. В расчёте использовались выражения для матрицы жёсткости и вектора правой части элемента в виде, представленном формулами [3]. Давление не изменяется по радиусу, следовательно, задача распределения давлений решается на плоской области, представляющей собой развёртку внутренней цилиндрической поверхности подшипника.

Основными входными данными для программы являются [5; 6]: параметры подшипника, то есть его радиус, диаметральный зазор шейки вала в подшипнике и длина подшипника; составляющие эксцентриситета шейки вала и её углы поворота в декартовой системе координат, связанной с центром подшипника; угловая скорость вращения вала и вязкость подаваемой смазки. Программа позволяет на основе распределения толщин масляного слоя, определяемого заданными проекциями эксцентриситета, рассчитывать в подшипнике конечной длины распределение давлений, составляющие скорости и напряжений, их интегральные характеристики – подъёмную силу и момент.

Уточнение расчётной схемы подшипника. Перед решением задачи распределения давлений для различных подшипников необходимо внести некоторые уточнения в расчётную схему, связанные с характером распределения давлений в подшипнике. Так как уравнение Рейнольдса рассматривает безотрывное течение несжимаемой жидкости, то если рассматривать полный подшипник скольжения (рис. 1), то в нём можно выделить две области, разделяемые линией, соединяющей центры вала и подшипника. Первая зона – зона нагнетания, куда при вращении вала подаётся масло; вторая – зона разрежения, из которой масло отсасывается. В зоне минимальной толщины масляного слоя давление резко убывает и осуществляется переход от одной зоны к другой.

Очевидно, что в зоне нагнетания давление будет положительно, а в зоне разрежения начинается подсос смазки с боков к среднему сечению, так как края подшипника свободны. На контуре накладывается условие на расход смазки, то есть интегральный расход смазки на контуре принимается равным нулю. Для безотрывного течения в такой постановке будет получено абсолютно кососимметричное распределение давлений, то есть равные, но противоположные по знаку давления в зонах нагнетания и разрежения. Пример такого распределения приведён на рис. 2. Однако совершенно очевидно, что отрицательные по абсолютному значению давления не имеют смысла. Все подшипники условно можно подразделить на два типа: применяемые на тихоходных валах и применяемые на высокоскоростных валах. В подшипниках для высокоскоростных валов давление подачи не способно исключить возникновение кавитации в зоне разрежения вследствие больших скоростей вращения. Вполне правомерно считать, что несущая способность зоны разрежения равна нулю, поэтому для исследования подшипников высокоскоростных роторов можно рассчитывать только зону нагнетания.

Для получения решения можно условно выделить только зону нагнетания (показана серым на рис. 1) и решать уравнение Рейнольдса только для половины подшипника, отсекаемой плоскостью эксцентриситета [7]. Значение давления на границе отсечения необходимо задать равным давлению на торцах. Модель для расчёта распределения давлений в подшипнике скольжения представлена на рис. 3.

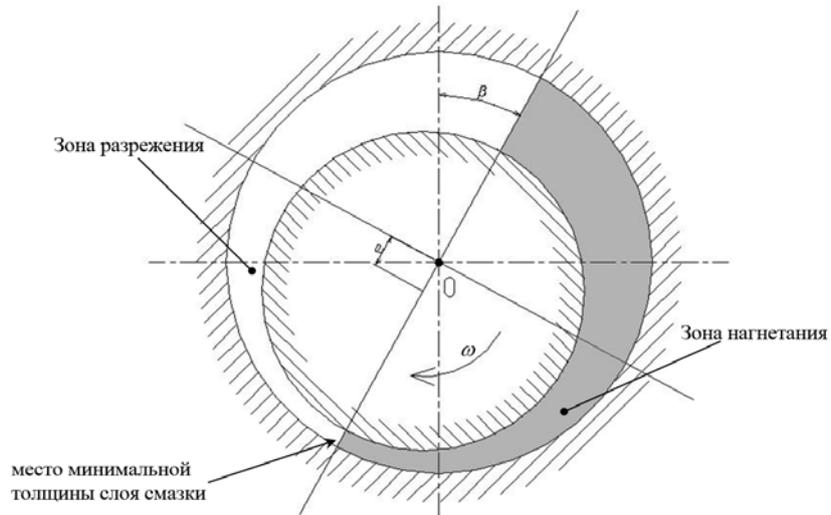


Рис. 1. Зоны распределения давления в подшипнике скольжения

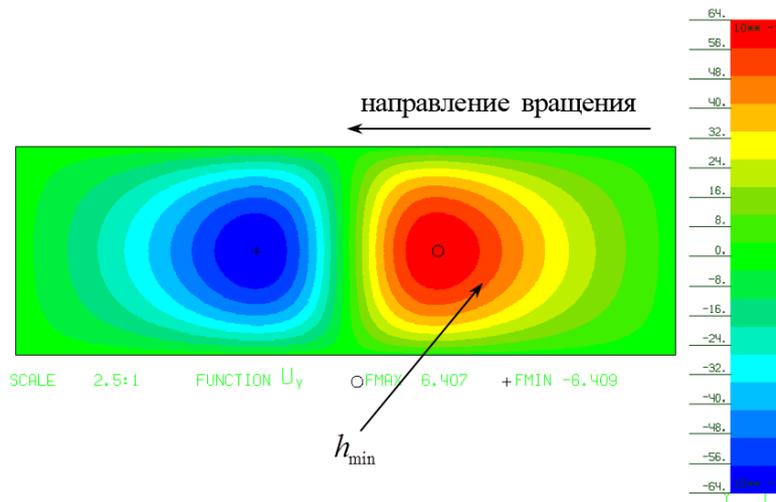


Рис. 2. Распределение давлений (в МПа) в полном подшипнике

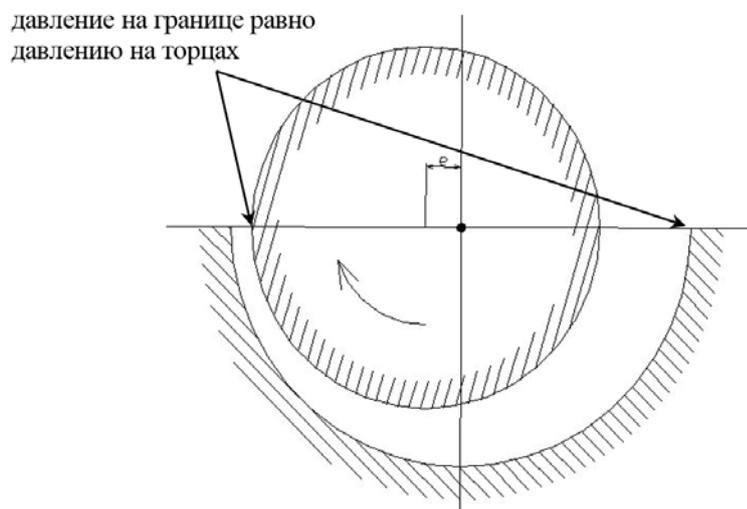


Рис. 3. Модель для расчёта давлений в подшипнике скольжения

Распределение давлений в подшипнике скольжения при различных эксцентриситетах и углах поворота шейки вала. Получение характеристики для подъёмной силы в подшипнике и представление о распределении давлений при перекосах вала представляет интерес для задач динамики вала на подшипниках скольжения [8; 9]. Поэтому целесообразно исследовать изменение поля давлений при различных параметрах смещения шейки вала. На рис. 4 представлены конечно-элементные модели полного и половинного подшипника.

Расчёты проводились для следующих параметров подшипника:

- длина: $l = 30 \text{ мм}$;
- диаметральный зазор: $\delta = 0,1 \text{ мм}$;
- отношение длины к диаметру: $l / d = 1$;
- вязкость: $\eta = 0,02 \cdot 10^{-6} \text{ МПа} \cdot \text{с}$;
- угловая скорость вращения вала: $\omega = 3000 \text{ с}^{-1}$.

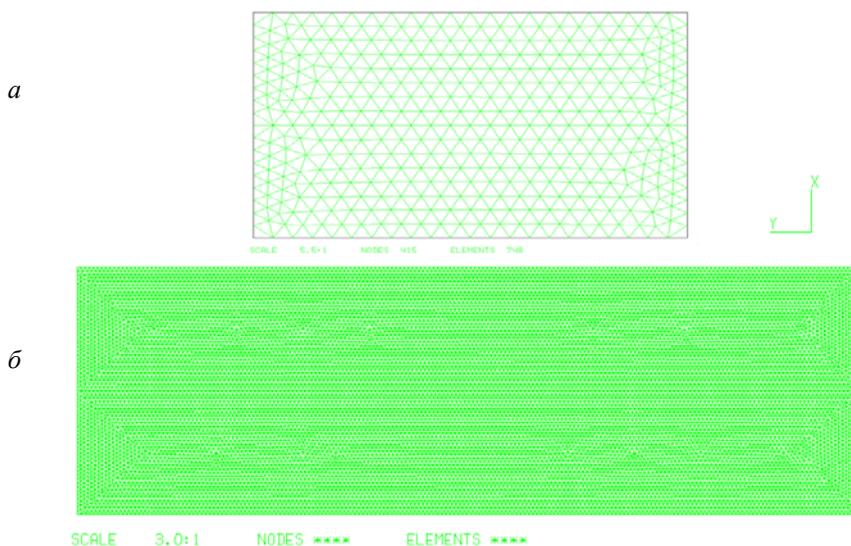


Рис. 4. Конечно-элементные сетки половинного (а) и полного (б) подшипников

На рис. 5, 6 представлены распределения давлений в половинном подшипнике при наличии только радиальных смещений шейки вала, соответственно для $\chi = 0,4$ и $\chi = 0,85$.

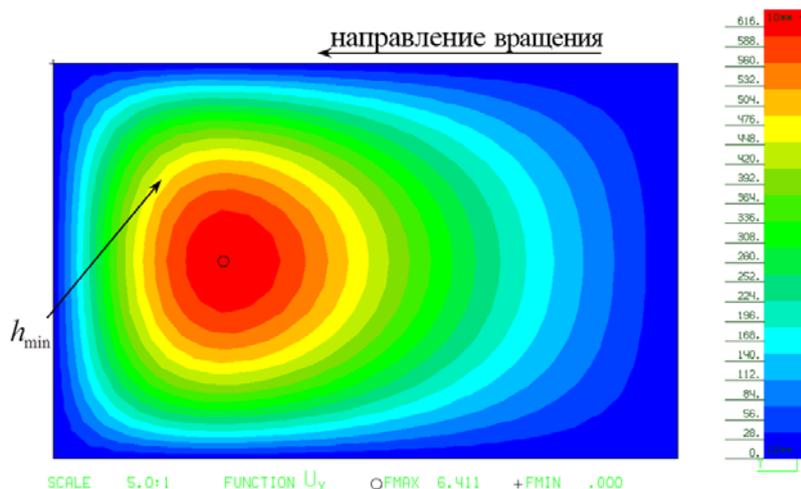


Рис. 5. Распределение давлений (в МПа) в половинном подшипнике при $\chi = 0,4$

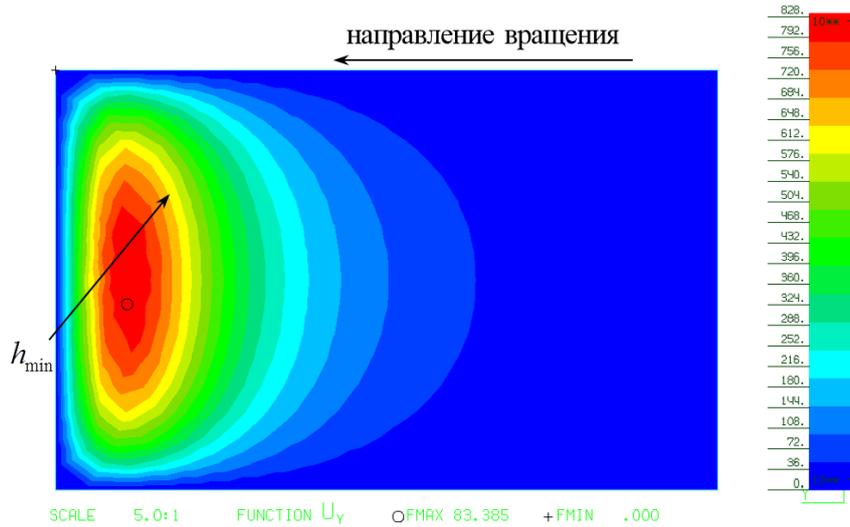


Рис. 6. Распределение давлений (в МПа) в половинном подшипнике при $\chi = 0,85$

Как следует из этих рисунков, при увеличении эксцентриситета пик давления приближается к линии минимальной толщины слоя смазки. Эпюра давлений для меньших эксцентриситетов более размытая. Можно отметить, что при больших эксцентриситетах эпюра давления вдоль оси подшипника приближается к соответствующей эпюре для модели бесконечного подшипника, то есть давление практически по всей длине подшипника постоянно и только у краёв резко уменьшается до давления, заданного в граничных условиях.

Однако во время реальной работы подшипник воспринимает не только радиальные силы, но и моменты, поворачивающие шейку вала. Следовательно, необходимо получить картину распределения давлений при наличии как линейных, так и угловых перемещений вала. Такое распределение представлено на рис. 7. Расчёт проведён для $\chi = 0,4$ и $\alpha = 0,001$ рад. Угол задавался в плоскости эксцентриситета. Очевидно, что пик давления смещается в сторону от центра подшипника и равнодействующая подъёмная сила создаёт момент, необходимый для уравнивания момента, приходящегося на опору.

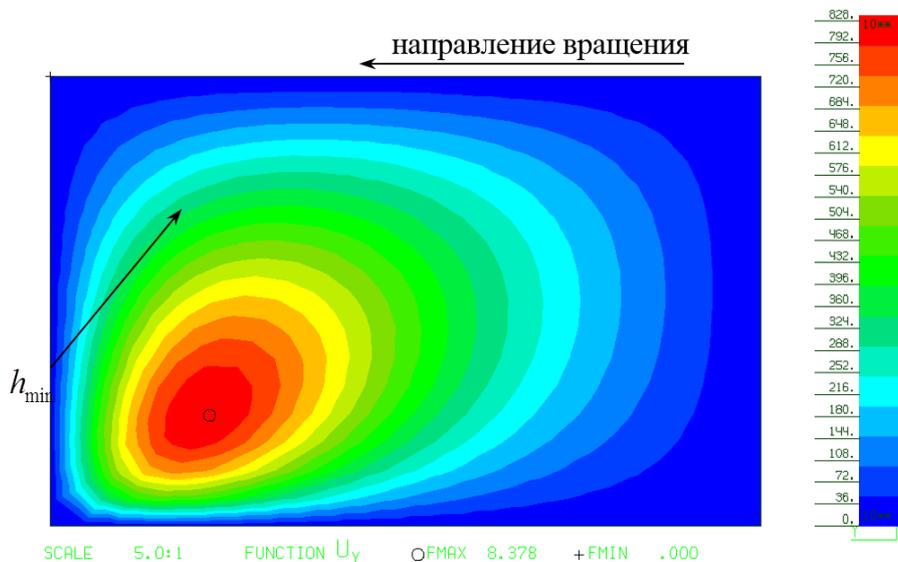


Рис. 7. Распределение давлений (в МПа) в половинном подшипнике при $\chi = 0,4$ и $\alpha = 0,001$

Выше был рассмотрен случай, когда угол поворота шейки вала лежит в одной плоскости с эксцентриситетом. Интересно решение общего случая, когда плоскости эксцентриситета и угла поворота не совпадают. Такая задача была решена при следующих параметрах: $e_y = 0,01$ мм и $\alpha_{xz} = 0,001$. Распределение толщин и итоговых давлений в слое смазки приведены на рис. 8.

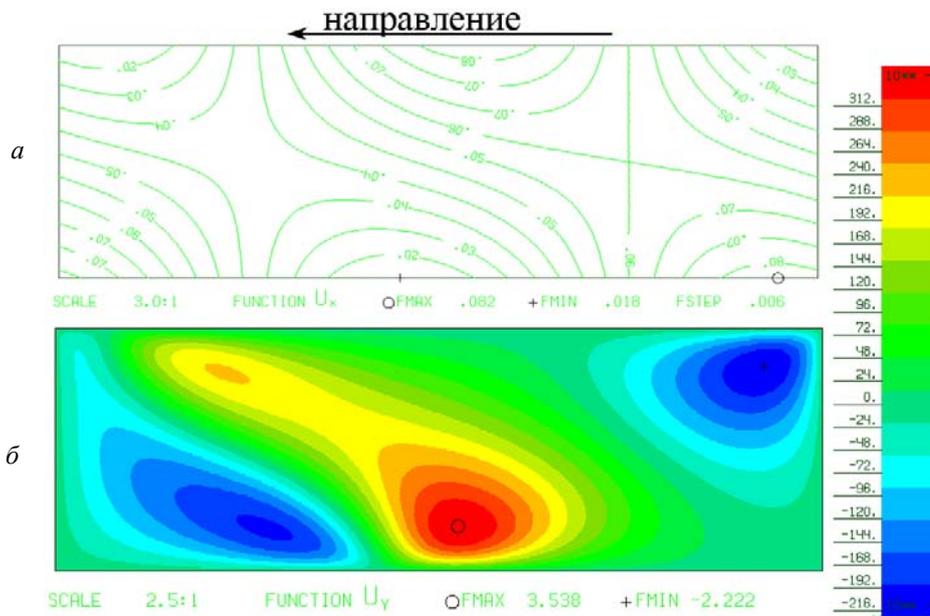


Рис. 8. Распределение в полном подшипнике при $e_y = 0,01$ мм и $\alpha_{xz} = 0,001$:
 а – толщины (в мм); б – давления (в МПа)

По определённом полю давлений можно рассчитать компоненты скоростей и напряжений потока смазки. Для получения подъёмной силы представляют интерес напряжения на поверхности шейки вала. Функции p_{rs} и p_{rz} приведены на рис. 9 для полного подшипника с $\chi = 0,4$.

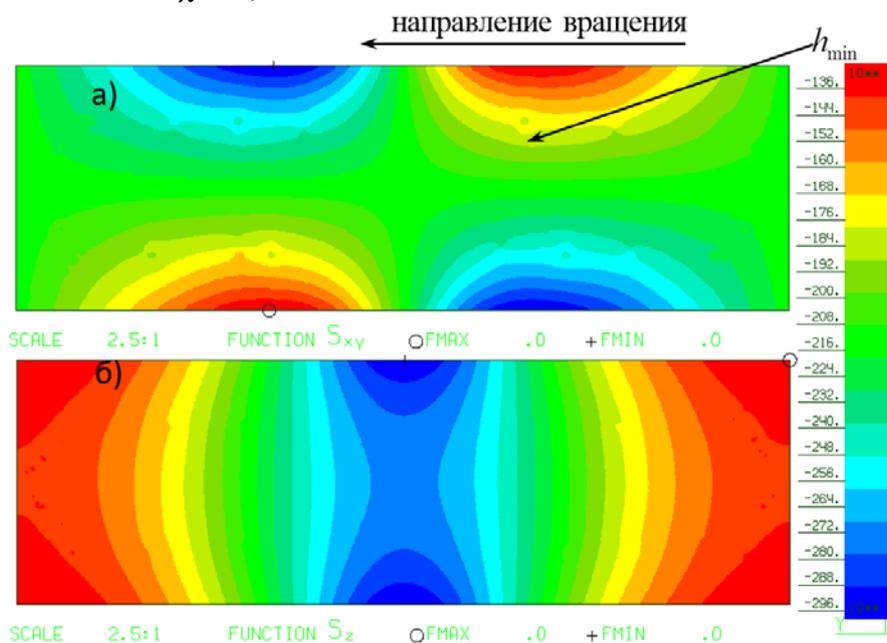


Рис. 9. Функции p_{rs} (а) и p_{rz} (б) (в МПа) в полном подшипнике при $\alpha_{xz} = 0,001$

Как уже упоминалось, наиболее интересной для решения задач динамики валопроводов является зависимость подъёмной силы в подшипнике от относительного эксцентриситета. Представляют интерес зависимости максимального давления в слое смазки от эксцентриситета и угла между направлением подъёмной силы и направлением эксцентриситета шейки вала в подшипнике от его значения [10 – 12]. Максимальное давление на рабочих режимах обуславливает наличие или отсутствие пластических деформаций баббитового слоя подшипника.

Зависимости для максимального давления, подъёмной силы и угла между подъёмной силой и эксцентриситетом приведены на рис. 10, 11, 12 соответственно. При приближении относительного эксцентриситета к единице сила и давление стремятся к бесконечности. Следовательно, жёсткость масляного слоя тоже стремится к бесконечности и в пределе жёсткость опоры становится равной жёсткости только корпуса подшипника [13 – 15]. При нулевом относительном эксцентриситете угол между подъёмной силой и эксцентриситетом равен 90° , а при $\chi = 1$ равен нулю.

Числовые значения нормированного максимального давления в подшипнике, рассчитанные по формуле:

$$[P_{\max}] = P_{\max} / \frac{\eta \omega R^2}{\delta^2}$$

приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения нормированного максимального давления в подшипнике

χ	$l/d = 1$		
0,4	1,25	1,187 (658 элементов)	1,19 (13306 элементов)
0,8	10	9,731 (658 элементов)	9,83 (13306 элементов)

В табл. 2 представлены числовые значения подъёмной силы и угла между подъёмной силой и эксцентриситетом шейки вала в подшипнике для нескольких значений l/d . Можно заметить (табл. 1), что для значения максимального давления результаты на мелкой и крупной сетках не имеют существенного различия.

Таблица 2. Значения подъёмной силы и угла между подъёмной силой и эксцентриситетом шейки вала в подшипнике

χ	l/d							
	1/3		1/2		1		3/2	
	φ , град.	$[P_{\max}]$						
0,2	76,64	0,0724	77,571	0,153	79,844	0,472	80,993	0,774
0,4	63,164	0,189	64,902	0,389	69,118	1,111	71,294	1,746
0,6	49,441	0,478	51,713	0,927	57,107	2,309	59,974	3,364
0,7	42,227	0,846	44,612	1,566	50,135	3,523	53,11	4,868
0,8	34,389	1,78	36,727	3,073	41,897	6,041	44,7	7,809
0,85	29,999	2,926	32,218	4,803	36,942	8,652	39,497	10,748
0,9	24,976	5,686	26,962	8,705	30,96	14,067	33,098	16,683
0,92	22,659	8,063	24,499	11,897	28,091	18,243	29,995	21,187
0,94	20,038	12,451	21,685	17,559	24,775	25,356	26,391	28,773
0,95	18,558	16,255	20,082	22,314	22,874	31,148	24,32	34,901
0,97	15,016	33,191	16,211	42,577	18,267	54,887	19,304	59,764
0,99	9,577	134,25	10,215	155,05	11,199	178,82	11,67	187,44
0,995	7,212	300,92	7,618	333,29	8,214	368,66	8,491	381,09

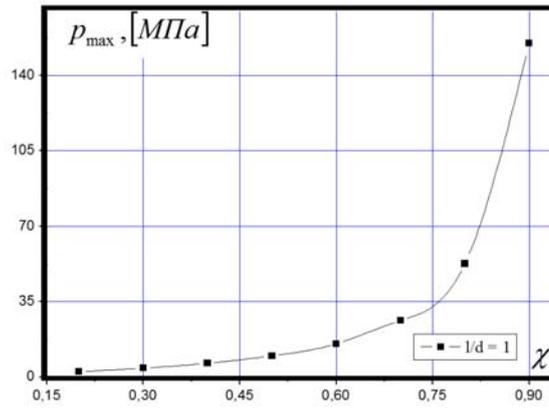


Рис. 10. Зависимость максимального давления в подшипнике от χ

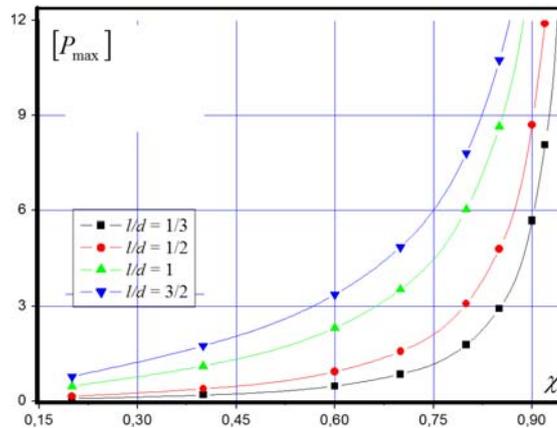


Рис. 11. Зависимость подъёмной силы от χ

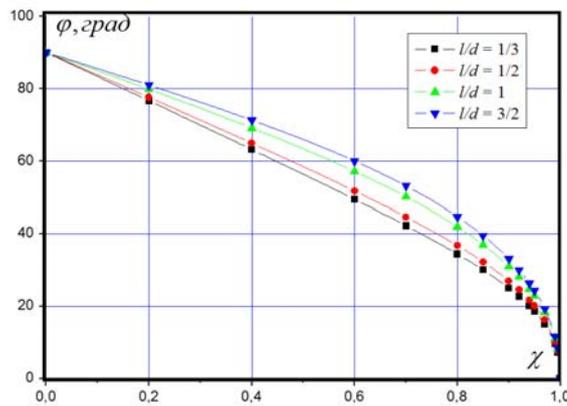


Рис. 12. Зависимость угла между подъёмной силой и эксцентриситетом от χ

Влияние прецессии шейки вала на распределение давлений. Если подшипник нагружен центробежной силой, то вал и вектор нагрузки вращаются в одном и том же направлении с угловой скоростью ω . При этом центр вала будет двигаться относительно центра подшипника с угловой скоростью ω . Если приложить к системе вал/подшипник вращение со скоростью $-\omega$, то вал и вектор нагрузки станут неподвижными, а подшипник начнёт вращаться с начальной угловой скоростью в обратном направлении [16 – 18]. Отсюда следует, что зона нагнетания при вале, вращающемся вокруг центра подшипника, оказывается впереди линии минимальной толщины слоя

смазки. Эта задача эквивалентна вращению вала в обратном направлении. Все вышесказанное подтверждается решением уравнения (18) [3], представленным на рис. 13.

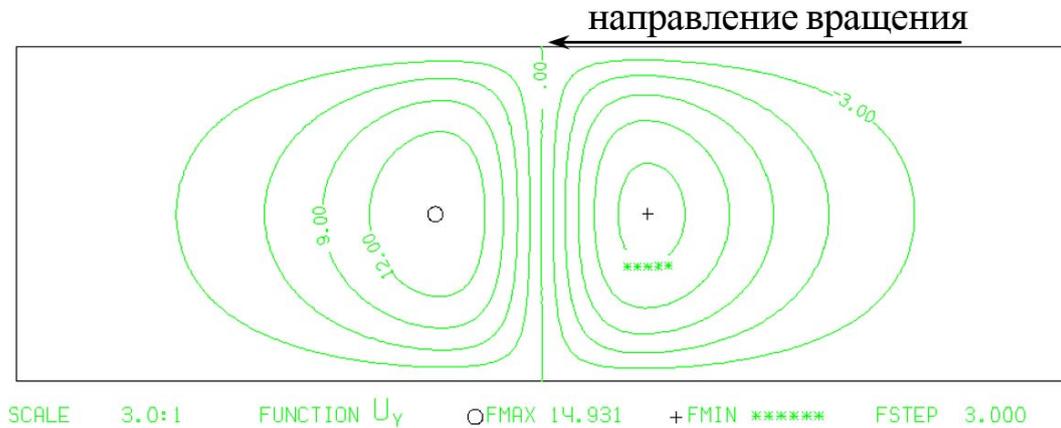


Рис. 13. Поле давлений в полном подшипнике с учётом центробежной силы $\chi = 0.4$

Очевидно, что в общем случае, когда скорость прецессии отлична от скорости вращения вала и когда подшипник имеет свою собственную скорость вращения, картина будет иной. Однако уравнение конечных элементов (18) [3] легко может быть преобразовано для общего случая. Необходимо только изменить для заданных скоростей вращения и прецессии граничные условия (5) [3].

Распределение давлений при учете каналов подачи масла в подшипник. Одним из конструктивных элементов в подшипнике скольжения являются отверстия для подачи смазки. Регулированием величины давления подачи можно делать движение вала в подшипнике более устойчивым. При больших давлениях подачи возможно полное исчезновение зоны разрежения, то есть во всём объёме подшипника существует безотрывное течение. Это особенно характерно для тихоходных валов. Количество отверстий и их расположение различно для большинства конструкций. Также возможно существование как осевых, так и окружных проточек в подшипнике. Для моделирования было взято три отверстия, равномерно расположенные по окружности. Конечно-элементная сетка представлена на рис. 14. Результаты приводятся для полного подшипника для двух давлений подачи: 6 и 16 атмосфер (рис. 15, 16).

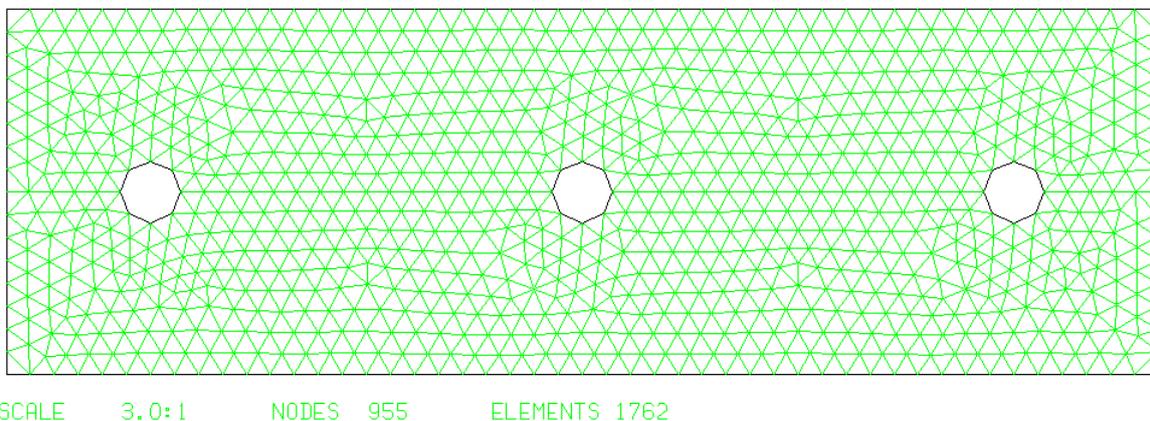


Рис. 14. Конечно-элементная сетка подшипника с отверстиями раздачи

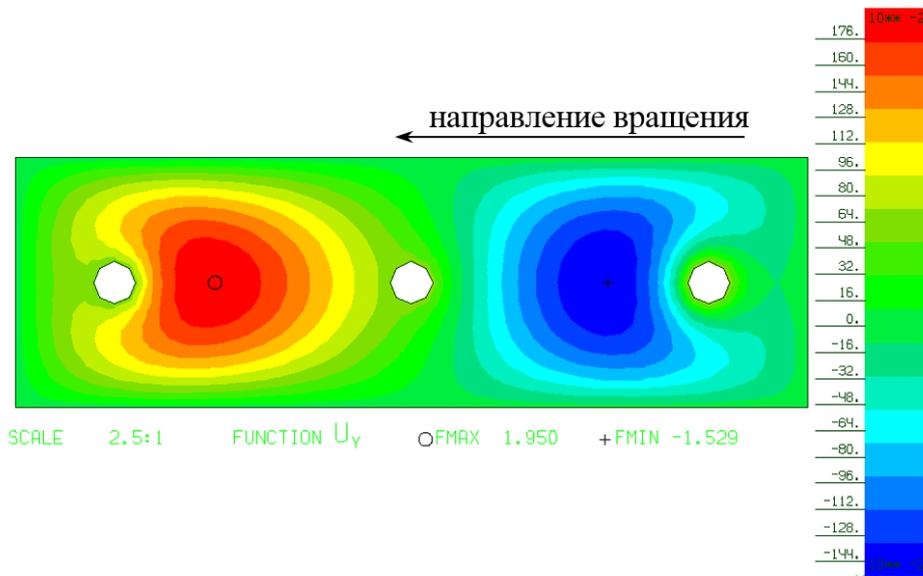


Рис. 15. Поле давлений в полном подшипнике при $\chi = 0.2$ и давлении подачи 6 атм

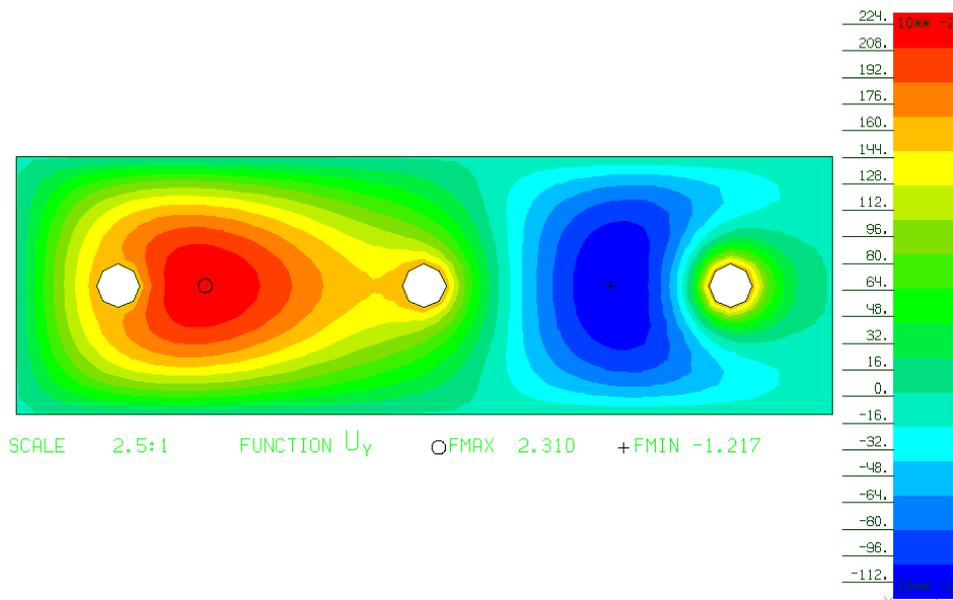


Рис. 16. Поле давлений в полном подшипнике при $\chi = 0.2$ и давлении подачи 16 атм

Заключение

Разработанная методика уточняющего расчёта течения смазки, основанная на предварительном расчёте, позволяет при проектировании подшипников с высокой степенью точности определять распределение давлений в подшипнике скольжения при различных эксцентриситетах и углах поворота шейки вала (учитываются нюансы конструкции подшипника); влияние прецессии шейки вала на распределение давлений; распределение давлений при учёте каналов подачи масла.

Уточняющий расчёт позволяет спрогнозировать положение и размер зон нагнетания и разрежения, расположить отверстия для подачи масла, что может существенно улучшить условия течения смазки в подшипнике.

Расчёт показал, что при большем давлении подачи область разрежения существенно сужается, но даже при больших давлениях подачи (16 атмосфер) зона разрежения всё ещё имеет существенный размер.

Библиографический список

1. Силуянова М.В., Фертиков А.О. Усовершенствование узлов трения силовых установок путём нанесения напыляемых покрытий из керамических композитов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 122-131. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-122-131
2. Пискарев А.С., Сильченко О.Б., Силуянова М.В., Низовцев В.Е., Курицына В.В. Исследование тяжело нагруженного гидродинамического подшипника скольжения редуктора ТРДД нового поколения для БСМС гражданской авиации // Вестник Брянского государственного технического университета. 2018. № 5 (66). С. 14-23. DOI: 10.30987/article_5b5063db716cb0.96082942
3. Силуянова М.В., Фертиков А.О. Предварительный расчёт течения смазки в подшипнике скольжения редуктора авиадвигателя // Авиационная промышленность. 2019. № 1. С. 18-24.
4. Матушкин А.А., Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Пугачёв А.О. Расчёт подшипников скольжения с использованием вычислительной газовой динамики и метода конечных элементов // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьёва. 2014. № 2 (29). С. 12-18.
5. Рождественский Ю.В., Хозенюк Н.А., Мыльников А.А. Методика решения связанной задачи гидродинамической теории смазки и нелинейной динамики для механической системы «Коленчатый вал на подшипниках скольжения» // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2015. Т. 15, № 4. С. 41-52. DOI: 10.14529/engin150405
6. Леванов И.Г. Методика расчёта гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2011. № 31 (258). С. 34-43.
7. Пугачёв А.О., Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Матушкин А.А. Моделирование характеристик масляных и газовых подшипников скольжения методами вычислительной газовой динамики // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3 (41), ч. 1. С. 211-221. DOI: 10.18287/1998-6629-2013-0-3-1(41)-211-221
8. Boitsov A.G., Kuritsyn D.N., Siluyanov M.V., Kuritsyna V.V. Friction stir welding in the aerospace Industry // Russian Engineering Research. 2018. V. 38, Iss. 12. P. 1029-1033. DOI: 10.3103/S1068798X18120043
9. Boitsov A.G., Siluyanov M.V., Kuritsyna V.V. Electric-discharge milling of small airplane-engine components // Russian Engineering Research. 2018. V. 38, Iss. 7. P. 552-556. DOI: 10.3103/S1068798X18070031
10. Силуянова М.В., Курицына В.В., Иосифов П.А. Стратегии, методы и модели управления технологическим развитием производств авиационно-космического машиностроения. М.: Изд-во МАИ, 2016. 158 с.
11. Силуянова М.В., Курицына В.В., Бойцов А.Г. Модели и методы технологического аудита наукоёмких производств. М.: Изд-во МАИ, 2017. 160 с.
12. Kuritsyna V.V., Siluyanov M.V. Automated management in aerospace production // Russian Engineering Research. 2018. V. 38, Iss. 3. P. 201-207. DOI: 10.3103/S1068798X18030085

13. Сорокин Ф.Д., Чжан Х., Попов В.В., Иванников В.В. Экспериментальная верификация энергетической модели роликового подшипника для моделирования опорных узлов авиационных двигателей. Часть 1. Нагружение подшипника радиальной силой и поперечным моментом на специальном стенде, предотвращающем изгиб колец // Труды МАИ. 2018. № 103.

http://mai.ru/upload/iblock/804/Sorokin_CHzhan_Popov_Ivannikov_rus.pdf

14. Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Лебедев М.В., Буров М.Н. Метод расчёта тепловыделения гибридных подшипников с консистентной смазкой // Труды МАИ. 2018. № 102. http://mai.ru/upload/iblock/ecc/KNhramin_Kikot_Lebedev_Burov_rus.pdf

15. Дегтярёв С.А., Кутаков М.Н., Леонтьев М.К., Попов В.В., Ромашин Ю.С. Учёт контактных взаимодействий при моделировании жесткостных свойств роликовых подшипников // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22, № 2. С. 137-141.

16. Леонтьев М.К., Снеткова Е.И. Нелинейные модели подшипников качения в роторной динамике // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19, № 2. С. 134-145.

17. Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А. Газовый подшипник тяжёлого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17, № 3. С. 91-98.

18. Равикович Ю.А., Киянский Т.Н., Амелькин А.С., Кабанов Н.А. Силовые деформации корпуса подшипника при нестационарных тепловых потоках // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16, № 3. С. 65-68.

CALCULATION OF LUBRICANT FLOW IN THE SLIDE BEARING OF THE AVIATION ENGINE REDUCER

© 2019

M. V. Siluyanova Doctor of Science (Engineering), Professor;
Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow,
Russian Federation;
dc2mati@yandex.ru

A. O. Fertikov Postgraduate Student;
Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow,
Russian Federation;
alexfertikov@mail.com

A method has been developed for calculating the pressure distribution in a cylindrical slide bearing. We present the process of designing a heavy-duty slide bearing as a component of the reduction gearbox of a bypass turbojet engine as the object of our investigation. The process comprises the following stages: specification of the supporting structure; calculation of pressure distribution in the slide bearing for different eccentricities and angles of rotation of the shaft journal; calculation of the effect of shaft journal precession on pressure distribution; calculation of pressure distribution taking into account the channels of oil supply to the bearing. The results obtained in the experimental activities are given. The analysis carried out shows that the calculation helps to predict the location and size of pressure and rarefaction areas, to position the holes for oil supply, which will significantly improve the conditions of lubricant flow in the bearing.

Gas turbine engine; fan; reduction gearbox; slide bearing; hydrodynamic lubrication; lubricant flow; oil layer pressure.

Citation: Siluyanova M.V., Fertikov A.O. Calculation of lubricant flow in the slide bearing of the aviation engine reducer. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. V. 18, no. 2. P. 75-88.
DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-75-88

References

1. Siluyanova M.V., Fertikov A.O. Improvement of friction units of power plants by applying ceramic composite spray coatings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 2. P. 122-131. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-122-131. (In Russ.)
2. Piskaryov A.S., Silchenko O.B., Siluyanova M.V., Nizovtsev V.E., Kuritsyna V.V. Investigation of heavy duty self-acting fluid film bearing of reducer of turbo-jet bypass engine of new generation for short-and mean haul civil aviation. *Vestnik of Bryansk State Technical University*. 2018. No. 5 (66). P. 14-23. DOI: 10.30987/article_5b5063db716cb0.96082942. (In Russ.)
3. Siluyanova M.V., Fertikov A.O. Preliminary calculation of the lubrication flow in the slide bearing of the aviation engine reducer. *Aircraft and Engine Building*. 2019. No. 1. P. 18-24. (In Russ.)
4. Matushkin A.A., Ravikovich Y.A., Yermilov Y.I., Kholobtsev D.P., Pugachyov A.O. Friction type bearings design through computational fluid dynamics by finite element method. *Vestnik Rybinskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta imeni P.A. Solov'eva*. 2014. No. 2 (29). P. 12-18. (In Russ.)
5. Rozhdestvenskii Yu.V., Khozeniuk N.A., Mylnikov A.A. The technique of an interconnection problem of the hydrodynamic lubrication theory and the nonlinear dynamics for mechanical systems «An elastic crankshaft on film lubrication bearings». *Bulletin of the South Ural State University. Series «Mechanical Engineering Industry»*. 2015. V. 15, no. 4. P. 41-52. DOI: 10.14529/engin150405. (In Russ.)
6. Levanov I.G. The design procedure of characteristic hydromechanical of complex-loaded journal bearings of reciprocator and rotor-type machines lubricated by non-newtonian oils. *Bulletin of the South Ural State University. Series «Mechanical Engineering Industry»*. 2011. No. 31 (258). P. 34-43. (In Russ.)
7. Pugachev A.O., Ravikovich Y.A., Ermilov Y.I., Kholobtsev D.P., Matushkin A.A. CFD-based modeling of oil and gas journal bearings using commercial software packages. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3 (41), part 1. P. 211-221. DOI: 10.18287/1998-6629-2013-0-3-1(41)-211-221. (In Russ.)
8. Boitsov A.G., Kuritsyn D.N., Siluyanova M.V., Kuritsyna V.V. Friction stir welding in the aerospace Industry. *Russian Engineering Research*. 2018. V. 38, Iss. 12. P. 1029-1033. DOI: 10.3103/S1068798X18120043
9. Boitsov A.G., Siluyanova M.V., Kuritsyna V.V. Electric-discharge milling of small airplane-engine components. *Russian Engineering Research*. 2018. V. 38, Iss. 7. P. 552-556. DOI: 10.3103/S1068798X18070031
10. Siluyanova M.V., Kuritsyna V.V., Iosifov P.A. *Strategii, metody i modeli upravleniya tekhnologicheskim razvitiem proizvodstv aviatsionno-kosmicheskogo mashinostroeniya* [Strategies, methods and models of managing technological development of aerospace engineering facilities]. Moscow: MAI Publ., 2016. 158 p.
11. Siluyanova M.V., Kuritsyna V.V., Boytsov A.G. *Modeli i metody tekhnologicheskogo audita naukoymkikh proizvodstv* [Models and methods of process audit in hightech industries]. Moscow: MAI Publ., 2017. 160 p.
12. Kuritsyna V.V., Siluyanova M.V. Automated management in aerospace production. *Russian Engineering Research*. 2018. V. 38, Iss. 3. P. 201-207. DOI: 10.3103/S1068798X18030085
13. Sorokin F.D., Zhang H., Popov V.V., Ivannikov V.V. Roller-bearing energy model experimental verification for aircraft engines supporting nodes modeling. Part 1. Roller-bearing loading by radial force and lateral moment on the special test bench, preventing the

rings bending. *Trudy MAI*. 2018. No. 103. Available at: http://mai.ru/upload/iblock/804/Sorokin_CHzhan_Popov_Ivannikov_rus.pdf. (In Russ.)

14. Khramin R.V., Kikot' N.V., Lebedev M.V., Burov M.N. Design procedure for heat dissipation of hybrid bearings with grease lubricant. *Trudy MAI*. 2018. No. 102. Available at: http://mai.ru/upload/iblock/ecc/KHramin_Kikot_Lebedev_Burov_rus.pdf. (In Russ.)

15. Degtiarev S.A., Kutakov M.N., Leontiev M.K., Popov V.V., Romashin Y.S. Consideration of contact interactions when modelling stiffness characteristics of roll bearings. *Aerospace MAI Journal*. 2015. V. 22, no 2. P. 137-141. (In Russ.)

16. Leontiev M.K., Snetkova E.I. Nonlinear models of rolling bearings in rotordynamics. *Aerospace MAI Journal*. 2012. V. 19, no 2. P. 134-145. (In Russ.)

17. Beschastnykh V.N., Ravikovich Y.A. Gas bearing for heavy gas turbine rotor. Experience in the design and implementation. *Aerospace MAI Journal*. 2010. V. 17, no 3. P. 91-98. (In Russ.)

18. Ravikovich Y.A., Kiansky T.N., Amelkin A.S., Kabanov N.A. Power deformations of a bearing housing at non-stationary thermal flows. *Aerospace MAI Journal*. 2009. V. 16, no 3. P. 65-68. (In Russ.)