

**РАСЧЕТ ПЯТИСЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ
С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ В ПРОГРАММНОМ
ПАКЕТЕ DynFB: СРАВНЕНИЕ КОНФИГУРАЦИЙ
ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ОРИЕНТАЦИИ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ**

Шапошников К.В.¹, Дегтярев С.А.¹, Леонтьев М.К.²,

¹ООО «Альфа-Транзит», г. Москва, kvshaposhnikov@alfatran.com, degs@alfatran.com

²Московский авиационный институт (МАИ), г. Москва, lemka@alfatran.com

Ключевые слова: подшипник скольжения, сегментный подшипник скольжения с самоустанавливающимися сегментами, динамика роторов, моделирование, DynFB, DYNAMICS R4.

В последнее время в отечественном машиностроении наблюдается повышенный интерес к применению опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися сегментами (ОПСС) в виду их высокой устойчивости на больших скоростях вращения, хороших демпфирующих характеристиках и несущей способности. Инженеры активно исследуют возможность использования таких подшипников как в современных авиационных двигателях нового поколения [1], так и в конвертированных ГТД для наземного применения [2, 3]. Перспективным видится применение таких подшипников в конструкциях вновь проектируемых стационарных энергетических ГТУ большой мощности ГТЭ-65 и ГТЭ-170 [4]. Расчет ОПСС обычно производится с использованием специальных программ позволяющих определять статические и динамические характеристики подшипников. В настоящей работе представлены результаты моделирования пятисегментного ОПСС, построенного в программном пакете для расчетов подшипников скольжения DynFB и являющегося частью программной системы для расчетов динамики роторов DYNAMICS R4. Геометрия подшипника соответствует геометрии подшипника описанной в статье [5]: число сегментов подшипника – 5, диаметр вала $D=0.127$ м, длина подшипника $L=0.127$ м, радиальный зазор $C_b=1.27E-04$ м, угол сектора сегмента – 60 град, коэффициент формы (Preload) $m_f=0$, относительное смещение подвеса (Offset) $a_f=0.5$, величина статической нагрузки $W=15.27$ кН (приложена вертикально – 270 град). Свойства смазывающей жидкости задавались с помощью динамической вязкости – $1.379E-02$ Па*с. Инерция и жесткость упругого подвеса сегментов подшипника в расчетах не учитывалась. Математическая модель гидродинамической пленки подшипника рассчитывалась в конечно-элементной постановке с использованием уравнений Рейнольдса, модифицированного в соответствии с моделью турбулентности Константинеску и с учетом уравнений сохранения энергии для течения жидкости в тонких пленках. Валидация результатов расчетов для модели подшипника в DynFB проводилась по результатам расчетов аналогичной модели в программном пакете DyRoBeS BePerf на постоянной частоте вращения $\Omega=5000$ об/мин для двух случаев исполнения подшипника [6]: 1) – радиальная нагрузка на сегмент (LOR); 2) – радиальная нагрузка между сегментами (LBP). Результаты сравнения коэффициентов жесткости и демпфирования представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Сравнение жесткости и демпфирования в DynFB и BePerf для пятисегментного ОПСС, $\Omega=5000$ об/мин

Коэфф.	Радиальная нагрузка на сегмент (LOR)			Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)		
	BePerf	DynFB	$ \Delta , \%$	BePerf	DynFB	$ \Delta , \%$
$K_{xx}, \text{Н/м}$	3.965E+07	3.959E+07	0.2	2.012E+08	2.010E+08	0.1
$K_{yy}, \text{Н/м}$	5.268E+08	5.263E+08	0.1	3.811E+08	3.807E+08	0.1
$C_{xx}, \text{Н*с/м}$	3.270E+05	3.272E+05	0.1	4.842E+05	4.837E+05	0.1
$C_{yy}, \text{Н*с/м}$	1.081E+06	1.080E+06	0.1	9.171E+05	9.164E+05	0.1

Графическая интерпретация сравнения результатов расчетов и общий вид геометрии моделей представлен на рис. 1. Хорошее согласование результатов для обоих видов радиального нагружения в подшипниках показало и сравнение их эксплуатационных параметров, таких как минимальная толщина пленки (h_{\min}), максимальное давление в пленке (P_{\max}), потеря мощности на трение в подшипнике (H_p) и торцевые утечки масла из подшипника (Q_{side}) полученные расчетным путем, табл. 2.

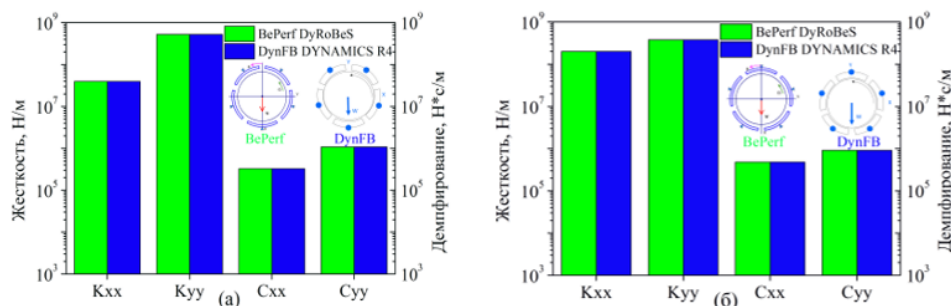


Рисунок 1 – Результаты валидации модели пятисегментного подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами в DynFB DYNAMICS R4 по результатам его расчета в BePerf DyRoBeS: (а) нагрузка на сегмент (LOP) (б) нагрузка между сегментами (LBP)

Таблица 2 – Эксплуатационные параметры для пятисегментного ОПСС в DynFB и BePerf, $\Omega = 5000$ об/мин

Коэфф.	Радиальная нагрузка на сегмент (LOP)			Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)		
	BePerf	DynFB	$ \Delta $, %	BePerf	DynFB	$ \Delta $, %
h_{\min} , МКМ	44.3	44.5	0.5	52.7	52.1	1.1
P_{\max} , МПа	3.737	3.740	0.1	2.435	2.440	0.2
H_p , кВт	6.415	6.570	2.4	6.635	6.790	2.3
Q_{side} , л/мин	2.362	2.570	8.8	1.847	2.020	9.4

После валидации модели пятисегментного ОПСС для двух вариантов его радиального нагружения произведена оценка жесткости и демпфирования подшипника для каждого из вариантов его нагружения полученных в программном пакете DynFB в диапазоне скоростей вращения 200 об/мин – 10 000 об/мин, рис. 2.

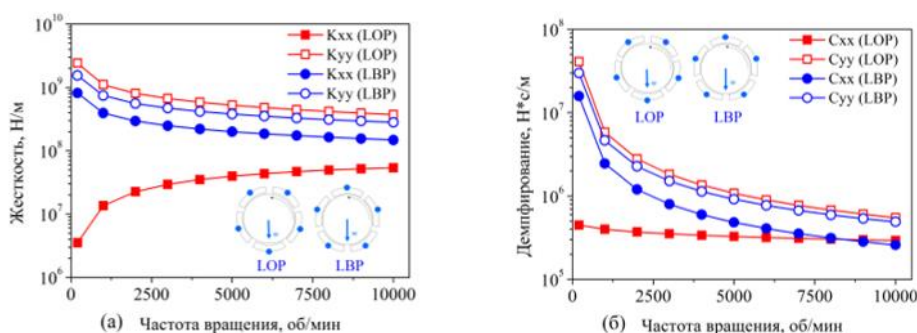


Рисунок 2 – Сравнение результатов расчета пятисегментного подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами в DynFB – LOP vs. LBP: (а) жесткость (б) демпфирование

Результаты расчета показывают, что для рассмотренной геометрии ОПСС при радиальном нагружении LOP наблюдается большая анизотропия как по жесткости, так и по демпфированию в сравнении с вариантом исполнения подшипника LBP. Орбиты колебаний ротора на таком подшипнике с нагружением LOP будут иметь более выраженную эллиптическую форму, а с нагружением LBP – более выраженную круговую форму. Амплитуды вибраций ротора с орбитами круговой формы потенциально будут меньше, чем амплитуды вибраций с орбитами эллиптической формы при проходе ротором критических скоростей. Также отметим, что конфигурация подшипника с LBP обладает большей несущей

способностью ($h_{\min_LBP}^{5000\text{ об/мин}}=52$ мкм) в сравнении с вариантом нагружения LOP ($h_{\min_LOP}^{5000\text{ об/мин}}=44$ мкм) вследствие более равномерного распределения нагрузки между нижними сегментами подшипника, что делает предпочтительнее ее применение для тяжелых роторов стационарных ГТУ. Однако окончательный выбор конфигурации подшипников для каждого конкретного ротора стоит проводить только после анализа его устойчивости на них от действия сил аэродинамического возбуждения, возникающих в проточной части турбомашин в ее ступенях и уплотнениях. В работе [7] приведен пример промышленного многоступенчатого компрессора центробежного типа, модель которого на подшипниках с LOP демонстрировала большую устойчивость при действии на ротор значительного аэродинамического возбуждения, чем аналогичная модель ротора с LBP.

Список литературы

1. Критский В.Ю., Зубко А.И. Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор роторов газотурбинных двигателей // Двигатель. 2013. № 3. С. 24-26.
2. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Кутаков М.Н. Анализ динамики турбомашин с подшипниками скольжения на этапе проектирования // Газотурбинные технологии. 2019. № 7. С. 10-18.
3. Паровой Е.Ф. Свободная турбина ГТД на подшипниках скольжения // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 9. С. 110-114.
4. Лбов И.А. Верификация расчетной модели ротора ГТЭ-65 в условиях балансировочного стенда // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл.: сб. докл. Междунар. Науч.-техн. Конф. 23-25 июня 2021: в 2 т.
5. Shapiro W., Colsher R. Dynamic characteristics of fluid-film bearings // Proceedings of the 6th Turbomachinery Symposium. Texas A&M University. Gas Turbine Laboratories, 1977.
6. DyRoBeS BePerf. Manual. Rodyn Vibration Analysis, Inc., 2017.
7. Vance J.M., Zeidan F.Y., Murphy B.G. Machinery vibration and rotordynamics. John Wiley & Sons, 2010.

Сведения об авторах

Шапошников Константин Владимирович, доктор философии по техническим наукам (PhD), инженер-исследователь. Область научных интересов: роторная динамика, модальный анализ, сегментные подшипники скольжения, цифровые двойники авиационных двигателей.

Дегтярев Сергей Александрович, руководитель направления. Область научных интересов: роторная динамика, математическое моделирование.

Леонтьев Михаил Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» МАИ. Область научных интересов: роторная динамика, математическое моделирование, цифровые двойники авиационных двигателей.

FIVE PAD TILTING PAD JOURNAL BEARING SIMULATION IN DynFB BEARING DESIGN CODE: CONFIGURATION COMPARISON FOR VARIOUS RADIAL LOAD ORIENTATION

Shaposhnikov K.V.¹, Degtyarev S.A.¹, Leontiev M.K.²,

¹Alfa-Tranzit Co., Ltd., Moscow, kvshaposhnikov@alfatran.com, degs@alfatran.com

²Moscow Aviation Institute, Moscow, lem@alfatran.com

Keywords: fluid film bearing, tilting pad journal bearing, rotordynamics, modeling, DynFB, DYNAMICS R4.

The paper describes simulation results for 5 pad tilting pad journal bearing model built in DynFB bearing code. Obtained results were validated for two configurations of bearing radial load – LOP and LBP based on simulation results obtained in DyRoBeS BePerf bearing code. Bearing stiffness and damping curves predicted in DynFB as a function of rotational speed were further compared for LOP and LBP bearing configurations and benefits of each configuration application were highlighted.