

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА РОТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГЕОМЕТРИИ ВКЛАДЫШЕЙ И СПОСОБА ПОДАЧИ МАСЛА

© 2022

Е. Ф. Паровай старший преподаватель кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, младший научный сотрудник конструкторского бюро двигателестроения;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
selena_pa@mail.ru

Высокое тепловыделение в масляном клине является одним из главных факторов, ограничивающих применение сегментных подшипников скольжения в качестве опор роторов авиационных газотурбинных двигателей. Целью исследования является изучение влияния способа подвода масла в сегментный подшипник скольжения на его тепловое состояние и определение конструктивных факторов, снижающих температуру в рабочем клине. Исследование проводилось на подшипниках диаметрами 100...320 мм с различной организацией подвода масла: через маслораздаточные канавки во вкладышах, через форсунки в межвкладышное пространство, с применением заходных фасок, с перепуском масла в торцы подшипника. Решение поставленных задач осуществлялось на объёмных геометрических моделях методами вычислительной гидродинамики в пакете ANSYS CFX. Получены картины распределения температур и давлений по поверхности нижнего, наиболее нагруженного вкладыша подшипника, для различных вариантов подвода масла и различной геометрии вкладышей подшипника; значения подъёмной силы подшипника, максимального давления в рабочем зазоре, массового расхода масла через элементы маслоподвода и слива; зависимости статических характеристик подшипника от расстояния между валом и форсунками. Подвод масла через маслораздаточные канавки, выполненные во вкладышах, является фактором, негативно влияющим на тепловое состояние подшипника, что связано с так называемым «запиранием» рабочего зазора. Показано, что организация маслоподвода через пространство между вкладышами более эффективна. Выполнение заходной фаски на гладких вкладышах позволяет упростить поступление масла в рабочий зазор. Рассмотренные конструктивные решения обеспечивают снижение максимальной температуры масла в подшипнике на 3...6 °С.

CFD-методы; вкладыши подшипника; газотурбинный двигатель; опора подшипника; подшипник скольжения; рабочие характеристики; сегментный подшипник; тепловое состояние; тепловыделение; форсунка

Цитирование: Паровай Е.Ф. Исследование теплового состояния сегментного подшипника ротора газотурбинного двигателя в зависимости от геометрии вкладышей и способа подачи масла // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 80-92. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-80-92

Введение

Опоры роторов являются одними из наиболее ответственных элементов газотурбинных двигателей (ГТД). Развитие ГТД тесно связано с ростом верхней границы диапазона рабочих частот вращения роторов. Традиционно в опорах роторов ГТД применяются цельнометаллические подшипники качения со значением параметра быстроходности $d_m n < 3,0 \dots 3,2 \cdot 10^6$ мм·об/мин; где $d_m = 0,5(d + D)$ – средний диаметр подшипника; n – частота вращения ротора. Параметр быстроходности для серийных авиационных гибридных подшипников с керамическими телами качения, в частности производства фирмы SKF, применяемых на двигателях Leap, достигает значения $3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин [1]. В ближайшее десятилетие, согласно некоторым оценкам, пара-

метр $d_m n$ может достичь значений до $4,0 \cdot 10^6$ мм·об/мин, но в связи с прочностными ограничениями дальнейшее значительное повышение данного параметра затруднено [2]. Подшипники скольжения не обладают указанным недостатком, но для их применения в качестве опор роторов ГТД необходимо решить известные проблемы, связанные, в частности, с динамической нестабильностью и повышенным тепловыделением.

Подшипники с упругим подвесом вкладышей обладают достаточной динамической устойчивостью и высокими демпфирующими характеристиками [3; 4], однако проблема повышенного тепловыделения в гидродинамическом клине для них всё ещё остаётся актуальной. В работе рассматривается гидродинамический подшипник трёхвкладышной компоновки, работающий по принципу жидкостного демпферного подвеса вкладышей, впервые предложенному Д. Нельсоном [5]. На основе известного принципа был разработан ряд моделей подшипников с величиной минимального радиального зазора $h_{\min} = 35$ мкм. Принципиальная схема и общий вид моделей, конструктивно отличающихся способами подвода масла, представлены на рис. 1.

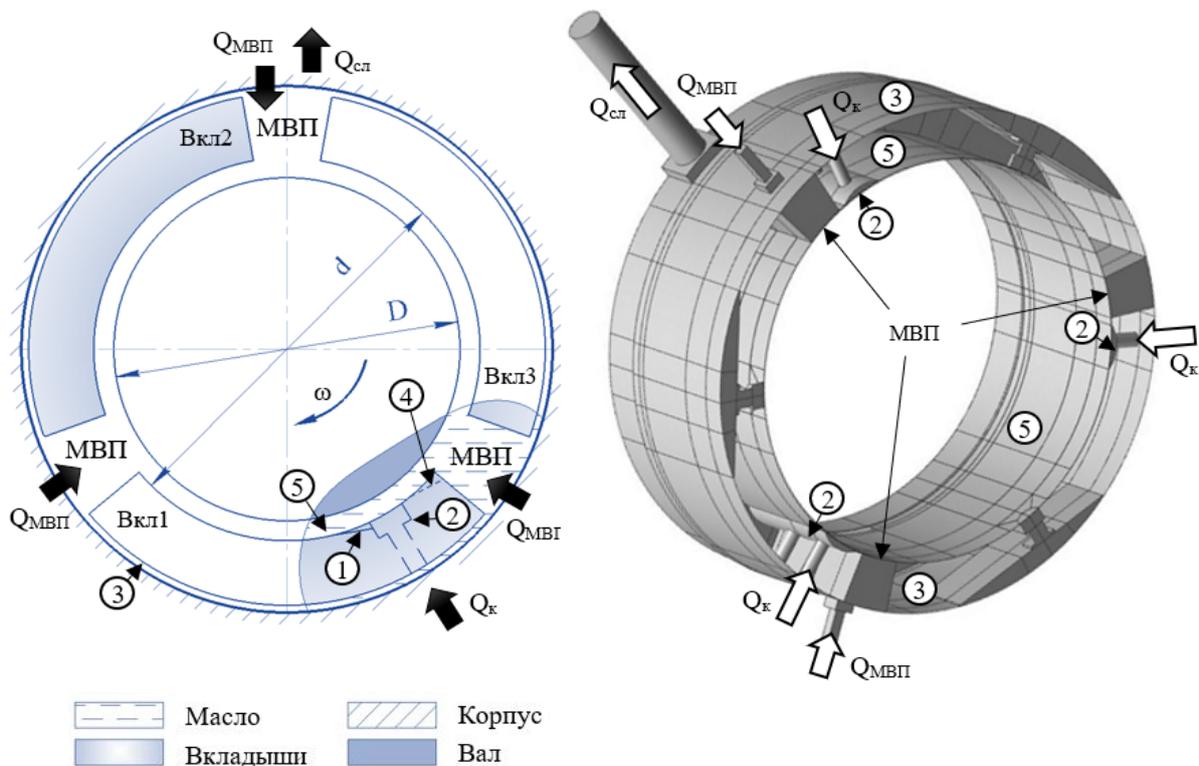


Рис. 1. Схема подшипника и общий вид его типовой 3D-модели:

1 – заходная фаска маслораздаточной канавки (МРК); 2 – МРК; 3 – демпфирующий зазор; 4 – заходная фаска вкладыша; 5 – рабочий зазор; МВП – пространство между вкладышами

Для решения задачи определения теплового состояния подшипника и исследования возможных конструктивных путей снижения температуры смазки в рабочей области применялись методы вычислительной гидродинамики (CFD) в пакете ANSYS CFX, в котором решение дифференциальных уравнений, описывающих модель, осуществляется с помощью метода конечных элементов. Первоначальная CFD-модель была верифицирована по значению максимальной температуры с результатами испытаний натурального образца подшипника диаметром 320 мм.

В работе исследовались модели подшипников для диаметров валов 100...360 мм, для которых изучалось влияние различных геометрических характеристик вкладышей и конструктивных решений для подвода смазки в подшипник на тепловыделение в рабочем зазоре (рис. 1). Интенсивность тепловыделения оценивалась по значению максимальной температуры смазки на поверхности вала и на поверхности наиболее нагруженного нижнего вкладыша.

Особенности сеточного моделирования. Начальные, граничные условия и допущения САЕ-моделей

Качество и высокая разрешающая способность сетки конечных элементов (КЭ) критичны для точности симуляции течения жидкости в узких зазорах сложной геометрии [6; 7]. Исследование проводилось на половинных сеточных моделях (с условием симметрии относительно серединной плоскости подшипника, нормальной оси вала) размерности $0,561...25,97 \cdot 10^6$ КЭ. Количество КЭ по высоте рабочего зазора составляло 18...22. Основная форма КЭ – гексаэдры, которыми полностью заполнялись рабочие зазоры, частично (формирование пристеночного слоя, рис. 2), либо полностью маслораздаточные канавки (МРК), пространство между вкладышами (МВП), каналы подвода и слива масла и прочие элементы модельной конструкции. Для организации максимально управляемой картины генерации сетки применялся принцип предварительного разбиения геометрической модели подшипника поверхностями простейших форм и плоскостями в областях сложной и переходной геометрии. Для неответственных участков применялось разбиение призмами и тетраэдрами при условии обеспечения общего высокого качества сетки по aspect ratio (рис. 3). Общий вид КЭ-модели не приводится ввиду высокой густоты сетки. Связь сеток внешнего и внутреннего зазоров подшипника была осуществлена с помощью сеточного интерфейса.

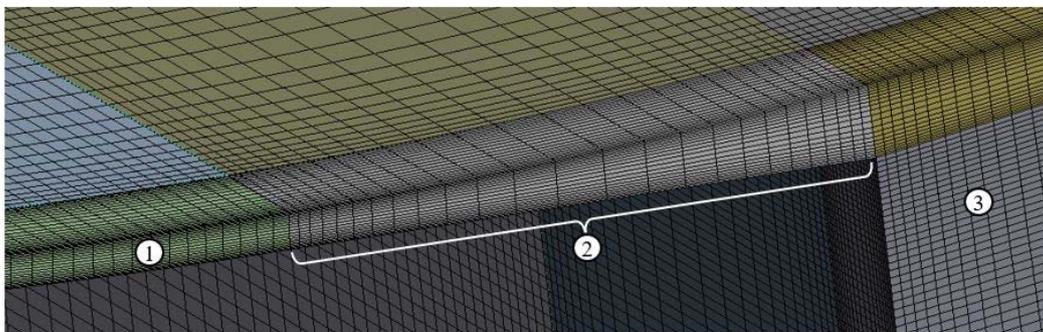


Рис. 2. Структура КЭ-модели:
1 – рабочий зазор; 2 – область заходной фаски во вкладыше; 3 – МВП

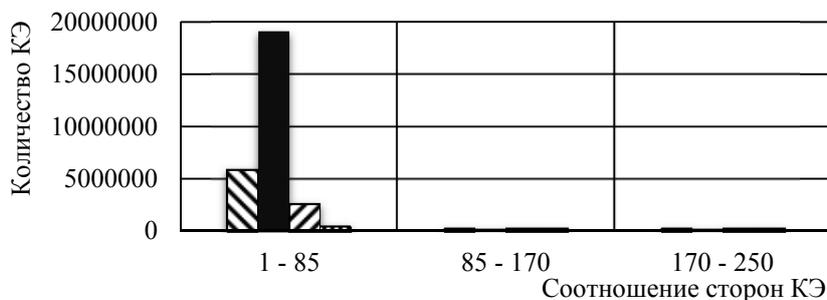


Рис. 3. Структурный состав типовой сеточной модели по форме и качеству КЭ:
■ Тетраэдры ■ Гексаэдры □ Призмы ■ Пирамиды

Основные настройки расчётных моделей представлены в табл. 1.

Таблица 1. Основные настройки расчётных моделей

Модель турбулентности	SST	
Модель рабочей жидкости	$\rho = \text{const}; \mu, \lambda = f(T)$	Синтетическое масло
Модель переноса тепла	Total Energy с включением работы вязких напряжений	
Подвод смазки	Total Pressure / Mass Flow Rate	0,25 МПа
Отвод смазки	Static Pressure	0,1 МПа
Вращение вала	Вращающаяся стенка	5000...12000 об/мин

Элементы подшипника принимались абсолютно жёсткими. Ввиду того, что исследование базировалось на сравнении различных вариантов конструкции маслосвода между собой, в моделях не учитывалось влияние внешних тепловых потоков.

В исследуемых моделях течение масла принималось низкотурбулентным, учитывались выделение тепла за счёт вязкого трения слоёв жидкости и влияние гравитационной силы. Для учёта влияния турбулентности была использована модель Ментера (SST), дающая высокую точность разрешения как в пристеночном слое, так и на расстоянии от твёрдых стенок [8]. Модель рабочей жидкости учитывала влияние температуры на физические характеристики масла (значение динамической вязкости μ и коэффициента теплопроводности λ).

Влияние способа организации маслораздаточной канавки во вкладышах на тепловое состояние подшипника

Для сегментных подшипников скольжения одним из основных способов подвода масла является подвод через маслораздаточные канавки во вкладышах. Для изучения характеристик течения масла в подшипнике с подачей масла через МРК была разработана модель подшипника с широкими уплощёнными канавками (рис. 4).

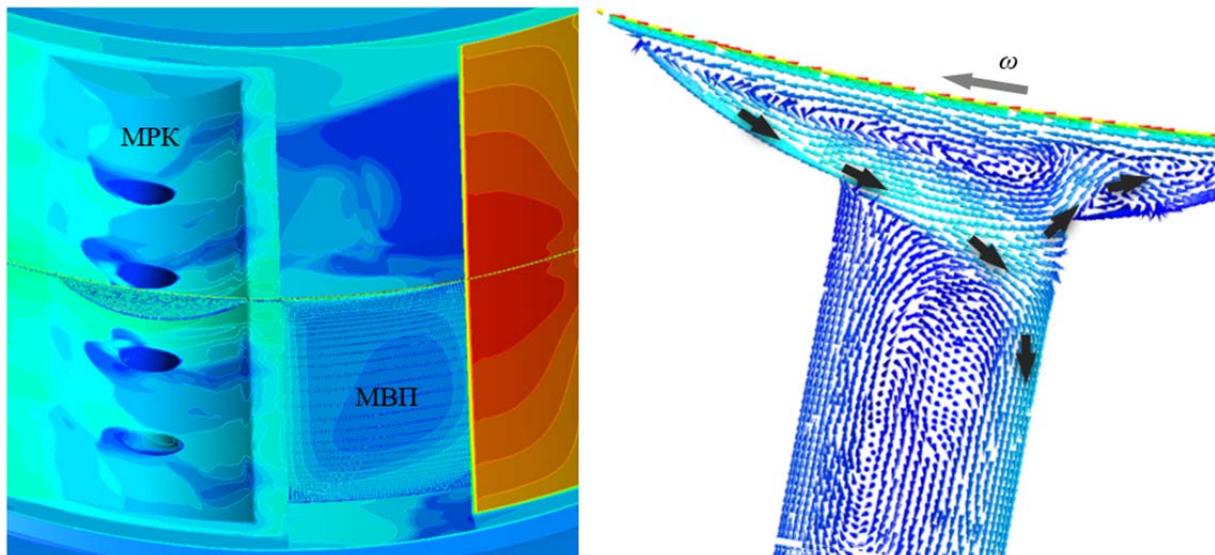


Рис. 4. Образование обратных вихрей в маслораздаточной канавке нижнего вкладыша подшипника

При работе подшипника поток холодного масла, поступающий в МРК из отверстий, выполненных во вкладыше, упирается в жёсткую, вращающуюся с валом плёнку горячего масла и практически не поступает в рабочий зазор. Из-за высокого, «запирающего» давления, регистрируемого на выходе МРК нижнего вкладыша в зазор, холодное масло вынуждено циркулировать внутри МРК, при этом его большая часть выдавливается обратно в каналы подвода нижнего (0,21 кг/с) и следующего на нем (0,1 кг/с) вкладышей (при суммарном расходе масла через подводы в МВП 1,78 кг/с и расходе через МРК третьего вкладыша 0,21 кг/с). Максимальная температура на поверхности нижнего вкладыша составила 83,8 °С при подогреве в клине нижнего вкладыша 19,8 °С. Таким образом, подшипник с подводом масла через МРК не будет работать в гидродинамическом режиме. Работа подшипника в гидростатическом режиме невозможна ввиду высокого значения потребного давления подачи смазки, необходимого для принудительного нагнетания масла из МРК в клин.

Для изучения возможности облегчения попадания масла из МРК в зазор нижнего вкладыша был разработан ряд упрощённых моделей с углублёнными канавками и выходной в зазор фаской 1 (рис. 5, а), выполненной на 0,6 ширины вкладышей с целью снижения гидродинамического сопротивления при входе масла в зазор.

На части моделей были организованы ряд отверстий 3 малого диаметра (рис. 5, а) для перепуска масла из МВП в МРК (рис. 5, б), а также дополнительный подвод масла через канавку, выполненную на выходе из нижнего вкладыша, гипотетически способную выровнять давление в рабочем зазоре и способствовать снижению эффекта «запирания» передней МРК, либо с целью организации дополнительного слива через масло-сборочную канавку на выходе из нагруженного вкладыша, позволяющую вывести горячее масло из подшипника до его смешения со свежим маслом, подводимым в МВП.

Конструктивные особенности и расчётные характеристики исследованных моделей представлены в табл. 2. На рис. 6 приведены распределения температур по поверхности вала в области нижнего вкладыша.

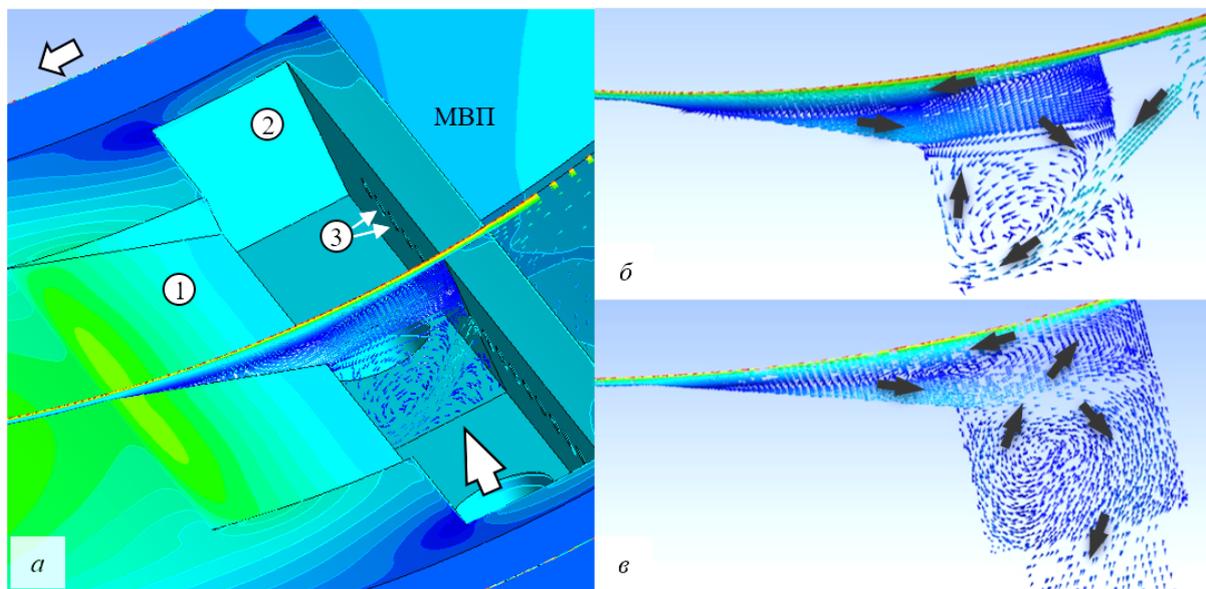


Рис. 5. Течение масла в маслораздаточной канавке с перепуском масла из МВП:

а – модель с углублёнными канавками:

1 – фаска выхода маслораздаточной канавки в клин;

2 – МРК; 3 – отверстия перепуска масла из МВП в МРК;

б – векторы течения масла в сечении по отверстию перепуска;

в – векторы течения масла в сечении по подводу масла в МРК

Таблица 2. Особенности и расчётные характеристики подшипников различных компоновок

Вариант	1	2	3	4
Подвод через МРК	+	–	+	+
Подвод/слив на выходе из вкладыша	Слив	Подвод	Подвод	–
Перепуск из МВП	+	+	–	+
Максимальный подогрев в клине нижнего вкладыша, К	13,24	10,94 (min)	13,6 (max)	13,31
Максимальное полное давление, МПа	2,58	3,83	2,58	2,57
Вертикальная сила, кН	4,29	4,54 (max)	4,50	3,90
Слив во вкладыше, расход, кг/с	0,021	0,048	0,0475	0
Слив, расход, кг/с	2,05	2,19	2,1	2,0
Подвод МРК, расход, кг/с	-0,18	0	-0,1	-0,17

Во всех случаях в МРК образуются вихрь с противовращением направлению вращения вала и выраженное в разной степени «запирание» выхода масла из МРК в зазор. Масло, подводимое в МРК из масляной системы, выдавливается обратно в масляную систему (при давлении в маслосистеме, как минимум, менее или равном 2,5 МПа).

Организация слива горячего масла через канавку на выходе из нижнего вкладыша не оказывает существенного влияния на температурный режим подшипника: жёсткая, вращающаяся вместе с валом масляная плёнка сопротивляется разделению и сливу части масла в свободное пространство канавки так же, как и выполнение фаски на выходе из МРК в клин.

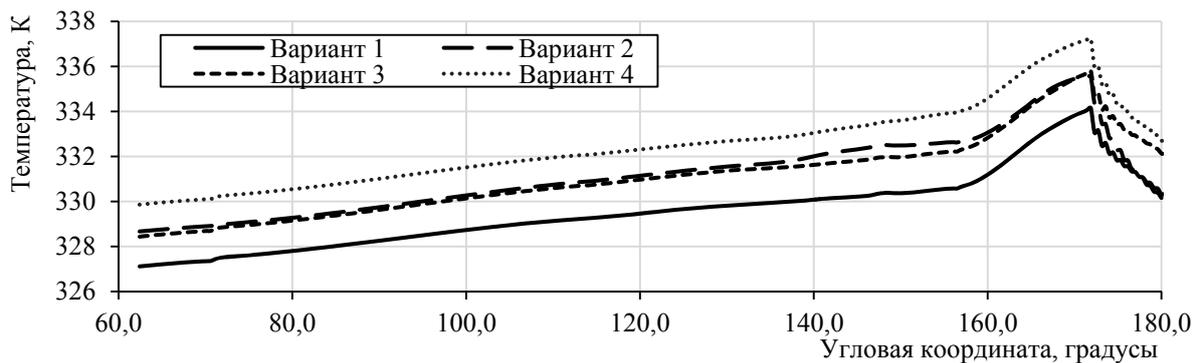


Рис. 6. Распределение полной температуры по поверхности вала в области нижнего вкладыша

Перепуск масла из МВП в МРК способствует незначительному снижению величины подогрева масла в рабочем клине вкладыша (на 2,0...2,5 °С). Наиболее благоприятным случаем с точки зрения теплового состояния и подъёмной силы является вариант с отсутствием подвода масла в МРК из масляной системы и с перепуском масла.

Исследование теплового состояния подшипника в зависимости от геометрии заходной фаски и способа подачи масла в подшипник

На основании анализа результатов вышеизложенного исследования было принято решение отказаться от компоновки с упором на подвод через МРК и изучить влияние различных компоновок подвода масла через МВП на тепловое состояние подшипника ($d = 100$ мм, сетки идентичной размерности, $n = 12000$ об/мин). В первой части работы исследовались компоновки, комбинации особенностей которых представлены в табл. 3.

Случаи 1 – 4 с вкладышами, выполненными без МРК, отличались способом организации подвода масла в МВП: через отверстия в корпусе подшипника и через широкие, плоские форсунки, а также шириной заходной фаски. Случай 5 с подводом масла как в МВП через плоские форсунки, так и через МРК переменной глубины с наличием

буферных зон на периферии канавки (зон перелива в торцевые зоны вкладыша) был изучен для трёх различных режимов подвода масла (табл. 3; 5.1 – 5.3). Для случаев с подводом масла через канавку во вкладыше (5.1; 5.3; рис. 7, 8 и в табл. 3) выявлено явление «запирания» рабочего зазора. Рабочий зазор и канавка отделены друг от друга гидродинамически, что не позволяет маслу из канавки естественным путём нагнетаться в зазор. Так, для случая 5.1 значение расхода масла через канавки в 23 раза меньше расхода через форсунки в МВП. Кроме того, из канавки нижнего вкладыша, расположенного в наиболее нагруженной зоне, наблюдается выдавливание масла обратно в маслоподводящий канал.

Таблица 3. Сравнительная характеристика исследуемых моделей подшипника

	1	2	3	4	5	Режим работы подводов масла (для 5-го случая)
Способ подвода масла	Простой впрыск в МВП	Плоские форсунки в МВП	Простой впрыск в МВП	Плоские форсунки в МВП	Плоские форсунки в МВП	5.1 Подача через канавки и в МВП
Особенности геометрии заходной фаски	Заходная фаска шириной $0,6b_{вкл}$ («заходная» канавка)		Заходная фаска по всей ширине вкладыша		Маслораздаточные канавки во вкладышах	5.2 Подача только в МВП
Особенности геометрии вкладышей	Гладкие вкладыши				Канавки перепуска масла из маслораздаточных канавок (Kingsbury)	5.3 Подача только в канавки

Таблица 4. Рабочие характеристики подшипника с различными вариантами маслоподвода

	Вертикальная сила, кН	Массовый расход масла, кг/с	Максимальная полная температура, К (°С)	Максимальное полное давление, МПа	Средняя температура поверхности нижнего вкладыша, К (°С)
1	1,98	0,682	363,3 (90,3)	3,64	333,9 (60,9)
2	2,35	0,61	358,1 (85,1)	3,95	331,3 (58,3)
3	2,506	0,822	362,2 (89)	3,82	337,3 (64,3)
4	2,49	0,892	362,2 (89,2)	3,86	337,5 (64,5)
5.1	2,14	0,81	357,5 (84,5)	3,6	–
5.2	2,12	0,794	358,1 (85,1)	3,56	331,2 (58,2)
5.3	1,96	0,244	358,7 (85,7)	3,43	–

Выполнение заходной фаски во вкладыше позволяет повысить подъёмную силу подшипника (на 6...20%, случаи 1 – 3, 2 – 4) при увеличенном значении расхода масла (на 17% для случаев 1 – 3, на 32% для случаев 2 – 4) за счёт конструктивного «облегчения» входа масла из МВП в рабочий клин. Средняя температура на поверхности нижнего вкладыша для случая с заходной канавкой, выполненным на 0,6 ширины вкладыша (случаи 1 – 2) на 4...6°С меньше, чем для подшипника с заходными фасками, выполненными по всей ширине вкладышей. Этот эффект объясняется тем, что в случае заходной канавки масло принудительно направляется в рабочий зазор, не имея возможности уйти на слив через торцы, что возможно в случае широкой заходной фаски.

Варианты подшипника с перепуском масла в торцы подшипника (кроме случая с подводом масла только через МРК – 5.3) при большей конструктивной сложности обладают средними расходными характеристиками и минимальной подъёмной силой. Снижение подъёмной силы на 15% объясняется снижением давления в рабочем зазоре из-за перепуска части масла, которое должно было пойти в клин, в торцы подшипника.

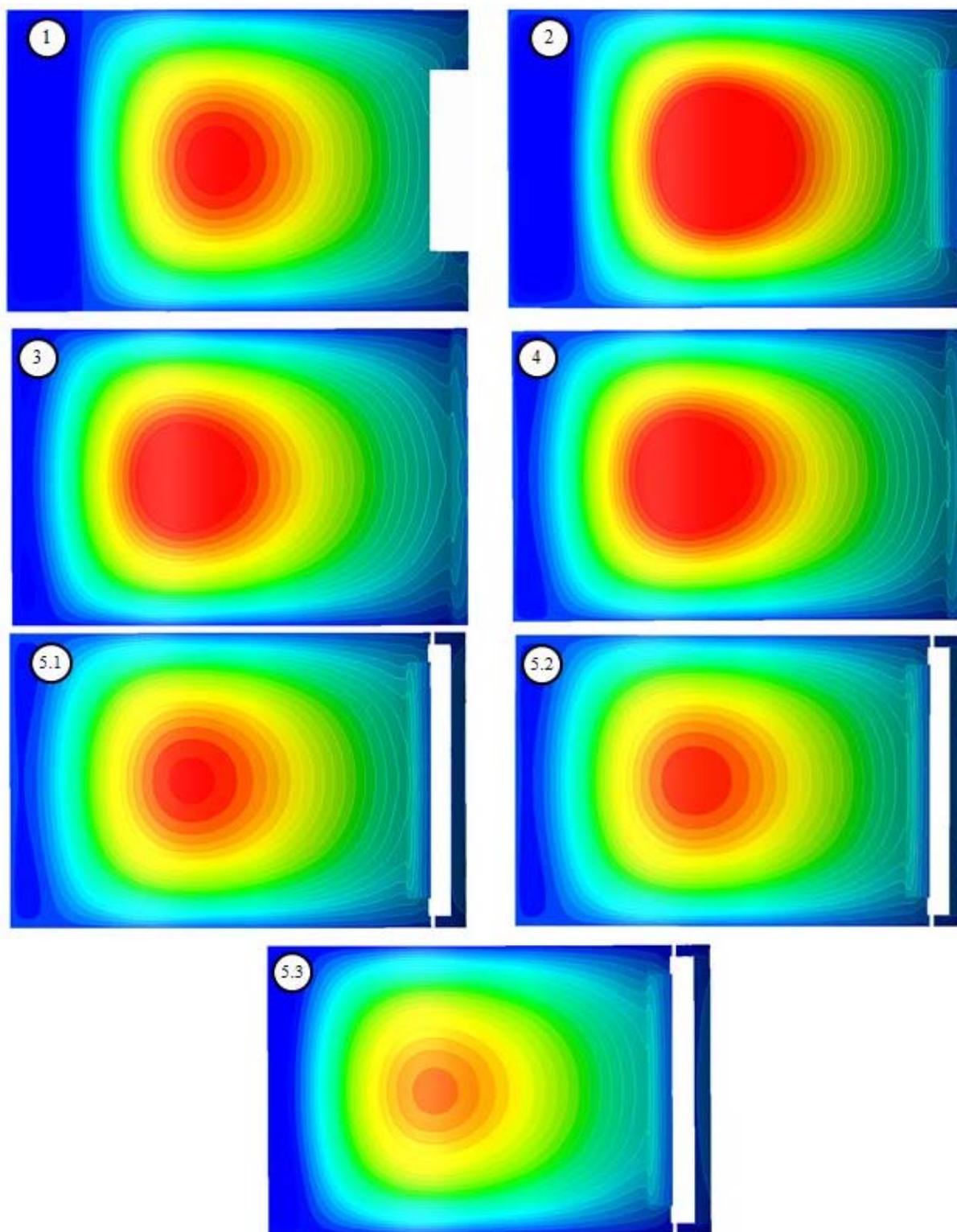


Рис. 7. Полное давление на поверхности вала в области нижнего вкладыша (шкала 0,1 – 2,0 МПа)

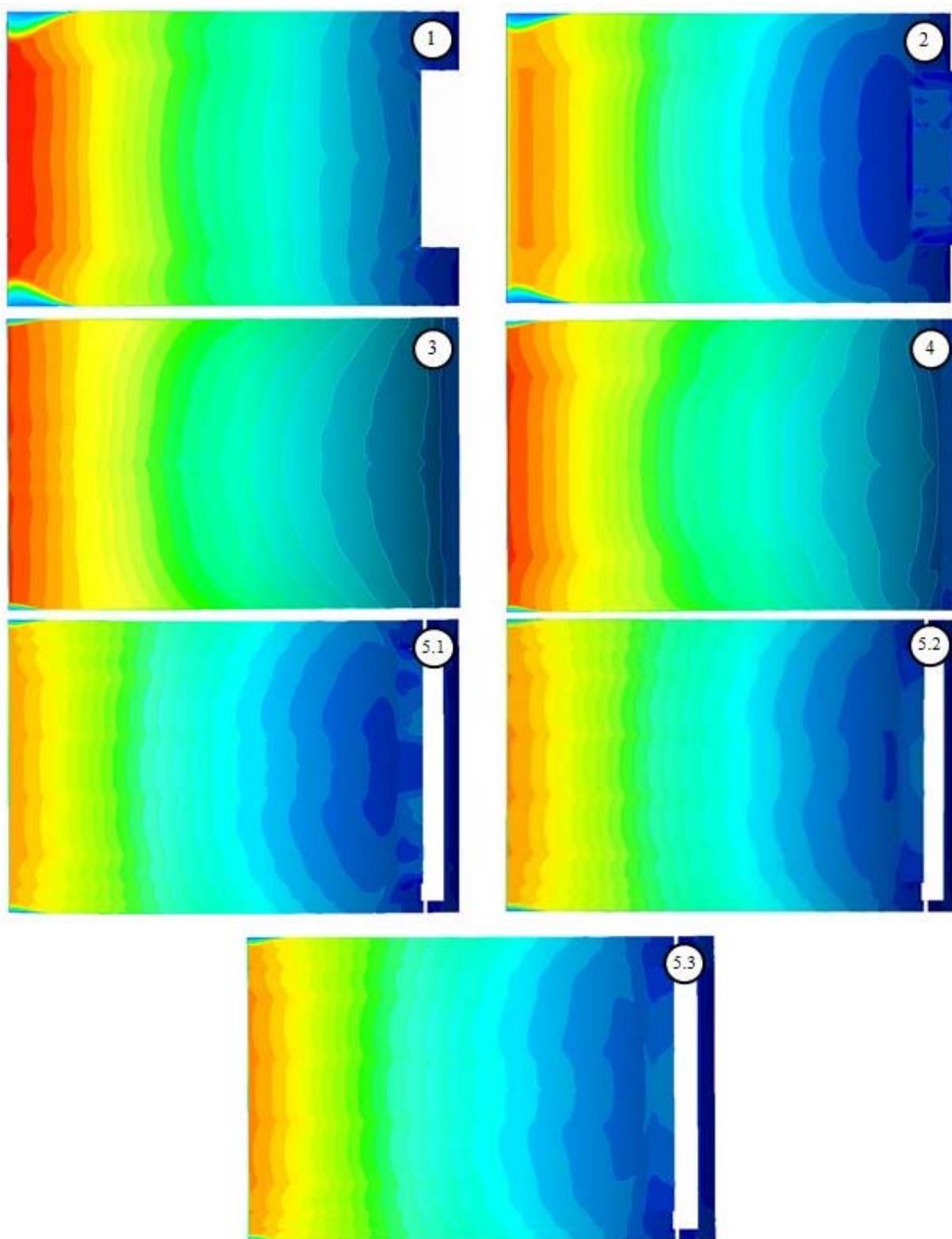


Рис. 8. Распределение температур по поверхности нижнего вкладыша для различных компоновок формы вкладышей (шкала 318 – 363 K)

Исследование влияния расстояния от форсунки до поверхности вала на характеристики подшипника

Во второй части работы исследовалось влияние расстояния между форсунками в МВП и валом на характеристики подшипника с заходными фасками на вкладышах без МРК. Результаты представлены в табл. 5 и на рис. 9.

Таблица 5. Характеристики подшипника в зависимости от расстояния между форсункой и валом

Расстояние между валом и форсункой, мм	Z-сила на вал, кН	Полный расход, кг/с (л/мин)	Максимальное значение температуры, К (°С)	Максимальное значение полного давления, МПа	Среднее значение температуры на поверхности нижнего вкладыша, К (°С)
1	2,52	0,7 (50,0)	362,3 (89,3)	3,82	337,5 (64,5)
3	2,53	0,89 (63,6)	362,4 (89,4)	3,87	337,5 (64,5)
5	2,49	0,892 (63,7)	362,2 (89,2)	3,86	337,5 (64,5)
7	2,56	0,908 (64,9)	362,4 (89,4)	3,87	337,5 (64,5)
Для сравнения, характеристики подшипника с впрыском в МВП (случай 3)					
Случай 3	2,506	0,822 (58,7)	362 (89)	3,82	337,3 (64,3)

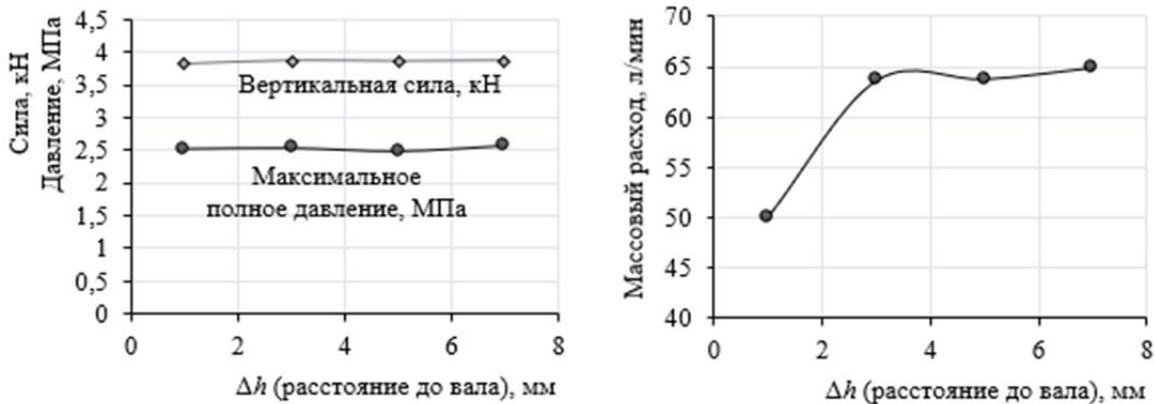


Рис. 9. Влияние расстояния между форсункой и валом на характеристики подшипника

Анализ полученных численных значений основных характеристик течения масла в подшипнике показывает отсутствие влияния расстояния между форсункой и поверхностью вала (Δh) в диапазоне варьируемого параметра ($\Delta h = 3 \dots 7$ мм). Кроме того, наличие форсунки, приближенной к валу на 3...7 мм, не вносит значительных изменений в характеристики течения по сравнению с конструкцией без форсунок (с подводом масла в МВП через отверстия). Это подтверждается отсутствием практической разницы между результатами расчёта моделей 3 и 4, приведёнными в первой части исследования, отличающихся только типом подвода масла в межвкладышное пространство (табл. 4). Для случая $\Delta h = 1$ мм наблюдается незначительное снижение подъёмной силы в подшипнике, коррелирующее со снижением значений расхода масла и максимального давления в рабочем зазоре подшипника. Приближение форсунки к валу ограничивает расход масла, «запирает» подвод ввиду наличия жёсткой, вращающейся плёнки горячего масла на валу.

Заключение

Анализ полученных результатов показал, что организация маслораздаточной канавки во вкладыше ведёт к «запиранию» рабочего зазора и выдавливанию подводимого масла обратно в маслосистему. Образование обратных вихрей в МРК делает невозможной работу подшипника как в гидродинамическом, так и в гидростатическом режиме с приемлемым для авиационного ГТД избыточным значением давления масла в маслосистеме и величиной массового расхода масла.

Варианты подшипника с подачей масла в пространство между вкладышами обладают лучшим тепловым состоянием и большей величиной подъёмной силы, кроме того, конструктивно они являются более простыми в исполнении.

Выполнение заходной канавки препятствует перетоку свежего масла в торцы подшипника. Наличие возможности перепуска масла в торцы подшипника по прототипу сегментных подшипников фирмы Kingsbury позволяет при том же значении суммарного расхода масла через подшипник снизить максимальную температуру в клине на 3...4,5 °С при условии выполнения МРК, но без подвода в неё масла и маслосистемы, что является решением со спорной выгодой. Сопутствующее снижение подъёмной силы в рассмотренной компоновке является следствием перепуска части масла в торцы подшипника. Таким образом, наиболее эффективной из рассмотренных компоновок подшипника является компоновка с гладкими вкладышами с заходными канавками, подводом масла простым впрыском в МВП.

За счёт оптимизации известной формы вкладышей и модернизации способа подвода масла к подшипнику возможно существенно снизить температуру в подшипнике. Дальнейший интерес представляют поиск и исследование новых конструктивных решений организации подвода масла, формы вкладышей, в том числе, за счёт расточки рабочей поверхности и текстурирования рабочих поверхностей.

Библиографический список

1. Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор) // *Авиационные двигатели*. 2019. № 2 (3). С. 63-76. DOI: 10.54349/26586061_2019_2_63
2. Gloeckner P., Rodway C. The evolution of reliability and efficiency of aerospace bearing systems // *Engineering*. 2017. V. 9, Iss. 11. P. 962-991. DOI: 10.4236/eng.2017.911058
3. Никифоров А.Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстро-вращающихся роторов // *Вестник научно-технического развития*. 2010. № 3 (31). С. 31-53.
4. Santos I.F. On the future of controllable fluid film bearings // *Mecanique et Industries*. 2011. V. 12, Iss. 4. P. 275-281. DOI:10.1051/meca/2011016
5. Nelson D.V., Hollingsworth L.W. The fluid pivot journal bearing // *Journal of Tribology*. 1977. V. 99, Iss. 1. P. 122-127. DOI: 10.1115/1.3452958
6. Li M., Gu C., Pan X., Zheng S., Li Q. A new dynamic mesh algorithm for studying the 3D transient flow field of tilting pad journal bearings // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2016. V. 230, Iss. 12. P. 1470-1482. DOI: 10.1177/1350650116638610
7. Parovay E.F., Falaleev S.V. CFD analysis of a starved four-pad tilting-pad journal bearing with an elastic support of pads // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012010

8. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (12-17, October, 2003, Antalya, Turkey). 2003. P. 625-632.

INFLUENCE OF PAD GEOMETRY AND METHOD OF OIL SUPPLY ON THE THERMAL STATE OF GTE ROTOR TILTING-PAD JOURNAL BEARING

© 2022

E. F. Parovay Senior Lecturer of the Department of Aircraft Engine Construction and Design, Research Assistant of the Engine Design Bureau; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; selena_pa@mail.ru

High heat generation in the hydrodynamic wedge is one of the main factors limiting application of pad journal bearings as bearings for rotors of aircraft gas turbine engines. The goal of the research is to study the influence of the oil supply method on the bearing thermal state and to determine the design factors reducing the bearing temperature. The study was carried out with the use of bearings with diameters of 100...320 mm with different design of the oil supply: through oil dispensing grooves in the pads, through oil nozzles in the inter-pad space, using lead-in chamfers for the pads, with oil bypass channels. The tasks posed were solved by using volumetric geometric models with the tools of computational fluid dynamics in the ANSYS CFX package in which differential equations describing the model are solved by the finite element method. The patterns of temperature and pressure distribution over the surface of the lower, most loaded bearing pad were obtained for various options of oil supply and different geometry of bearing pads; values of the bearing load carrying capacity, maximum pressure in the working gap, the oil mass flow through the elements of the oil supply; dependences of the bearing static performance on the distance between the shaft and nozzles. Oil supply through oil dispensing grooves made in pads is a factor that negatively affects the bearing thermal state, which is associated with so-called "locking" of the working gap. It is shown that implementation of oil supply through the space between the pads is more efficient. The use of a lead-in chamfer with plain inserts simplifies oil supply to the working gap. The design solutions described make it possible to reduce the maximum oil temperature in the bearing by 3...6 degrees Celsius.

CFD methods; pad; gas turbine engine; rotor support; journal bearing; performance; tilting-pad journal bearing; thermal state; heat generation; oil nozzle

Citation: Parovay E.F. Influence of pad geometry and method of oil supply on the thermal state of GTE rotor tilting-pad journal bearing. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 80-92. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-80-92

References

1. Nozhnitsky Yu.A., Petrov N.I., Lavrentyev Yu.L. Hybrid rolling bearings for aircraft engines (review). *Aviation Engines*. 2019. No. 2 (3). P. 63-76. (In Russ.). DOI: 10.54349/26586061_2019_2_63
2. Gloeckner P., Rodway C. The evolution of reliability and efficiency of aerospace bearing systems. *Engineering*. 2017. V. 9, Iss. 11. P. 962-991. DOI: 10.4236/eng.2017.911058
3. Nikiforov A.N. Oscillations, dynamic stability and vibration damping problems of high-speed rotors. *Bulletin of Science and Technical Development*. 2010. No. 3 (31). P. 31-53. (In Russ.)
4. Santos I.F. On the future of controllable fluid film bearings. *Mecanique et Industries*. 2011. V. 12, Iss. 4. P. 275-281. DOI: 10.1051/meca/2011016
5. Nelson D.V., Hollingsworth L.W. The fluid pivot journal bearing. *Journal of Tribology*. 1977. V. 99, Iss. 1. P. 122-127. DOI: 10.1115/1.3452958

6. Li M., Gu C., Pan X., Zheng S., Li Q. A new dynamic mesh algorithm for studying the 3D transient flow field of tilting pad journal bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2016. V. 230, Iss. 12. P. 1470-1482. DOI: 10.1177/1350650116638610

7. Parovay E.F., Falaleev S.V. CFD analysis of a starved four-pad tilting-pad journal bearing with an elastic support of pads. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012010

8. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (12-17, October, 2003, Antalya, Turkey)*. 2003. P. 625-632.