

В. И. НАЗИН*Национальный аэрокосмический университет имени Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина***АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА
НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ**

Проектирование надежных опор роторов современных быстроходных машин связано с решением ряда сложных задач как теоретического, так и экспериментального характера. Экспериментальные исследования играют большую роль в системе научных исследований и позволяют совершенствовать и уточнять математические модели и применяемые численные методы для их реализации. Экспериментальные исследования обычно носят выборочный характер и поэтому требуют тщательной подготовки. Поставлена задача исследовать характеристики гидростатического подшипника на режимах пуска и торможения. Разработана программа экспериментальных исследований поведения вала на гидростатических подшипниках для наиболее сложных условий работы. Приведены достоинства гидростатических подшипников в сравнении с другими типами подшипников скольжения, а также в сравнении с подшипниками качения. Показана эффективность гидростатических подшипников, в сравнении с другими типами подшипников, для современных быстроходных машин, в которых наблюдается рост виброперегрузок и виброперемещений. Гидростатические подшипники зарекомендовали себя на всех режимах работы, в том числе и на переходных. Приведено описание экспериментальной установки по исследованию переходных режимов работы вала на гидростатических подшипниках. Исследования переходных режимов работы вала на гидростатических подшипниках проводились при различных значениях давления питания рабочей жидкости, остаточной неуравновешенности, а также различных значениях диаметра гидростатического подшипника. Для выявления характера движения ротора на гидростатических подшипниках представлены также значения амплитуд колебаний при стационарном (установившемся) движении ротора. Показано, что сопоставление амплитуд колебаний ротора на гидростатических подшипниках диаметром 0,06 м для случаев нестационарного и стационарного режимов его работы при разгоне амплитуды колебаний во всём диапазоне частот вращения несколько ниже (примерно на 15...20 %), чем в случае стационарного режима работы ротора. При замедлении ротора амплитуды колебаний ротора при больших частотах вращения несколько больше (примерно на 7...9 %), а при малых частотах вращения меньше на 8...10 %, чем в случае стационарного режима работы ротора. Малое влияние нестационарного характера движения ротора на динамические характеристики, может быть объяснено его большой массой.

Ключевые слова: гидростатический подшипник; режимы пуска и остановки; движение ротора; рабочая жидкость; амплитуда колебаний; динамические характеристики.

Анализ проблем

Одним из основных требований, предъявляемых к любым проектируемым подшипникам, является высокая надежность и долговечность на всех режимах его работы.

В настоящее время подшипники скольжения жидкостного трения применяются в редукторах авиационных двигателей. Необходимость их применения связана с тем, что в настоящее время одним из направлений развития газотурбинных двигателей самолетов гражданской авиации является увеличение степени двухконтурности. Это дает существенное повышение экономичности двигателя. Для дальнейшего повышения степени двухконтурности (более 9) двигателя необходимо устанавливать в нём понижающий редуктор. В последнее время такие

двигатели разрабатываются различными двигателестроительными фирмами. В связи с большой передаваемой редуктором мощностью на подшипники зубчатых колес внутреннего зацепления действуют очень большие нагрузки 100000-200000 Н при частоте вращения около 10000 об/мин. При таких больших нагрузках и высокой частоте вращения подшипники качения не могут обеспечить требуемый назначенный ресурс, составляющий более 10000 часов. Альтернативой подшипникам качения для подвеса зубчатых колес редуктора авиационного двигателя являются подшипники скольжения с жидкостной смазкой. Эти подшипники способны выдерживать большие нагрузки и имеют при высокой частоте вращения очень большой ресурс.

Фирма Pratt Whitney разработала двигатель с редуктором и тягой 8 и 10 тонн, который планиру-

ется форсировать в дальнейшем до тяги 14 тонн. В качестве подшипников зубчатых колёс внутреннего зацепления используются подшипники скольжения.

В существующих конструкциях энергоустановок используются различные типы подшипников скольжения. Известно больше количество расточек вкладышей. Наиболее часто применяют самую простую цилиндрическую расточку. Однако круглоцилиндрический подшипник имеет малую область устойчивости и сравнительно невысокую грузоподъёмность. Широко распространён в турбостроении двухцентровый подшипник. Демпфирующая способность двухцентрового подшипника больше, чем цилиндрического, вследствие того, что в последнем работают две половинки подшипника, каждая из которых имеет клиновое пространство. Другим типом подшипника, обеспечивающим устойчивую работу ротора, является трёхцентровой подшипник. Очень надёжным типом подшипника, противодействующим возбуждению колебаний масляного слоя, является подшипник с самоустанавливающимися сегментами. Правильно спроектированный и изготовленный подшипник с самоустанавливающимися сегментами в отличие от традиционных конструкций позволяет расширить область устойчивого движения ротора. Кроме того, они способны компенсировать перекос валопровода, обладают малыми потерями на трение. В качестве опор роторов агрегатов энергоустановок находят применение гидростатодинамические подшипники. Одним из основных достоинств гидростатодинамических подшипников является возможность применения в качестве смазочного материала рабочего тела агрегата. Целесообразность применения гидростатодинамических подшипников особенно уместна, если в агрегате присутствует рабочее тело под большим давлением. Примером таких агрегатов являются топливные насосы авиационных двигателей. В данном случае рабочим телом является керосин, который находится в насосе под большим давлением. Эти подшипники относятся к подшипникам жидкостного трения. Основным критерием работоспособности гидростатодинамических подшипников является минимальная толщина смазочной пленки, разделяющую трущиеся поверхности. Толщина смазочной пленки должна превышать суммарную высоту микронеровностей и отклонений от формы вала и подшипника, то есть за один полный оборот не должно происходить контакта микронеровностей. Поэтому эти подшипники являются практически безизносными, если не учитывать начальные мгновения пуска и конец останова.

Следовательно, применение гидростатодинамических подшипников расширяет ассортимент применяемых материалов. Диаметральные размеры

гидростатодинамических подшипников также меньше, чем подшипников качения, традиционно применяемых в топливных насосах. В отличие от подшипников качения, которые имеют дискретные значения стандартных диаметров, гидростатодинамические подшипники скольжения можно изготовить любого диаметра. Вследствие остаточной неуравновешенности роторов агрегатов энергоустановок, подшипники нагружены как постоянными силами (вес ротора), так и переменных (неуравновешенность ротора).

Таким образом, большая нагруженность, нестационарность нагружения, высокие частоты вращения роторов, большая вероятность турбулентного течения рабочей жидкости, являются основными особенностями работы подшипников роторов агрегатов энергоустановок.

Нестационарность нагружения может быть вызвана также переменной частотой вращения (например, режимы пуска и останова). Нестационарный режим нагружения оказывает существенное влияние на характеристики опор жидкостного трения.

Целью данной работы является исследование режимов пуска и останова роторов энергоустановок. В силу новизны и недостаточной изученности исследования режимов пуска и останова роторов энергоустановок на гидростатодинамических подшипниках, являются актуальными.

Анализ литературных данных

В работе [1] рассматриваются подшипники скольжения, работающие в режиме гидродинамического трения. На кораблях и подводных лодках гребные винты часто устанавливают на подшипниках с водяной смазкой. Приведены результаты экспериментального исследования влияния скорости вращения на рабочий эксцентриситет, коэффициент трения и режимы смазки. Надёжность такого подшипника будет меньше в сравнении с гидростатодинамическим, в котором используют как гидродинамические, так и гидростатические эффекты. В работе [2] приведена вычислительная модель для анализа работы самоустанавливающихся упорных подшипников с наклонной подушкой. За счёт самоустановки подушек повышается надёжность работы подшипника. Однако наличие контактных давлений и возникающих при этом напряжений Герца всё же снижает надёжность работы подшипника. В работе [3] отмечается, что общие затраты на трение и износ составляют 250 миллиардов евро в год во всём мире. Приведены результаты исследований подшипников скольжения, работающих на специальной мезогенной жидкости. Эта жидкость позволяет снизить коэффициент трения на 60 %. Однако

применение этих жидкостей уменьшает трение, но не устраняет его. В работе [4] показана эффективность микротекстурирования на трибологические характеристики. Это позволило уменьшить коэффициент трения и повысить контактную нагрузку в условиях недостаточной смазки. Недостаточная смазка также снижает надежность работы подшипника. В работе [5] приводятся исследования подшипника скольжения для гидравлического насоса, работающего на морской воде. Подшипник работает в условиях полусухого и граничного трения, что снижает его долговечность. В работе [6] приводится исследование влияния основных параметров на сопротивление трению подшипника скольжения. Показано, что основное влияние на трение оказывает скорость вращения цапфы, коэффициент скольжения маслянистой пленки и давление на входе и выходе подшипника. Заслуживает внимания работа [7], в которой для повышения надёжности работы предлагаются гибридные подшипники, представляющие собой комбинацию подшипников качения и плёночных подшипников. В данной работе приведены результаты теоретических и числительных исследований. Обоснованы условия возникновения минимального эффекта трения. В работе [8] приведена программа для анализа гидродинамических цилиндрических подшипников скольжения. Рассматривается двумерная задача течения смазки с учётом различных отклонений контактной поверхности от цилиндрической формы. Рабочая поверхность разделена на несколько зон гидродинамического трения.

Приведенный анализ показывает отсутствие исследований режимов пуска и останова роторов на гидростатодинамических подшипниках.

Результаты исследований

В настоящее время отсутствуют как экспериментальные, так и теоретические исследования, касающиеся влияния переменной частоты вращения (разгон и останов) ротора на основные показатели работы большинства типов гидростатических подшипников. В данной работе рассматриваются экспериментальные исследования режимов пуска и останова гидростатических подшипников сегментного типа. Основное внимание при проведении исследований уделялось изучению колебаний ротора. Рассмотрение этой характеристики связано с тем, что при разгоне и останове ротора именно она определяет работоспособность подшипниковых узлов.

Исследования проводились при различных значениях давления питания рабочей жидкости $P_0 = 0,4; 0,6$ МПа, остаточной неуравновешенности ротора $q = 10,05 \cdot 10^{-5}; 21,44 \cdot 10^{-5}$ кг/м и на сегментных подшипниках различного диаметра. На рис 1-3 приве-

дены результаты исследований режимов пуска и останова ротора на сегментных гидростатодинамических подшипниках при малых величинах остаточной неуравновешенности ротора.

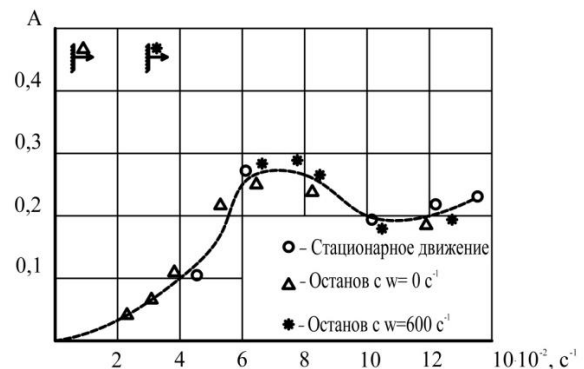


Рис. 1. Амплитуда частных характеристик ротора на сегментных гидростатических подшипниках при остаточной неуравновешенности $q = 10,05 \cdot 10^{-5}$ кг/м давлением питания $P_0 = 0,4$ МПа

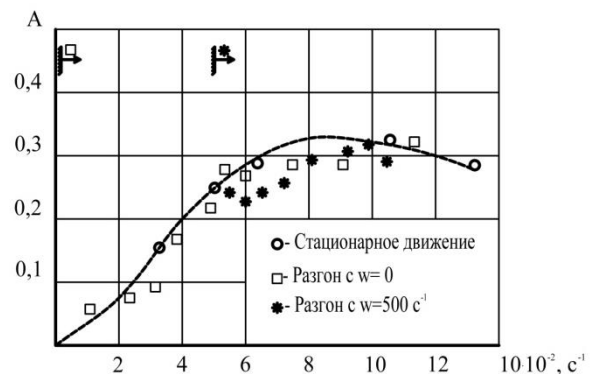


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики ротора на сегментных гидростатических подшипниках при остаточной неуравновешенности $q = 10,05 \cdot 10^{-5}$ кг/м давлением питания $P_0 = 0,4$ МПа

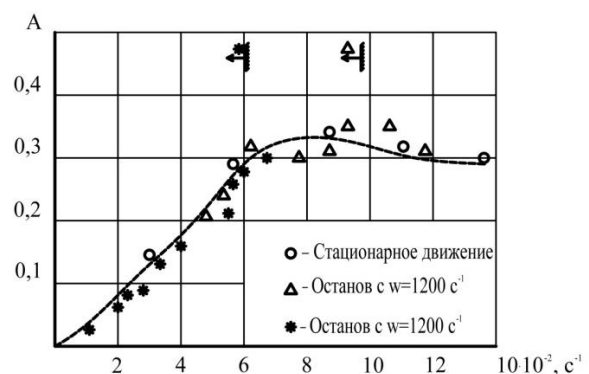


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики ротора на сегментных гидростатических подшипниках при остаточной неуравновешенности $q = 10,05 \cdot 10^{-5}$ кг/м и давлением питания $P_0 = 0,6$ МПа

На рис. 4-5 приведены результаты исследования режимов пуска и останова при больших величинах остаточной неуравновешенности ротора.

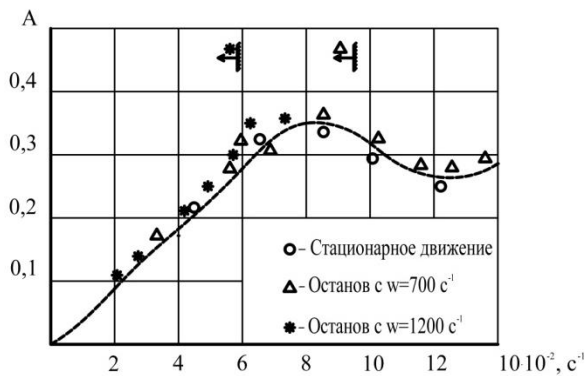


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики ротора на сегментных гидростатических подшипниках при остаточной неуравновешенности $q=21,44 \cdot 10^{-5}$ кг и давлением питания $P_0=0,4$ МПа

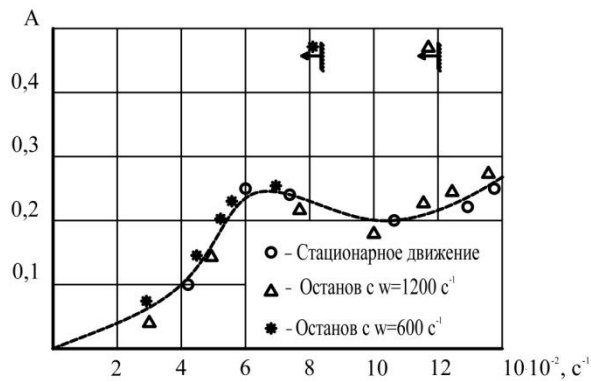


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики ротора на сегментных гидростатических подшипниках при остаточной неуравновешенности $q=21,44 \cdot 10^{-5}$ кг и давлением питания $P_0=0,4$ МПа

На приведенных рисунках по вертикали приведены амплитуды колебаний A в безразмерных величинах. Размерную величину амплитуды колебаний \bar{A} можно вычислить по известному зазору в подшипнике $\bar{\delta} = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ($\bar{A} = A \cdot \bar{\delta}$).

Сопоставляя амплитуды колебаний ротора на сегментных подшипниках для случаев нестационарного и стационарного режимов его работы можно отметить, что при разгоне (рис.1) амплитуды колебаний во всём диапазоне частот вращения несколько ниже (примерно на 15...20%), чем в случае стационарного режима работы ротора.

При замедлении ротора (см. рис. 2) амплитуды колебаний в области от $\omega=0$ до $\omega=800 \text{ c}^{-1}$ меньше примерно 8...10 %, а в области от $\omega=800 \text{ c}^{-1}$ до $\omega=1200 \text{ c}^{-1}$ несколько больше примерно на 7...9 %, чем в случае стационарного режима работы ротора.

Сопоставление амплитуд колебаний ротора при нестационарном и стационарном режимах его работы при давлении питания $P_0=0,6$ МПа (см. рис.3) показывает, что амплитуды колебаний в первом случае несколько выше примерно на 14...18 %, чем в случае стационарных режимов работы ротора. При большом дисбалансе (рис. 4 и 5) отличие амплитуд колебаний ротора для случаев нестационарного и стационарного режимов его работы незначительно (соизмеримо с погрешностью измерения).

Выводы

1. Характер движения ротора на переходных режимах его работы не оказывает существенного влияния на его амплитуды колебаний и резонансную скорость.

2. Малое влияние нестационарного характера движения ротора на динамические характеристики его движения может быть объяснено его большой массой 39,4 кг.

3. Имеющееся незначительное отклонение амплитуд колебаний нестационарного и стационарного режимов работы ротора связано с влиянием переходных процессов на распределение давлений в смазочном слое сегментных подшипников, а значит и на гидродинамические силы.

Литература

1. Avishai, Dov. *Experimental Investigation of Lubrication of a Marine Vessel* [Text] / Dov. Avishai, Groper. Morel // *Journal of Tribology-transactions of The ASME*. – 2021. – Vol. 143, Iss. 4. – 11 p.

2. Koosha, R. *A Computational Model for the Analysis of the Static Forced Performance of Self-Equalizing Tilting Pad Thrust Bearings* [Text] / R. Koosha, L. San Andres // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2020. – Vol. 142, Iss. 10. – 12 p.

3. *Entwicklung von galvanisch gekoppelten Gleitlagern zur Reduzierung von Reibung und Verschleiß* [Text] / T. Amann, W. Chen, M. M. Baur [et al.] // *Forsch Ingenieurwes.* – 2020. – Vol. 84. – P. 315-322. DOI: 10.1007/s10010-020-00416-z.

4. Gheisari, R. *Efficacy of surface microtexturing in enhancing the tribological performance of polymeric surfaces under starved lubricated condition* [Text] / R. Gheisari P. Lan, A. A. Polycarpou // *International Journal on the Science and Technology of Friction Lubrication and Wear*. – 2020. – 10 p.

5. *Research on the seawater lubricate sliding bearing of a novel buoyancy-regulating seawater pump considering the working depth* [Text] / Y. S. Liu, J. K. Zou, Y. P. Deng, H. Ji // *Australian Journal of Mechanical Engineering*. – 2020. – Vol. 20, Iss. 2. – P. 469-488. DOI: 10.1080/14484846.2020.1716510.

6. Zhao, Y. F. Influence of interface slip on the surface frictional force of texturing sliding bearing [Text] / Y. F. Zhao, J. X. Yang // *Journal Industrial Lubrication and Tribology*. – 2018. – Vol. 72, Iss. 6. – P. 735-742. DOI: 10.1108/ILT-01-2018-0032.

7. Polyakov, R. Analysis of the conditions for the occurrence of the effect of a minimum of friction in hybrid bearings based on the load separation principle [Text] / R. Polyakov, L. Savin, A. Fetisov // *Journal of Engineering Tribology*. – 2019. – Vol. 233, Iss. 2. – P. 271-280. DOI: 10.1177/1350650118777143.

8. Consideration of the multizone hydrodynamic friction, the misalignment of axes, and the contact compliance of a shaft and a bush of sliding bearing [Text] / M. V. Fernin, A. V. Mishin, N. N. Rybkin [et al.] // *Journal of Friction and Wear*. – 2017. – Vol. 38. – P. 242-251. DOI: 10.3103/S1068366617030163.

References

1. Avishai, Dov., Morel, Groper. Experimental Investigation of Lubrication of a Marine Vessel. *Journal of Tribology-Transactions of The ASME*, 2021, vol. 143, Iss. 4. 11 p.

2. Koosha, R., San Andres, L. A Computational Model for the Analysis of the Static Forced Performance of Self-Equalizing Tilting Pad Thrust Bearings. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, vol. 142, Iss. 10. 12 p.

3. Amann, T., Chen, W., Baur, M. M., Kagder, A., Rue, J. Entwicklung von galvanisch gekoppelten Gleitlagern zur Reduzierung von Reibung und Verschleiß [Development of galvanically coupled plain bearings to reduce friction and wear]. *Forsch Inge-*

nieurwes – Engineering Research, 2020, vol. 84, pp. 315-322. DOI: 10.1007/s10010-020-00416-z.

4. Gheisari, R., Lan, P., Polycarpou, A. A. Efficacy of surface microtexturing in enhancing the tribological performance of surface microtexturing in enhancing the tribological of polymeric surfaces under starved lubricated condition. *International Journal on the Science and Technology of Friction Lubrication and Wear*, 2020. 10 p.

5. Liu, Y. S., Zou, J. K., Deng, Y. P., Ji, N. Research on the seawater lubricate sliding bearing of a novel buoyancy-regulating seawater pump considering the working depth. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 2020, vol. 20, iss. 2, pp. 469-488. DOI: 10.1080/14484846.2020.1716510.

6. Zhao, Y.F., Yang, J. X. Influence of interface slip on the surface frictional force of texturing sliding bearing. *Journal Industrial Lubrication and Tribology*, 2018, vol. 72, Iss. 6, pp. 735-742. DOI: 10.1108/ILT-01-2018-0032.

7. Polyakov, R., Savin, L., Fetisov, A. Analysis of the conditions for the occurrence of the effect of a minimum of friction in hybrid bearings based on the load separation principle. *Journal of Engineering Tribology*, 2019, vol. 233, iss. 2, pp. 271-280. DOI: 10.1177/1350650118777143.

8. Fernin, M. V., Mishin, A. V., Rybkin, N. N., Shilko, S. V., Ryabchenko, T. V. Consideration of the multizone hydrodynamic friction, the misalignment of axes, and the contact compliance of a shaft and a bush of sliding bearing. *Journal of Friction and Wear*, 2017, vol. 38, pp. 242-251. DOI: 10.3103/S1068366617030163.

Надійшла до редакції 3.06.2022, розглянута на редколегії 8.08.2022

АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

В. І. Назін

Проектування надійних опор роторів сучасних швидкохідних машин пов'язані з вирішенням низки складних завдань як теоретичного, так і експериментального характеру. Експериментальне дослідження відіграє велику роль у системі наукових досліджень і дозволяє удосконалювати та уточнювати математичні моделі та застосовувати обчислювальні методи для їх реалізації. Експериментальні дослідження зазвичай мають вибіркового характеру і тому вимагають ретельної підготовки. Поставлено завдання досліджувати характеристики гідростатичного підшипника на режимах пуску та гальмування. Розроблено програму експериментальних досліджень поведінки хвиль на гідростатичних підшипниках для найскладніших умов роботи. Наведено переваги гідростатичних підшипників у порівнянні з іншими типами підшипників ковзання, а також в порівнянні з підшипниками кочення. Показано ефективність гідростатичних підшипників у порівнянні з іншими типами підшипників, для сучасних швидкохідних машин, у яких спостерігається зростання віброперевантажень та вібропереміщень. Гідростатичні підшипники зарекомендували себе на усіх режимах роботи зокрема і перехідних. Наведено опис експериментальних установок дослідження перехідних режимів роботи валу на гідростатичних підшипниках. Дослідження перехідних режимів роботи валу на гідростатичних підшипниках проводилися при різних значеннях тиску живлення робочої рідини, залишкової неврвноваженості, а також різних значеннях гідростатичних підшипників. Для виявлення характеру руху ротора на гідростатичних підшипниках представлені також значення амплітуд коливань при стаціонарному (усталеному) русі ротора. Показано, що зіставлення амплітуд коливань ротора на гідростатичних підшипниках діаметром 0,06 м для випадків нестационарного та стаціонарного режимів його роботи при розкиданні амплітуди коли-

вань у всьому діапазоні частот обертання дещо нижче (приблизно на 15...20 %), ніж у випадку стаціонарного режиму роботи ротора. При уповільненні ротора амплітуда коливань ротора більших частот обертання дещо більше (приблизно на 7...9 %), а при малих частотах обертання менше на 8...10 %, ніж у разі стаціонарного режиму роботи ротора. Малий вплив нестационарного характеру руху ротора на динамічні характеристики, можна пояснити його великою масою.

Ключові слова: гідростатичний підшипник; режими пуску та зупинки; рух ротора; робоча рідина; амплітуда коливань; динамічні характеристики.

ANALYSIS OF THE OPERATION OF A HYDROSTATIC BEARING IN TRANSITION MODES

Volodymyr Nazin

The design of reliable rotor supports for modern high-speed machines is associated with the solution of many complex problems, both theoretical and experimental. Experimental studies play an important role in the system of scientific research and allow improvement and refine mathematical models and the application of numerical methods for their implementation. Experimental studies are usually selective and therefore require careful preparation. The task was set to investigate the characteristics of a hydrostatic bearing in the starting and braking modes. A program of experimental studies of the behavior of a shaft on hydrostatic bearings for the most difficult operating conditions has been developed. The advantages of hydrostatic bearings are given compared with other types of plain bearings, as well as compared with rolling bearings. The effectiveness of hydrostatic bearings is shown, compared with other types of bearings, for modern high-speed machines, in which there is an increase in vibration overloads and vibration displacements. Hydrostatic bearings have proven themselves in all operating modes, including transient ones. A description of the experimental setup for the study of transient modes of operation of the shaft on hydrostatic bearings is given. Studies of the transient modes of operation of the shaft on hydrostatic bearings were conducted at various values of the pressure of the working fluid supply, residual unbalance, as well as various values of the diameter of the hydrostatic bearing. To identify the movement of the rotor on hydrostatic bearings, the values of the amplitudes of oscillations during stationary (steady) movement of the rotor are also presented. It is shown that the comparison of the oscillation amplitudes of the rotor on hydrostatic bearings with a diameter of 0.06 m for the cases of non-stationary and stationary modes of its operation during the acceleration of the amplitude of oscillations in the entire range of rotational speeds is slightly lower (by about 15...20 %) than in the case of a stationary mode of operation of the rotor. When the rotor slows down, the amplitude of the rotor oscillations at high speeds is somewhat larger (by about 7...9 %), and at low speeds it is less by 8...10 % than in the case of a stationary rotor operation. The small influence of the non-stationary nature of the rotor movement on the dynamic characteristics can be explained by its large mass.

Keywords: hydrostatic bearing; start and stop modes; rotor movement; working fluid; oscillation amplitude; dynamic characteristics.

Назін Володимир Іосифович – д-р техн. наук, доц., проф. каф. Теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет ім. М. Е. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Volodymyr Nazin – Doctor of Technical Sciences, Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering robotic systems, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: nazin.vlad@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1078-1969.