

УДК 621.822.5.032:532.517.4

doi: 10.32620/akt.2020.8.13

В. И. НАЗИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина*

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ СДВОЕННОГО ТИПА

Поставлена задача разработать рекомендации по проектированию гидростатодинамических подшипников скольжения сдвоенного типа на основании существующего опыта проектирования подобного типа подшипников скольжения, а также на основании целого ряда теоретических и опытных исследований, выполненных автором данной работы. Определено количество наиболее необходимых параметров для проектирования гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа. Уделено особое внимание выработке рекомендаций дополнительных параметров, характерных для проектирования подшипников скольжения сдвоенного типа. Уделено внимание выбору материалов подшипника сдвоенного типа и показано, что проблема выбора материалов для гидростатодинамических подшипников не так актуальна, однако иногда в режимах пуска и останова, а также в аварийных ситуациях для обеспечения высокой надежности проектируемой машины необходимо обращать внимание на выбор материалов подшипника. Проанализировано влияние различных форм камер на статические и динамические характеристики гидростатодинамических подшипников и показано, что наибольшее распространение на практике получили прямоугольные камеры. Показано, что режим течения рабочей жидкости также существенно влияет как на статические, так и на динамические характеристики подшипника. Отмечено, что даже при невращающемся роторе в гидростатодинамическом подшипнике наиболее часто наблюдается турбулентный режим течения рабочей жидкости. Рассмотрено влияние толщины слоя рабочей жидкости на увеличение жесткости опор и расширение диапазона устойчивой работы. Показано, что с уменьшением зазора в подшипнике увеличивается его несущая способность и расширяется диапазон устойчивой работы, однако при этом увеличиваются потери мощности на трение, возрастает вероятность засорения целевого тракта подшипника, а также возрастают требования к качеству изготовления рабочих поверхностей подшипника. Рекомендовано в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике в наружной и внутренней его частях назначать одинаковые зазоры. Показано, что в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике существующая рекомендация по числу камер может привести в отдельных случаях к большому расходу рабочей жидкости.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник; теоретические исследования; материалы подшипников; режимы пуска и останова; аварийные ситуации; форма камер; режим течения; турбулентный режим; несущая способность; устойчивая работа.

Анализ проблемы

При проектировании машин возникает необходимость решения ряда сложных задач, к числу которых относится обеспечение надежной работы опор их роторов. В авиационных двигателях, мощных турбогенераторах для атомных станций, различных типах насосов и других агрегатах энергоустановок находят применение гидростатодинамические подшипники скольжения, работающие на маловязких рабочих жидкостях, в том числе и на рабочих телах машин. В силу ряда преимуществ области применения гидростатодинамических подшипников постоянно расширяются. Тенденция роста скоростей вращения роторов современных машин приводит к

росту виброперегрузок и виброперемещений. Новые условия работы современных машин требуют совершенствования существующих или разработки новых конструкций подшипников.

Автором данной работы разработана целая серия принципиально новых гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа и получено 7 патентов на их конструкции. Сдвоенные гидростатодинамические подшипники имеют несколько смазочных слоев, что позволяет существенно увеличить несущую способность и расширить диапазон устойчивой работы роторов, установленных на эти подшипники. В сравнении с обычными втулочными гидростатодинамическими подшипниками гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа имеют более

сложную конструкцию и возникает необходимость разработки большого количества геометрических и рабочих параметров при их проектировании.

Целью данной работы является разработка рекомендаций по проектированию гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, основанная на существующем опыте проектирования втулочных гидростатодинамических подшипников [1 - 3], а также на основании теоретических и опытных исследований, проведенных автором данной работы применительно к гидростатодинамическим подшипникам сдвоенного типа.

Рекомендации по проектированию

Приведем некоторые основные рекомендации, необходимые для проектирования гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа.

1. Важным фактором при проектировании подшипников любого типа является выбор материалов. В гидростатодинамических подшипниках при нормальной работе поверхности трения надежно разделены слоем рабочей жидкости и поэтому проблема выбора материалов не так актуальна, как в подшипниках «сухого» или полужидкостного трения. Однако иногда в режимах пуска и останова, а также в аварийных ситуациях для обеспечения высокой надежности проектируемой машины необходимо применять для трущихся поверхностей материалы, образующие антифрикционные пары.

2. В гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа конструкция подшипника состоит из двух частей (внутренней и наружной) и есть между валом и подшипником промежуточная деталь диск. Поэтому в данном случае возникает необходимость назначать дополнительные размеры, которых не было в обычном втулочном подшипнике. Таким размером является расстояние между ступицей диска и внутренним диаметром обода диска $L_{\text{обода}}$ (рис. 1).

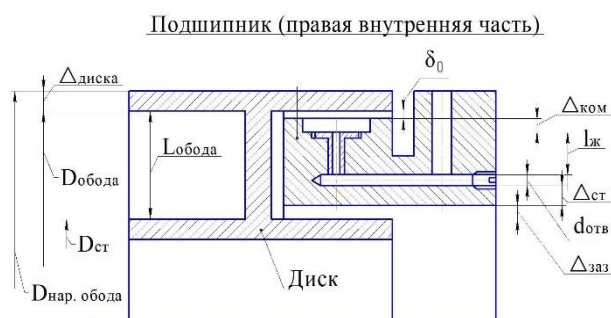


Рис. 1. К определению расстояния между ступицей диска и внутренним диаметром обода диска $L_{\text{обода}}$

Из рис. 1 видно, что $L_{\text{обода}}$ можно вычислить по следующей зависимости:

$$L_{\text{обода}} \approx \Delta_{\text{кам}} + l_{\text{ж}} + d_{\text{отв}} + \Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{заяз}} + \delta_0,$$

где $\Delta_{\text{кам}} \approx (2,5 \dots 3,5)$ мм – глубина камеры;

$l_{\text{ж}} = (3 \dots 4) d_{\text{ж}}$ – длина жиклера;

$d_{\text{отв}} = (3 \dots 6)$ мм – диаметр отверстия для подвода в камеры рабочей жидкости;

$\Delta_{\text{ст}} \approx (3 \dots 5)$ мм – толщина стенки;

$\Delta_{\text{заяз}} \approx (2 \dots 3)$ мм – зазор между ступицей диска и внутренним диаметром нерабочей части подшипника;

δ_0 – радиальный зазор в подшипнике.

3. Оптимальным значением отношений длины подшипника к его диаметру можно принять диапазон $0,4 \dots 1,0$. Большие значения ограничиваются существенным влиянием перекосов на работу подшипника. Меньшие значения – малой грузоподъемностью подшипника. Для расширения диапазона устойчивой работы ротора необходимо принимать большие значения относительной длины подшипника, а меньшие значения – для малонагруженных, низкооборотных роторов машин. Необходимо также иметь в виду, что с увеличением длины подшипника растут потери мощности на трение.

4. Величина радиального зазора и соответствующая ему толщина слоя рабочей жидкости зависят от назначения, условий работы и конструктивных особенностей проектируемого опорного узла.

Для увеличения жесткости опор и увеличения диапазона устойчивой работы радиальный зазор в подшипнике необходимо выбирать как можно меньше, но следует учитывать, что при этом увеличиваются потери мощности на трение, возрастает вероятность засорения щелевого тракта подшипника, а также возрастают требования к качеству изготовления рабочих поверхностей подшипника. При больших зазорах возрастают расходы рабочей жидкости и снижается диапазон устойчивой работы ротора.

Оптимальное значение относительного зазора в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа для случаев, представляющих практический интерес, может колебаться в широком диапазоне $\psi = 0,001 \dots 0,0025$, где $\psi = \delta_0 / R_{\text{ср}}$, а $R_{\text{ср}} = (R_1 + R_2) / 2$ – средний радиус в сдвоенном подшипнике; R_1 и R_2 – радиусы наружной и внутренней частей подшипника.

В сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике в наружной и внутренней его частях желательно назначать одинаковые зазоры.

5. Исследователями рассматривались различные формы камер [4]: прямоугольные, шевронные, двутавровые и круглые. Однако наибольшее распространение на практике получили прямоугольные камеры. Они наиболее технологичные, дешевые, обеспечивающие достаточно высокую грузоподъемность и сравнительно приемлемые расходы рабочей жидкости.

Математическая модель подшипника с прямоугольными камерами и ее численная реализация также проще в сравнении с подшипниками, имеющими другую форму камер. В отдельных случаях наряду с прямоугольной формой камер можно рекомендовать круглую форму камер.

6. Площадь камер в гидростатодинамическом подшипнике, в котором имеют место как гидростатические, так и гидродинамические эффекты, также может влиять на его статические и динамические характеристики. Для использования указанных эффектов в полной мере можно назначать площадь камер для обеих частей подшипника по следующей рекомендации: $A_{\text{кам}} \approx (0,05 \dots 0,2) \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L_{\Sigma}$ (где D_1 и L_{Σ} – диаметр и длина подшипника).

7. Для обеспечения высокой грузоподъемности исследователями предлагается число камер 6...8. Однако в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике, имеющем наружную и внутреннюю части, эта рекомендация может привести в отдельных случаях к большому расходу рабочей жидкости. Поэтому применительно к гидростатодинамическим подшипникам сдвоенного типа можно рекомендовать число камер 4...6. Причем большее число камер принимать для больших диаметров подшипников.

8. Режим течения рабочей жидкости также существенно влияет как на статические, так и на динамические характеристики подшипника [5]. Турбулентный режим течения рабочей жидкости обеспечивает большую грузоподъемность и больший диапазон устойчивой работы нежели ламинарный режим. Расчетные и опытные данные показывают, что условия работы гидростатодинамических подшипников таковы, что даже при невращающемся роторе в нем наиболее часто имеет место турбулентный режим течения рабочей жидкости. Поэтому в расчетах рекомендуется чаще применять развитый турбулентный режим течения рабочей жидкости.

9. Наибольшее распространение в качестве входного компенсатора давления в камерах получили жиклеры. Капилляры и диафрагмы применяют реже. Результаты расчета показали, что с увеличением диаметра жиклера, в рассмотренном интервале размеров, диапазон устойчивой работы подшипника увеличивается.

Рекомендуется диаметр жиклера принимать в диапазоне $d_{\text{ж}} = 1,5 \dots 2,5$ мм. Меньшие значения ограничиваются возрастающей вероятностью засорения жиклера, а большие значения возрастающим расходом рабочей жидкости.

Результаты расчета, выполненные автором данной работы, показывают, что применение различных диаметров жиклеров [6] (меньших в ненагруженной и больших в нагруженной зоне) может привести к увеличению диапазона устойчивой работы подшипника. Поэтому в отдельных случаях рекомендуется применять различные диаметры жиклеров. Например, в насосах, где действует нагрузка постоянно в одном направлении можно применить разные диаметры жиклеров или даже отказаться от применения камер вообще в ненагруженной зоне.

10. Длину перемычки между торцом камеры и торцом подшипника можно рекомендовать в интервале $l_{\text{п}} \approx 2 \dots 10$ мм. Меньшие значения применять для подшипников малого диаметра, а большие для подшипников большого диаметра.

11. Расположение камер по окружности также оказывает влияние на статические и динамические характеристики подшипника. Подшипник, у которого первая камера расположена под линией действия нагрузки обеспечивает большую несущую способность и расширяет диапазон устойчивой работы подшипника. Однако этот выигрыш незначителен, а конструкция подшипника усложняется из-за более сложной системы слива рабочей жидкости с торцев подшипника. Поэтому в сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике рекомендуется первую камеру располагать под 45° по отношению к линии действия нагрузки (если число камер равно 4). В наружной и внутренней частях сдвоенного подшипника камеры рекомендуется располагать друг под другом [7].

12. В сдвоенном гидростатодинамическом подшипнике важную роль играет толщина диска, так как она определяет диаметры наружной и внутренней частей подшипника и диапазон его устойчивой работы. Чем меньше толщина диска, тем меньше отличаются диаметры наружной и внутренней частей подшипника и тем больше будет его грузоподъемность. Так как диск имеет форму замкнутого кольца и нагружен распределенной нагрузкой как по наружной, так и по внутренней его частям, то толщину диска можно рекомендовать небольшую $\Delta_{\text{диска}} \approx 2 \dots 5$ мм. Причем большие значения рекомендуется принимать для подшипников большого диаметра.

13. В качестве рабочей жидкости в сдвоенных гидростатодинамических подшипниках рекомендуется использовать маловязкие жидкости, вязкость

которых меньше или равна вязкости воды при нормальных условиях, а также некоторые сорта масел, вязкость которых примерно в 2...3 раза больше вязкости воды. С увеличением вязкости рабочей жидкости возрастает грузоподъемность подшипника, однако в гидростатодинамическом подшипнике щелевой тракт такой, что при этом усложняется прокачка этой жидкости и возрастает вероятность засорения щелевого тракта. Для обеспечения высокой надежности работы подшипника рекомендуется очищать рабочую жидкость от твердых примесей, пропуская ее через фильтры грубой и тонкой очистки.

14. В радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа появляются дополнительные геометрические параметры, по сравнению с радиальными, на которые необходимо иметь рекомендации по проектированию. Таким параметром в радиально-упорном подшипнике является угол наклона внешней конической рабочей поверхности подшипника α . Предыдущими исследователями этот угол рекомендуется назначать равным $\alpha = 15^\circ$. Этот угол действительно является оптимальным при сравнительно небольших осевых нагрузках [8]. При больших осевых нагрузках и сравнительно не высоких угловых скоростях угол α можно рекомендовать в более широком диапазоне $\alpha = 15^\circ \dots 25^\circ$.

15. В радиальном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска подбором соответствующего упругого элемента можно получить необходимый диапазон устойчивой работы ротора [9].

Выводы

1. Проанализированы условия работы опор роторов агрегатов энергоустановок и обоснована необходимость применения гидростатодинамических подшипников скольжения сдвоенного типа.

2. Показано существенное преимущество гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа в сравнении с обычными втулочными гидростатодинамическими подшипниками.

3. Разработаны рекомендации по проектированию гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, основанные на существующем опыте проектирования втулочных гидростатодинамических подшипников, а также на основании теоретических и опытных исследований, проведенных автором данной работы.

4. Приведенные рекомендации по проектированию гидростатодинамических подшипников скольжения позволят проектировщикам назначать

оптимальные размеры при проектировании таких опор.

Литература

1. Воскресенский, В. А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения [Текст] / В. А. Воскресенский, В. Н. Дьяков, А. З. Зиле. – М. : Машиностроение, 1983. – 231 с.
2. Токарь, И. Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст] / И. Я. Токарь. – М. : Машиностроение, 1971. – 168 с.
3. Артеменко, Н. П. Влияние формы камер гидростатического подшипника на его основные характеристики [Текст] / Н. П. Артеменко, В. Н. Доценко, А. И. Чайка // Самолетостроение. Техника воздушного флота : сб.н.тр. – Х., НАКУ «ХАИ». – 1986. – Вып. 53. – С. 3-6.
4. Бушуев, В. В. Гидростатическая смазка в тяжелых станках [Текст] / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 1989. – 176 с.
5. Назин, В. И. Влияние режима течения рабочей жидкости на динамические характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 3(120). – С. 90-93.
6. Назин, В. И. Радиальные гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа с различной жидкостной компенсацией [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 2(119). – С. 112-115.
7. Назин, В. И. Влияние углов расположения камер на наружных и внутренних частях гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа на его несущую способность [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2019. – № 4(156). – С. 50-56.
8. Назин, В. И. Влияние угла конусности на статические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа [Текст] / В. И. Назин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии : сб.н.тр. – Х., НАКУ «ХАИ». – 2015. – Вып. 69. – С. 165-173.
9. Назин, В. И. Влияние жесткости упругой установки колец на диске на динамические характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 10(127). – С. 72-76.

References

1. Voskresenskij, V. A. Raschet i proektirovanie opor zhidkostnogo treniya [Calculation and design of liquid friction supports]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 231 p.

2. Tokar', I. Ya. *Proektirovanie i raschet opor treniya* [Design and calculation of friction bearings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 168 p.

3. Artemenko, N. P., Docenko, V. N., Chajka, A. I. Vliyanie formy kamer gidrostaticheskogo podshipnika na ego osnovnye karakteristiki [The influence of the shape of the chambers of a hydrostatic bearing on its main characteristics]. *Samoletostroenie. Tekhnika vozdušnogo flota : sb. nauch. tr.*, Kharkov, NAKU «KHAІ», 1986, vol. 53, pp. 3-6.

4. Bushuev, V. V. *Gidrostaticheskaya smazka v tyazhelyh stankah* [Hydrostatic lubrication in heavy machinery]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 176 p.

5. Nazin, V. I. Vliyanie rezhima techeniya rabochej zhidkosti na dinamicheskie karakteristiki gidrostatodinamicheskikh podshipnikov sdvoennogo tipa [The influence of the flow regime of the working fluid on the dynamic characteristics of dual-type hydrostatodynamic bearings]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2015, no. 3(120), pp. 90-93.

6. Nazin, V. I. Radial'nye gidrostatodinamicheskie podshipniki sdvoennogo tipa s razlichnoj zhihlernoj kompensaciej [Double radial hydrostatodynamic bearings with various nozzle compensation]. *Aviacijno-*

kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology, 2015, no. 2(119), pp. 112-115.

7. Nazin, V. I. Vliyanie uglov raspolozheniya kamer na naruzhnyh i vnutrennih chastyah gidrostatodinamicheskogo podshipnika sdvoennogo tipa na ego nesushchuyu sposobnost' [The influence of the angles of the chambers on the outer and inner parts of the hydrostatodynamic double bearing on its bearing capacity]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2019, no. 4(156), pp. 50-56.

8. Nazin, V. I. Vliyanie ugla konusnosti na staticheskie karakteristiki radial'no-upornogo gidrostatodinamicheskogo podshipnika sdvoennogo tipa [The effect of the taper angle on the static characteristics of a double-type angular contact hydrostatodynamic bearing]. *Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii : sb. nauch. tr.*, Kharkov, NAKU «KHAІ», 2015, vol. 69, pp. 165-173.

9. Nazin, V. I. Vliyanie zhestkosti uprugoj ustanovki kolec na diske na dinamicheskie karakteristiki gidrostatodinamicheskogo podshipnika sdvoennogo tipa [The effect of the rigidity of the elastic mounting of the rings on the disk on the dynamic characteristics of a double-type hydrostatodynamic bearing]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2015, no. 10(127), pp. 72-76.

Надійшла до редакції 08.06.2020, розглянута на редколегії 15.08.2020

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ЗДВОЄНОГО ТИПУ

В. І. Назін

Поставлено завдання розробити рекомендації з проектування гідростатодинамічних підшипників ковзання здвоєного типу на підставі існуючого досвіду проектування подібного типу підшипників ковзання, а також на підставі цілого ряду теоретичних і експериментальних досліджень, виконаних автором даної роботи. Визначено кількість найбільш необхідних параметрів для проектування гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу. Приділено особливу увагу виробленню рекомендацій додаткових параметрів, характерних для проектування підшипників ковзання здвоєного типу. Приділено увагу вибору матеріалів підшипника здвоєного типу і показано, що проблема вибору матеріалів для гідростатодинамічних підшипників не так актуальна, однак іноді в режимах пуску і зупинки, а також в аварійних ситуаціях для забезпечення високої надійності проектованої машини необхідно звертати увагу на вибір матеріалів підшипника. Проаналізовано вплив різних форм камер на статичні і динамічні характеристики гідростатодинамічних підшипників і показано, що найбільше поширення на практиці отримали прямокутні камери. Показано, що режим течії робочої рідини також істотно впливає як на статичні, так і на динамічні характеристики підшипника. Відзначено, що навіть при роторі, який не обертається, в гідростатодинамічному підшипнику найбільш часто спостерігається турбулентний режим течії робочої рідини. Розглянуто вплив товщини шару робочої рідини на збільшення жорсткості опор і розширення діапазону стійкої роботи. Показано, що зі зменшенням зазору в підшипнику збільшується його несуча здатність і розширюється діапазон стійкої роботи, однак при цьому збільшуються втрати потужності на тертя, зростає ймовірність засмічення щільного тракту підшипника, а також зростають вимоги до якості виготовлення робочих поверхонь підшипника. Рекомендовано в здвоєному гідростатодинамічному підшипнику в зовнішній і внутрішній його частинах призначати однакові зазори. Показано, що в здвоєному гідростатодинамічному підшипнику існуюча рекомендація по числу камер може привести в окремих випадках до великої витрати робочої рідини.

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник; теоретичні дослідження; матеріали підшипників; режими пуску і зупинки; аварійні ситуації; форма камер; режим течії; турбулентний режим; несуча здатність; стійка робота.

**INFLUENCE MASS OF THE RINGS, RESILIENTLY SET ON DISK,
ON DYNAMIC DESCRIPTIONS OF HYDROSTATODYNAMIC BEARING
OF THE DOUBLED TYPE**

V. Nazin

The task is to develop recommendations for the design of dual-type hydrostatodynamic plain bearings based on the existing experience in designing this type of plain bearings, as well as based on many theoretical and experimental studies performed by the author of this work. The number of the most necessary parameters for the design of dual-type hydrostatodynamic bearings is determined. Particular attention was paid to the development of recommendations for additional parameters specific to the design of double type plain bearings. Attention is paid to the selection of double-type bearing materials and it is shown that the problem of selecting materials for hydrostatic dynamic bearings is not so relevant, however, sometimes in start-up and shutdown modes, as well as in emergencies, to ensure high reliability of the designed machine, it is necessary to pay attention to the choice of bearing materials. The influence of various forms of chambers on the static and dynamic characteristics of hydrostatodynamic bearings is analyzed and it is shown that the greatest distribution in practice, they got rectangular cameras. It is shown that the flow regime of the working fluid also significantly affects both the static and dynamic characteristics of the bearing. It is noted that even with a non-rotating rotor in a hydrostatodynamic bearing, the most turbulent mode of flow of the working fluid is most often observed. The influence of the thickness of the working fluid layer on increasing the rigidity of the supports and expanding the range of stable operation is considered. It is shown that with a decrease in the clearance in the bearing, its bearing capacity increases and the range of stable operation expands, however, this increases the friction power loss, increases the likelihood of clogging of the slit bearing path, and also increases the requirements for the quality of manufacture of the bearing working surfaces. It is recommended that in the double hydrostatodynamic bearing in the outer and inner parts to assign the same clearances. It is shown that in a dual hydrostatodynamic bearing, the existing recommendation on the number of chambers can lead in some cases to large working fluid flow.

Keywords: hydrostatodynamic bearing; theoretical research; bearing materials; start and stop modes; emergency situations; chamber shape; flow mode; turbulent mode; load-bearing capacity; stable operation.

Назин Владимир Иосифович – д-р техн. наук, доц., проф. каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Vladimir Nazin – Doctor of Technical Science, Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and robotic Systems, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkiv, Ukraine,
e-mail: nazin.vlad11@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-1078-1969.