

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВЛИЯНИЕ МАССЫ КОЛЕЦ, УПРУГО УСТАНОВЛЕННЫХ НА ДИСКЕ, НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

Приведены основные достоинства подшипников скольжения жидкостного трения. Описана особенность работы подшипников жидкостного трения в динамике. Рассмотрены причины появления самовозбуждающихся колебаний или автоколебаний. Приведены пути подавления возникающих повышенных вибраций, с которыми вынуждены бороться конструктора. Описана замкнутая система уравнений, позволяющая рассчитывать динамические характеристики гидростатодинамического подшипника. Приведена математическая модель, доведенная до вида, приспособленного для численной реализации, благодаря применению современных численных методов. Представлены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях масс колец, упруго установленных на диске. Выполнен анализ полученных результатов.

Ключевые слова: подшипники жидкостного трения, самовозбуждающиеся колебания, динамические характеристики, математическая модель, численные методы, гидростатодинамические подшипники, анализ результатов.

Введение

Подшипники скольжения жидкостного трения имеют ряд существенных преимуществ перед подшипниками качения. Они могут воспринимать значительные нагрузки, устойчивы при динамических возмущениях, могут работать при больших скоростях вращения, имеют большой срок службы, не вызывают серьезных аварий в случае неисправности, имеют низкую себестоимость и просты в обслуживании.

Однако гидродинамические силы, действующие в смазочном слое подшипника, могут служить причиной повышенных вибраций ротора. Склонность к интенсивным автоколебаниям валов, вращающихся в подшипниках скольжения жидкостного трения, даже при тщательной балансировке роторов была впервые отмечена Ньюкерком в 1924 г.

Он же совместно с Тейлором проводил экспериментальные исследования этих колебаний. На основании этих исследований они выдвинули теорию о том, что причина вибраций обуславливается специфическими свойствами смазочного слоя подшипника. Они также указали на возможность существования колебаний вала с частотой, равной половине скорости его вращения. Колебательной системой в данном случае является система вал – масляный слой подшипника. Изучение этой системы позволяет установить механизм автоколебаний.

Достаточно полный обзор по данной проблеме был выполнен в работе М. С. Бурковым [1].

Опасность возникновения повышенных вибраций вынуждает конструкторов изыскивать пути их подавления. Основными способами подавления вибраций являются мероприятия, направленные на обеспечение устойчивой работы системы путем изменения конструктивных параметров подшипников с цилиндрической расточкой вкладышей, применение виброустойчивых подшипников скольжения и применение упругодемпферных опор.

Характеризуя мероприятия первой группы, следует отметить, что область применения этих мер весьма ограничена и существует обоснованное мнение, что подшипники с цилиндрической расточкой вкладыша не могут в достаточной степени обеспечить надежную работу высокооборотных машин.

Вторая группа мероприятий представляет собой более активное вмешательство в организацию процесса смазки и состоит в конструировании новых типов вкладышей подшипников, позволяющих расширить диапазон устойчивой работы ротора. Исследователями были предложены многоклиновые подшипники и подшипники с самоустанавливающимися сегментами, в которых возникают дополнительные масляные клинья с соответствующей эпурой давления в ненагруженной зоне. Следуя этому направлению были также предложены подшипники с вкладышами, смещенными в плоскости разреза,

лимонные подшипники, трех- и четырехклиновые подшипники.

К виброустойчивым подшипникам скольжения следует отнести также и подшипники с плавающей втулкой. Эти подшипники в ряде случаев обеспечивают необходимый запас устойчивости. Однако при больших скоростях и малых нагрузках виброустойчивость таких подшипников может оказаться недостаточной, так как эти подшипники не могут стабилизировать ротор в центральном положении.

Отличительной особенностью применения виброустойчивых подшипников является то, что их применение связано, во-первых, со значительным увеличением цены за счет более высокой стоимости изготовления подшипников, во-вторых, с увеличением потерь на трение, и, наконец, то, что их применение позволяет лишь сместить границу устойчивости на более высокие частоты вращения.

Для подавления автоколебаний наиболее эффективным является применение упругодемпферных опор. Возможны два подхода в использовании упругодемпферных опор для подавления автоколебаний.

Первый подход предусматривает введение упругодемпферных опор с целью сдвига пороговой частоты, на которой возникают автоколебания, в сторону более высоких частот вращения.

Второй подход, связанный с применением упругодемпферных опор, предусматривает возможность перехода ротором через зону автоколебаний [2] в диапазон частот вращения ротора, свободный от автоколебаний.

Сдвоенные гидростатодинамические подшипники с упруго установленными кольцами на диске относятся к упругодемпферным опорам.

Целью данной работы является исследование влияния массы колец, упруго установленных на диске, на амплитудно-частотные характеристики ротора.

Конструктивная схема и подробная теория рассматриваемого подшипника приведена в работе [3]. Основными динамическими характеристиками таких подшипников являются амплитудно-частотные характеристики, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы устойчивой работы ротора на исследуемых подшипниках.

Применительно к втулочным гидростатодинамическим подшипникам с использованием нелинейных уравнений движения ротора решалась задача в работе [4]. Однако в этой работе не учитывалась подвижность рабочих поверхностей и подвод смазки осуществлялся только с одной наружной стороны.

Математическая модель

При определении амплитудно-частотных характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа использовались нелинейные уравнения движения ротора внутри подшипника [5] и уравнения перемещения колец, упруго установленных на диске.

Запишем уравнения движения диска под действием сил веса, неуравновешенности и гидродинамических сил

$$\begin{aligned} \frac{G}{g} \left[\frac{d^2 e}{dt^2} - e \left(\frac{d\beta_0}{dt} \right)^2 \right] &= -2i_{\Sigma} + G \cos \beta_0 + \\ &+ q\omega^2 \cos(\omega \cdot t - \beta_0 + \beta_H), \\ \frac{G}{g} \left[e \frac{d^2 \beta_0}{dt^2} + 2 \left(\frac{d\beta_0}{dt} \right) \cdot \frac{de}{dt} \right] &= -2j_{\Sigma} - \\ &- G \sin \beta_0 + q\omega^2 \cos(\omega \cdot t - \beta_0 + \beta_H), \end{aligned} \quad (1)$$

где $G = mg$ – вес вала с диском;

g – ускорение свободного падения;

e – эксцентриситет диска в подшипнике, характеризующий расстояние между центрами диска и подшипника;

β_0 – угол положения линии центров диска и подшипника;

i_{Σ} и j_{Σ} – гидродинамические силы в проекциях на линию центров диска и подшипника и направление ей перпендикулярное;

q – остаточная неуравновешенность вала;

ω – угловая скорость вращения диска с валом;

β_H – положение оси отсчета углов.

Уравнения (1) записаны в проекциях на подвижные оси, вращающиеся с угловой скоростью $\frac{d\beta_0}{dt}$ вместе с линией центров диска и подшипника.

Запишем уравнения перемещений колец, упруго установленных на диске, используя закон механики, в котором говорится, что произведение массы тела на его ускорение равно сумме всех сил, действующих на это тело.

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= G_1 \cdot \cos \beta_0 - i_H - \\ &- C_{ж1} \cdot y_1 - C_{D1} \cdot \dot{y}_1, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 &= G_3 \cdot \cos \beta_0 - \frac{1}{2} j_B - \\ &- C_{ж3} \cdot y_3 - C_{D3} \cdot \dot{y}_3, \end{aligned} \quad (2)$$

где \bar{m}_1 и \bar{m}_3 – массы колец;

\ddot{y}_1 и \ddot{y}_3 – ускорения колец;

G_1 и G_3 – веса колец;

i_B и i_H – гидродинамические силы наружной и внутренней частей подшипника;

$C_{ж1} \cdot \dot{y}_1$ и $C_{ж3} \cdot \dot{y}_3$ – силы упругости эластичных элементов;

$C_{ж1}$ и $C_{ж3}$ – коэффициенты жесткости упругих элементов;

$C_{D1} \cdot \dot{y}_1$ и $C_{D3} \cdot \dot{y}_3$ – силы демпфирования упругих элементов;

C_{D1} и C_{D3} – коэффициенты демпфирования упругих элементов;

\dot{y}_1 и \dot{y}_3 – скорости перемещения колец на упругом основании.

Запишем выражения (1) и (2) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры чертой сверху.

$$\begin{aligned} \bar{m} \left(\ddot{\bar{\chi}} - \bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2 \right) &= -2i_\Sigma + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \bar{m} \left(\ddot{\bar{\chi}} \cdot \dot{\beta}_0 + 2\dot{\bar{\chi}} \cdot \dot{\beta}_0 \right) &= -2j_\Sigma - \bar{G} \cdot \sin \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{\bar{y}}_1 &= \bar{G}_1 \cdot \cos \beta_0 - \bar{i}_H - \\ &- \bar{C}_{ж1} \cdot \bar{y}_1 - \bar{C}_{D1} \cdot \dot{\bar{y}}_1, \\ m_3 \cdot \ddot{\bar{y}}_3 &= \bar{G}_3 \cdot \cos \beta_0 - \bar{i}_B - \\ &- \bar{C}_{ж3} \cdot \bar{y}_3 - \bar{C}_{D3} \cdot \dot{\bar{y}}_3. \end{aligned} \quad (4)$$

Безразмерные параметры в выражениях (3) и (4) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{m} &= \frac{m \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T^2}; \quad \bar{i}_\Sigma = \frac{i_\Sigma}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \\ \bar{j}_\Sigma &= \frac{j_\Sigma}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{G} = \frac{m \cdot g}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \\ \bar{q} &= \frac{q\omega^2}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{t} = \frac{t}{T}; \quad Sh = \frac{1}{\cot}; \quad \bar{\chi} = \frac{e}{\delta_{01}}; \\ \bar{m}_1 &= \frac{m_1 \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T_1^2}; \quad \bar{G}_1 = \frac{G_1}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \\ \bar{i}_H &= \frac{i_H}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{C}_{ж1} = \frac{C_{ж1} \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2}; \quad \bar{y}_1 = \frac{y_1}{\delta_{01}}; \\ \bar{C}_{D1} &= \frac{C_{D1} \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{K1}^2 \cdot T_1}; \\ \bar{t}_1 &= \frac{t_1}{T_1}; \quad \bar{m}_3 = \frac{m_3 \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2 \cdot T_2^2}; \quad \bar{G}_3 = \frac{G_3}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2}; \\ \bar{i}_B &= \frac{i_B}{2 \cdot P_{вх} \cdot R_{K2}^2}; \end{aligned}$$

$$\bar{C}_{ж3} = \frac{C_{ж3} \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2}; \quad \bar{y}_3 = \frac{y_3}{\delta_{02}};$$

$$\bar{C}_{D3} = \frac{C_{D3} \cdot \delta_{02}}{P_{вх} \cdot R_{K2}^2 \cdot T_2}; \quad \bar{t}_2 = \frac{t_2}{T_2}.$$

В основе определения гидродинамических сил, входящих в уравнения движения (3) и (4), лежит функция распределения давления по рабочим поверхностям подшипника. Последняя определяется из совместного решения уравнений Рейнольдса и баланса расходов.

Запишем уравнения баланса расходов для наружной и внутренней частей подшипника в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры чертой сверху.

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k,i})_{n+1} &= \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \\ &+ \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} &= \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \\ &+ \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \end{aligned} \quad (6)$$

Безразмерные параметры в выражениях (5) и (6) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{P}_{k,i} = \frac{P_{k,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{a}_{9,i} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \quad \bar{a}_{11,i} = a_{11,i};$$

$$\bar{a}_{12,i} = a_{12,i}; \quad \bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{вх}};$$

$$\bar{P}_{k1,i} = \frac{P_{k1,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \quad \bar{b}_{11,i} = b_{11,i};$$

$$\bar{b}_{12,i} = b_{12,i}; \quad \bar{b}_{10,i} = \frac{b_{10,i}}{P_{вх}}.$$

В процессе итерации по давлениям в камерах коэффициенты $a_{9,i}, a_{10,i}, a_{11,i}, a_{12,i}$ и $b_{9,i}, b_{10,i}, b_{11,i}, b_{12,i}$ остаются постоянными и вычисляются с помощью исходных геометрических и рабочих параметров подшипника. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности по давлениям в камерах.

Давления на межкамерных перемычках определяем из решения уравнений Рейнольдса для наружной и внутренней частотой подшипника, которые в безразмерном виде запишем следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\bar{h}_1^3 \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) &= \\ = \Omega_1 \frac{\partial (\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega \Omega_1 \cdot \bar{V}_1, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \quad (8)$$

$$= \Omega_2 \frac{\partial (\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_2 \cdot \bar{V}_2.$$

Безразмерные параметры в выражениях (7) и (8) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\varphi_1 = \frac{X_1}{R_{K1}}; \varphi_2 = \frac{X_2}{R_{K2}}; \bar{z}_1 = \frac{Z_1}{R_{K1}}; \bar{z}_2 = \frac{Z_2}{R_{K2}};$$

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_{ВХ}}; \bar{P}_2 = \frac{P_2}{P_{ВХ}};$$

$$\Omega_1 = \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{K1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{ВХ}}; \Omega_2 = \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{K2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{ВХ}};$$

$$\Omega_1 = \frac{12\mu \cdot R_{K1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{ВХ} \cdot T}; \Omega_2 = \frac{12\mu \cdot R_{K2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{ВХ} \cdot T};$$

$$\bar{U}_1 = \frac{U_1}{\omega \cdot R_{K1}}; \bar{U}_2 = \frac{U_2}{\omega \cdot R_{K2}};$$

$$\bar{V}_1 = (V_1 - \dot{y}_1) \cdot \frac{T}{\delta_{01}}; \bar{V}_2 = (V_2 - \dot{y}_3) \cdot \frac{T}{\delta_{02}}.$$

Уравнения (7) и (8) решались численно с помощью метода конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Давления на межкамерных перемычках определялись итерационным способом. Процесс итерации продолжался до получения заданной точности.

Грузоподъемность подшипника определялась численным интегрированием сеточной функции распределения давления.

Анализ результатов расчета

Рассчитываемый подшипник имел следующие параметры:

1. Наружный диаметр подшипника
 $D_1 = 91 \text{ мм.}$
2. Внутренний диаметр подшипника
 $D_2 = 75 \text{ мм.}$
3. Наружный и внутренний радиальный зазор
 $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07 \text{ мм.}$
4. Длина подшипника $L = 50 \text{ мм.}$
5. Диаметры жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 2 \text{ мм.}$
6. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ \text{C.}$
7. Вес ротора на одну опору $G = 200 \text{ Н.}$
8. Остаточная неуравновешенность ротора
 $q = 10,05 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{мм.}$

На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических

подшипниках сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска при различных значениях массы колец.

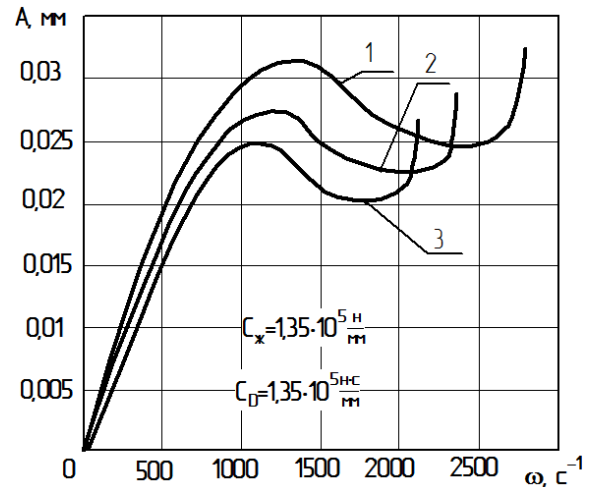


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиальных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа с упругой установкой колец на диске и различных значениях веса колец:

- 1 – Вес наружного кольца $G_{K1} = 1,8346 \text{ Н;}$
Вес внутреннего кольца $G_{K2} = 0,9173 \text{ Н;}$
- 2 – Вес наружного кольца $G_{K1} = 3,6692 \text{ Н;}$
Вес внутреннего кольца $G_{K2} = 1,8346 \text{ Н;}$
- 3 – Вес наружного кольца $G_{K1} = 5,5038 \text{ Н;}$
Вес внутреннего кольца $G_{K2} = 2,7519 \text{ Н.}$

Масса колец, установленных посредством упругих элементов на диск, оказывает влияние на амплитудно-частотные характеристики ротора на рассматриваемых подшипниках (см. рис. 1). Из полученных результатов видно, что с увеличением массы колец диапазон устойчивой работы ротора уменьшается примерно в 1,3 раза. Резонансные частоты вращения также с увеличением массы колец уменьшаются, и колебания в области резонанса проходят с меньшими амплитудами.

Литература

1. Бурков, М. С. Вибрация валов в подшипниках скольжения высокоскоростных машин [Текст] / М. С. Бурков. – М.: АН СССР, 1962. – 128 с.
2. Кельзон, А. С. Переход через зону автоколебаний вертикального вала с учетом сил инерции смазки [Текст] / А. С. Кельзон, В. И. Яковлев // ДАН СССР. – 1971. – Т. 199, № 2. – С. 289-292.
3. Назин, В. И. Теория гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска [Текст] /

- В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 7/114. – С. 100-104.*
4. Савин, Л. А. Динамика жесткого ротора на подшипниках скольжения, смазываемых криогенной жидкостью [Текст] / Л. А. Савин, В. В. Соломин //
- Транспортное и энергетическое машиностроение. – 2004. – № 4. – С. 27-38.*
5. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М. : Машигиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 30.09.2015, рассмотрена на редколлегии 18.11.2015

ВПЛИВ МАСИ КІЛЕЦЬ, ПРУЖНО ВСТАНОВЛЕНИХ НА ДИСКУ, НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ЗДВОЄНОГО ТИПУ

В. І. Назін

Приведено основні переваги підшипників ковзання рідинного тертя. Описано особливості роботи підшипників рідинного тертя в динаміці. Розглянуто причини появи самозбуджуючих коливань або автоколивань. Приведено шляхи придушення виникаючих підвищених вібрацій, з якими вимушені боротися конструктори. Описано замкнуту систему рівнянь, що дозволяє розраховувати динамічні характеристики гідростатодинамічного підшипника. Приведену математичну модель, доведено до вигляду, пристосованого для чисельної реалізації, завдяки застосуванню сучасних чисельних методів. Представлено результати розрахунку амплітудно-частотних характеристик ротора на гідростатодинамічних підшипниках зведеного типу при різних значеннях мас кілець, пружно встановлених на диску. Виконано аналіз отриманих результатів.

Ключові слова: підшипники рідинного тертя, самозбуджуючі коливання, динамічні характеристики, математична модель, чисельні методи, гідростатодинамічні підшипники, аналіз результатів.

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

V. I. Nazin

Basic dignities of slidewaies liquid friction are resulted. The feature of work of bearings of liquid friction is described in a dynamics. Reasons of appearance of selfbecomings excited vibrations or self-excited oscillations are considered. The ways of suppression of nascent enhanceable vibrations with which forced to fight designer are resulted. The closed system of equalizations, allowing to expect dynamic descriptions of the hydrostatodinamic bearing, is described. A mathematical model, taken to the kind, adjusted for numeral realization, is resulted, due to application of modern numeral methods. The results of calculation of gain-frequency characteristics of rotor are presented on the hydrostatodinamic bearings of the doubled type at the different values of the masses of rings, resiliently set on a disk. The analysis of the got results is executed.

Keywords: bearings of liquid friction, selfbecomings excited vibrations, dynamic descriptions, mathematical model, numeral methods, hydrostatodinamic bearings, analysis of results.

Назін Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.