

УДК 62-755

А.Н. ГОРБЕНКО

Керченский государственный морской технологический университет

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА НА ОСНОВЕ ТОЧНОГО РЕШЕНИЯ ЧАСТНОЙ ЗАДАЧИ

В работе рассматривается частный случай автобалансировки однодискового ротора, при котором область устойчивости наиболее узкая. Показано, что в этом случае для анализа устойчивости нет необходимости перехода к вращающимся координатам. Получено точное решение, которое в явном виде показывает зависимость границы устойчивости автобалансировки от параметров ротора и автобалансира. Выполнен его анализ. Установлено, что существует сочетание параметров, при котором невозможно обеспечить устойчивость автобалансировки. Получено простое приближенное выражение для определения границы устойчивости с хорошей точностью.

Ключевые слова: ротор, автобалансировка, пассивный автобалансир, компенсирующие массы, устойчивость.

1. Постановка проблемы. Анализ существующих исследований. Цель работы.

Автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа находят применение в роторных машинах (РМ) для снижения уровня их вибрации. Их практическое применение сталкивается с проблемой обеспечения устойчивости автобалансирующего режима движения механической системы (МС) (см. [1-4] и др.). В свою очередь, решение этой проблемы обуславливает необходимость развития аналитической теории АБУ.

В данной работе рассматривается проблема устойчивости автобалансировки простейшего ротора, совершающего плоско-параллельное движение. Анализ ограничивается частным случаем расположения компенсирующих масс (КМ) АБУ, при котором геометрический параметр $D=0$ (определение параметра см. ниже). Практическая целесообразность такого ограничения обусловлена следующим.

В процессе эксплуатации РМ происходит неизбежный рост дисбаланса ротора, в результате чего изменяются автобалансирующие положения КМ в АБУ и значение D . Как следствие изменяются и границы устойчивости. Изучение характера изменения границы устойчивости (см. [2, 3, 4]) показало, что из всего возможного диапазона значений $D=0...1$ частный случай $D=0$ является наиболее опасным. При этом область устойчивости автобалансировки наиболее узкая.

Таким образом, исследование этого частного случая позволит получить наиболее важную информацию для эффективной эксплуатации АБУ, практически гарантирующую его устойчивость в течение заданного ресурса. Кроме того, рассмотрение част-

ных случаев упрощает аналитическое исследование динамики МС, что расширяет возможности получения приближенных и даже точных выражений для границ устойчивости.

Целью данной работы является получение точного аналитического решения для границ устойчивости автобалансировки ротора с АБУ для случая $D=0$ и его анализ, а также получение приближенного решения.

2. Уравнения возмущенного движения

Рассмотрим однодисковый ротор на двух изотропных опорах (рисунок 1). Статически неуравновешенный диск ротора расположен посередине между опорами и совершает плоское движение. В плоскости диска расположен автобалансир с КМ в виде шариков или маятников. Количество КМ n произвольное, но не менее двух. Число степеней свободы данной МС равно $(2+n)$.

Данная механическая система характеризуется следующими физическими параметрами:

ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

M – масса диска, кг;

r – эксцентриситет, м;

K – жесткость вала и его опор, приведенная к центру диска, Н/м;

β_m, β – коэффициенты внешнего вязкого демпфирования ротора, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$ и с^{-1} ;

r – критическая скорость вращения ротора без АБУ (но с массой диска, увеличенной на массу всех КМ), рад/с;

x_A, y_A – текущие координаты геометрического центра диска, м;

m, n – масса одной КМ (кг) и их количество;

R – радиус окружности движения центров масс КМ в АБУ, м;

h_φ – коэффициент внутреннего вязкого сопротивления движению КМ в АБУ, c^{-1} ;

α_j – постоянные угловые положения КМ относительно диска в режиме автобалансировки, рад;

φ_j – текущая угловая координата j -й КМ относительно оси x , рад.

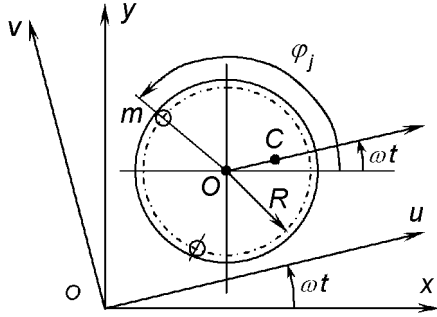


Рис. 1. Механическая система «ротор – автобалансир»

Устойчивость режима автобалансировки исследуем традиционным методом Ляпунова по первому приближению уравнений возмущенного движения. В работе [5] в рамках единого подхода получена система уравнений возмущенного движения для произвольной роторной машины с пассивным АБУ. Переход к предложенным там же «суммарным» обобщенным координатам КМ позволяет максимально сократить количество уравнений системы, причем независимо от числа КМ.

Для рассматриваемой механической системы ротора с АБУ система уравнений возмущенного движения в неподвижной системе координат принимает следующий вид:

$$M_\Sigma \{\delta\ddot{q}\} + \beta_m \{\delta\dot{q}\} + K \{\delta q\} + mR \{\ddot{f}_a\} = \{0\};$$

$$\{\ddot{f}_a\} + (h_\varphi [E] - 2\omega [E_c]) \{\dot{f}_a\} -$$

$$- (\omega^2 [E] + h_\varphi \omega [E_c]) \{f_a\} + \frac{1}{2R} [T] [d_c] [T]^{-1} \{\delta\ddot{q}\} = 0,$$
(1)

где

$$\{\delta q\} = \begin{Bmatrix} \delta x \\ \delta y \end{Bmatrix}; \quad \{f_a\} = \begin{Bmatrix} f_{as} \\ f_{ac} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin(\omega t + \alpha_j) \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos(\omega t + \alpha_j) \end{Bmatrix};$$

$$M_\Sigma = M + nm; \quad [d_c] = \begin{bmatrix} (n - D_c) & -D_s \\ -D_s & (n + D_c) \end{bmatrix};$$

$$D_c = \sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j; \quad D_s = \sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j;$$

$$D = \frac{1}{n^2} (D_c^2 + D_s^2);$$

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad [E_c] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[T(t)] = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix};$$

$\{\delta q\}$ – вектор вариаций обобщенных координат диска;

$\{f_a\}$ – вектор вариаций суммарных обобщенных координат КМ;

ψ_j – вариация обобщенной координаты j -й КМ;

$[d_c]$ – геометрическая матрица, характеризующая автобалансирующие расположения КМ.

Здесь параметр D обобщенно характеризует геометрию автобалансирующего расположения КМ в автобалансире. Его составляющие D_c и D_s входят в систему (1).

Из (1) видно, что в общем случае уравнения возмущенного движения имеют периодические коэффициенты, что существенно затрудняет их аналитическое исследование. Поэтому в подавляющем большинстве исследованиях устойчивости АБУ осуществлялся переход к уравнениям с постоянными коэффициентами во вращающейся системе координат. Это в свою очередь приводит к существенному усложнению выражения для коэффициентов характеристического уравнения.

Однако, при частном значении параметров $D_c = D_s = 0$ и, следовательно $D=0$, периодические матрицы $[T(t)]$ и $[T(t)]^{-1}$ в (1) сокращаются и все коэффициенты системы становятся постоянными, что позволяет исключить дополнительный этап трудоемкого преобразования. В этом случае уравнения возмущенного движения (1) принимают простой вид:

$$\{\delta\ddot{q}\} + \beta \{\delta\dot{q}\} + p^2 \{\delta q\} + \mu R \{\ddot{f}_a\} = \{0\};$$

$$\{\ddot{f}_a\} + (h_\varphi [E] - 2\omega [E_c]) \{\dot{f}_a\} -$$

$$- (\omega^2 [E] + h_\varphi \omega [E_c]) \{f_a\} + \frac{n}{2R} \{\delta\ddot{q}\} = 0.$$
(2)

где

$$\beta = \frac{\beta_m}{M_\Sigma}; \quad p^2 = \frac{K}{M_\Sigma}; \quad \mu = \frac{m}{M_\Sigma};$$

μ – относительная масса одной КМ.

3. Характеристическое уравнение и его формы

Характеристическое уравнение (ХУ), соответствующее системе (2), после преобразований выпишем в форме определителя от блочной матрицы:

$$\begin{vmatrix} (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2)[E] & \mu R\lambda^2[E] \\ \frac{n}{2R}\lambda^2[E] & k(\lambda)[E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

где $k(\lambda) = \lambda^2 + h_\varphi\lambda - \omega^2$;

λ – собственное число МС.

Здесь определитель состоит из четырех блоков размером (2,2) каждый. Диагональные блоки соответствуют подсистеме ротора и подсистеме КМ АБУ, а внедиагональные блоки характеризуют взаимосвязь между подсистемами МС.

Важно отметить, что ХУ (3) имеет вид существенно более простой, чем традиционный ХУ после перехода к вращающимся координатам. Это дает возможность довести анализ устойчивости до точного решения.

Используя известные свойства блочных определителей [6-8 и др.], ХУ (3) может быть представлено в следующем эквивалентном виде:

$$\left\{ (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \left[(\lambda^2 + h_\varphi\lambda - \omega^2)[E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \right] - \frac{1}{2} n\mu\lambda^4[E] \right\} = 0$$

или

$$\left| \left(\lambda^2 + h_\varphi\lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n\mu L(\lambda) \right) [E] - \omega(2\lambda + h_\varphi)[E_c] \right| = 0 \quad (4)$$

где

$$L(\lambda) = \frac{\lambda^4}{\lambda^2 + \beta\lambda + p^2}; \quad (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \neq 0.$$

Здесь размер определителя ХУ понижен с (4,4) до (2,2).

Раскрывая определитель (4), получаем

$$\left(\lambda^2 + h_\varphi\lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n\mu L(\lambda) \right)^2 + \omega^2 (2\lambda + h_\varphi)^2 = 0,$$

откуда ХУ принимает вид алгебраического уравнения с комплексными коэффициентами:

$$\lambda^2 + (h_\varphi + 2i k\omega)\lambda - \omega^2 + i h_\varphi k\omega - \frac{1}{2} n\mu L(\lambda) = 0, \quad (5)$$

где $k = \pm 1$.

4. Точное аналитическое решение для границ устойчивости

Проанализируем ХУ (5). На границах устойчивости вещественная часть одного или нескольких собственных чисел равна нулю, т.е. имеют место равенства

$$\lambda = \lambda_s = i\omega_s; \quad \text{Re}(\lambda_s) = 0; \quad \text{Im}(\lambda_s) = \omega_s; \quad \omega = \omega_k, \quad (6)$$

где ω_k – критическая скорость вращения, являющаяся границей устойчивости автобалансировки.

Далее подставляем (6) в (5) и после отделения вещественной и мнимой частей ХУ получаем следующую систему уравнений, справедливую для границ устойчивости:

$$(\omega_s + k\omega_k)^2 + \frac{1}{2} n\mu \text{Re}(L_s) = 0; \quad (7)$$

$$h_\varphi(\omega_s + k\omega_k) - \frac{1}{2} n\mu \text{Im}(L_s) = 0, \quad (8)$$

где

$$L_s = L(\lambda_s); \quad \text{Re}(L_s) = -\frac{(\omega_s^2 - p^2)\omega_s^4}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2};$$

$$\text{Im}(L_s) = -\frac{\beta\omega_s^5}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2}. \quad (9)$$

Система уравнений (7), (8) может быть приведена к системе равенств нулю двух полиномов относительно ω_s :

$$\left(h_\varphi^2 - \frac{1}{2} n\mu\beta^2 \right) \omega_s^6 - h_\varphi^2 (3p^2 - \beta^2) \omega_s^4 + p^2 h_\varphi^2 (3p^2 - \beta^2) \omega_s^2 - h_\varphi^2 p^6 = 0;$$

$$(\beta + h_\varphi) \omega_s^2 + \beta k\omega_k \omega_s - h_\varphi p^2 = 0. \quad (10)$$

Здесь первое уравнение получено путем исключения из (7), (8) величины $(\omega_s + k\omega_k)$ с последующей подстановкой $\text{Re}(L_s)$ и $\text{Im}(L_s)$ из (9). Второе уравнение получено на основе рассмотрения отношения $\text{Re}(L_s)/\text{Im}(L_s)$.

В систему (10) входят две неизвестные величины: искомая граница устойчивости ω_k (по скорости вращения ротора) и частота собственных колебаний

МС ω_s (соответствующая той форме собственных колебаний, по которой происходит потеря устойчивости).

Важная особенность полученной системы (10) состоит в том, что величина ω_k присутствует только в одном из коэффициентов второго уравнения. Это дает возможность после исключения ω_s из системы (10) получить уравнение для ω_k минимальной степени. Для исключения ω_s удобно воспользоваться понятием результата, известного из курса высшей алгебры [8].

После выполнения указанных преобразований приходим к бикубическому уравнению относительно границы устойчивости автобалансировки:

$$c_0 x^3 + c_1 x^2 + c_2 x + c_3 = 0, \quad (11)$$

где

$$\begin{aligned} x &= \omega_k^2; \quad c_0 = \beta^2 \left(h_\varphi^2 - \frac{1}{2} n \mu \beta^2 \right); \\ c_1 &= -\beta^2 h_\varphi \left[h_\varphi (3p^2 - \beta^2 - 2h_\varphi (h_\varphi + \beta)) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} n \mu (\beta^2 h_\varphi + 3p^2 h_\varphi + 6p^2 \beta) \right]; \\ c_2 &= \beta h_\varphi^2 \left[\beta (p^2 (3p^2 - \beta^2) + h_\varphi^2 (h_\varphi + \beta)^2) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{2} n \mu p^2 (4\beta^2 h_\varphi + 6p^2 h_\varphi + 3\beta h_\varphi^2 + 9p^2 \beta) \right]; \\ c_3 &= -p^2 h_\varphi^2 \left[\beta (h_\varphi (h_\varphi + \beta) + p^2) + \frac{1}{2} n \mu h_\varphi p^2 \right]^2. \end{aligned}$$

Отсюда получаем точные аналитические выражения, определяющие в явном виде границы устойчивости:

$$\begin{aligned} \omega_{k1}^2 &= A + B; \\ \omega_{k2,3}^2 &= -\frac{1}{2}(A + B) \pm i \frac{\sqrt{3}}{2}(A - B), \end{aligned} \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q + \sqrt{Q}}; \quad B = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q - \sqrt{Q}}; \\ Q &= \left(\frac{1}{3}p\right)^3 + \left(\frac{1}{2}q\right)^2; \quad p = \frac{1}{c_0^2} \left(-\frac{1}{3}c_1^2 + c_0 c_2\right); \\ q &= \frac{1}{c_0^3} \left(\frac{2}{27}c_1^3 - \frac{1}{3}c_0 c_1 c_2 + c_0^2 c_3\right). \end{aligned}$$

Согласно решению Кардано при $Q > 0$ среди

трех корней кубического уравнения (11) имеется один действительный корень x_1 и два комплексно сопряженных корня $x_{2,3}$, а при $Q \leq 0$ – три действительных корня (при $Q = 0$ имеется кратный корень).

Анализ показывает, что при характерных диапазонах значений параметров МС β , n , μ , h_φ (см. [2-4]) величина Q положительна. Этот же анализ выявил, что коэффициенты c_1 , c_2 , c_3 не изменяют своего знака, в то время как коэффициент c_0 может быть как положительным, так и отрицательным. Последнее дает возможность, применяя правило знаков Декарта [8], установить количество положительных и отрицательных корней кубического уравнения (11).

Анализ полученного решения позволяет сделать заключение, что при характерных значениях параметров МС и $D=0$ возможны следующие два случая.

1. Существует одна (нижняя) граница устойчивости автобалансировки ω_{k1} . При этом $c_0 > 0$, $Q > 0$, $x_1 = \omega_{k1}^2 > 0$.

2. Граница устойчивости отсутствует. При этом $c_0 < 0$, $Q > 0$, $x_1 = \omega_{k1}^2 < 0$. В этом случае автобалансировочный режим движения неустойчив при любой частоте вращения ротора и параметрах МС.

Критическим фактором, разделяющим первый и второй случаи, является знак коэффициента c_0 .

Таким образом, можно сформулировать следующее положение – автобалансировка ротора не может быть устойчива ни при какой частоте вращения если

$$D=0 \text{ и } h_\varphi^2 \leq \frac{1}{2} n \mu \beta^2 \text{ или } K_b = \frac{1}{2} n \mu \frac{\beta^2}{h_\varphi^2} \geq 1. \quad (13)$$

Физическое явление невозможности устойчивой автобалансировки (полученное здесь в виде точных соотношений (13)) согласуется с достаточным асимптотическим условием устойчивости, полученным в работе [1] приближенно методом малого параметра для случая.

Отметим также, что математически формально существует также возможность существования трех и двух границ устойчивости. Однако эти случаи соответствуют нетипичным (или даже физически невозможным) значениям параметров МС и требуют дополнительного анализа.

5. Приближенное аналитическое решение для границ устойчивости

Полученное точное решение (12) ненаглядно. Поэтому имеет смысл получить приближенное решение, дающее более ясное представление о харак-

тере влияния параметров МС на границу устойчивости.

Вернемся к системе уравнений (10). Для подавляющего большинства РМ имеет место соотношение $\beta^2 \ll 3p^2$. Принимая, что $(3p^2 - \beta^2) \approx 3p^2$, из точной системы (10) приходим к приближенным уравнениям вида:

$$\begin{aligned} (\omega_s^2 - p^2)^3 - K_b \omega_s^6 &= 0; \\ (1 + \gamma_b) \omega_s^2 + k \omega_k \omega_s - \gamma_b p^2 &= 0, \end{aligned} \quad (14)$$

где

$$\gamma_b = \frac{h_\phi}{\beta}; \quad K_b = \frac{1}{2} n\mu \frac{\beta^2}{h_\phi^2} = \frac{1}{2} n\mu \frac{1}{\gamma_b^2}.$$

Здесь первое уравнение существенно упростилось в сравнении с исходным вариантом, что позволяет получить из (14) аналитическое решение в явной форме.

Приближенная формула для границы устойчивости автобалансировки, полученная из (14), имеет вид:

$$\omega_k = \pm p \frac{1 + \gamma_b \sqrt[3]{K_b}}{\sqrt{1 - \sqrt[3]{K_b}}} \quad (15)$$

или через параметры МС:

$$\omega_k = \pm p \frac{\sqrt[3]{\beta} + \sqrt[3]{\frac{1}{2} n\mu h_\phi}}{\sqrt{\sqrt[3]{h_\phi^2} - \sqrt[3]{\frac{1}{2} n\mu \beta^2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{h_\phi}{\beta}}. \quad (16)$$

Полученная формула имеет наглядный вид и отражает свойство отсутствия устойчивости при условии (13).

Для сравнения полученных результатов с известными был проведен расчетный анализ, результаты которого представлены на рисунке 2. Расчеты выполнялись с использованием безразмерных параметров МС:

$$\Omega = \frac{\omega}{p}; \quad B = \frac{\beta}{p}; \quad n\mu = \frac{n m}{M + n m}; \quad B_0 = \frac{h_\phi}{p}. \quad (17)$$

Диапазоны значений параметров: $B=0,01 \dots 0,3$; $n\mu=0,001 \dots 0,1$; $B_0=0,01 \dots 0,2$. Базовые значения параметров: $B=0,1$; $n\mu=0,01$; $B_0=0,02$.

Для вычисления границы устойчивости (критической скорости вращения) использовались:

- традиционное известное ХУ (см. [2, ф.(5.90)] или [3, ф.(10)]), полученное для общего случая параметра D (сплошные кривые);

- приближенная формула (16), полученная для частного случая D=0 (пунктирные кривые).

Сравнение результатов расчетов показывает, что приближенная формула (16) обладает хорошей точностью (на втором и третьем графиках пунктир-

ная и сплошная линии практически сливаются). В указанных пределах значений параметров МС её погрешность не превышает 8 %.

Кроме того, на рисунке 2 наглядно показано наличие критических значений параметров МС, при переходе через которые автобалансировка не может быть устойчивой. Исходя из (13), критические значения параметров МС могут быть вычислены по формулам:

$$B_{0\text{кр}} = B \sqrt{\frac{1}{2} n\mu}; \quad B_{\text{кр}} = B_0 \sqrt{\frac{2}{n\mu}}; \quad n\mu_{\text{кр}} = \frac{2B_0^2}{B^2}.$$

При указанных базовых значениях параметров их критические значения следующие: $B_{\text{кр}}=0,283$; $n\mu_{\text{кр}}=0,080$; $B_{0\text{кр}}=0,0071$.

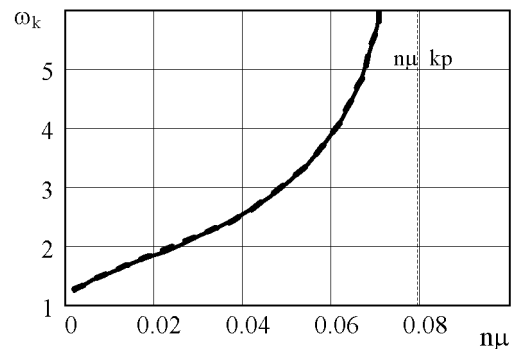
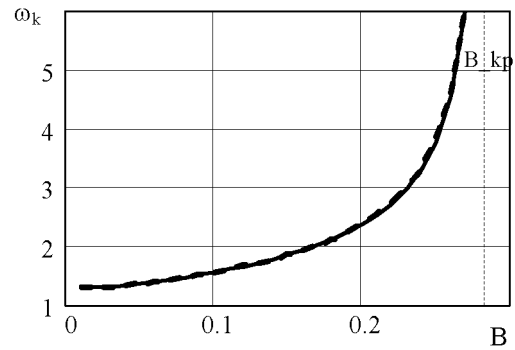
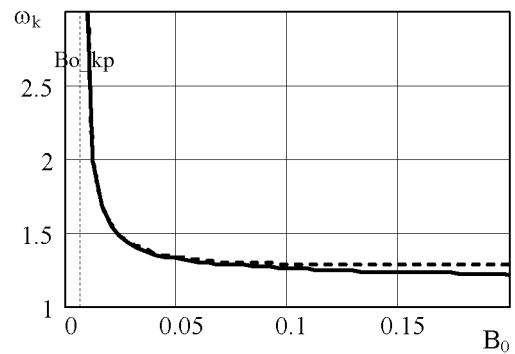


Рис. 2. Граница устойчивости автобалансировки в зависимости от параметров ротора и АБУ

Заключення

1. Показано, що розглядавана задача допускає точне аналітичне рішення (12), яке в явном вигляді визначає залежність меж експлуатаційної стійкості автобалансування від значень параметрів ротора і АБУ.

2. Встановлено, що в просторі параметрів МС існує область (13), в межах якої неможливо забезпечити стійкість автобалансування ні при якій частоті обертання ротора.

3. Отримана наближена формула наочно відображає вплив параметрів ротора і АБУ на межі стійкості і має хорошу точність.

Література

1. Филимо́нихин Г.Б. К стійкості основного руху двохм'ятникового автобаланси́ра // Доклади НАН України, Сер.А. – 1996. № 8. - с.74-78.
2. Філімо́ніхін Г.Б. Зрівнова́ження і ви́дпроза-

хист роторів автобаланси́рами з твердими коригувальними ванта́жами. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.

3. Горбенко А.Н. Об стійкості автобаланси́ровки ротора з помо́гью шариків // Пробле́мы прочно́сти – 2003. – № 3 (363). – с. 120-129.

4. Горбенко А.Н. Изме́нение гра́нцы стійкості автобаланси́ровки ротора ша́рами в проце́се експлуата́ции // Авиацио́нно-космиче́ская те́хника и те́хнология: Научно-те́хнический жу́рнал. – Харько́в: "Харько́вский авиацио́нный институ́т". – 2008. – Вып. 8 (55). - с. 156-159.

5. Горбенко А.Н. Осно́вы о́бщего подхо́да к анали́зу стійкості роторных маши́н с пассивным автобаланси́ром / Керче́нский гос. морско́й технол. ун-т. - Керчь, 2008. - 52с. - Рус. - Деп. в ГНТБ України 07.07.2008, №108 – Ук2008.

6. Гантма́хер Ф.Р. Теорія матри́ц. – М.: Нау́ка, 1988. – 552 с.

7. Сигорский В.П. Матема́тический аппара́т инже́нера. – Киев: Техника, 1977. – 768 с.

8. Корн Г., Корн Т. Спра́вочник по матема́тике для научных рабо́тников и инже́неров. – М.: Нау́ка, 1968. – 720 с. 376 с.

Поступила в редакцию 01.06.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафед́ры А.А.Кислый́, Керче́нский госуда́рственный морско́й техноло́гический университе́т, Керчь, Україна.

АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОБАЛАНСУВАННЯ РОТОРА НА ОСНОВІ ТОЧНОГО РІШЕННЯ ОКРЕМОЇ ЗАДАЧІ

О.М. Горбенко

У роботі розглядається окре́мий випадок автобаланси́вання однедискового ротора, при якому область стійкості є найбі́льш вузькою. Показано, що в цьому випадку для аналізу стійкості немає потреби́ пере́ходу до координат, що обертаються. Отримано точне рішення, яке в явном вигляді показує залежність меж стійкості автобаланси́вання від параметрів ротора і автобаланси́ра. Виконаний його аналіз. Виявлено, що існує поєднання параметрів, при якому неможливо забезпечити стійкість автобаланси́вання. Отримано просте набли́жене вира́ження для визна́чення меж стійкості з хоро́шою точністю.

Ключові слова: ротор, автобаланси́вання, пасивний автобаланси́р, компенсуючі маси, стійкість.

ANALYTICAL EVALUATION OF OPERATING STABILITY OF AUTOBALANCING OF ROTOR ON BASIS OF EXACT DECISION OF SPECIAL CASE OF PROBLEM

A.N. Gorbenko

The special case of autobalancing of one disk rotor at which an area of stability is most small is in-process examined. It is shown that in this case for the analysis of stability there is not a necessity of passing to the revolved coordinates. An exact solution which in an obvious kind shows dependence of border of stability of autobalancing from the parameters of rotor and autobalancer is got. Its analysis is executed. It is discovered that exists combination of parameters, at which it is impossible to provide stability of autobalancing. Simple close expression is got for determination of border of stability with good precision.

Горбенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафед́ры судовых энергетических установок Керче́нского госуда́рственного морско́го техноло́гического университе́та, Керчь, Україна, e-mail: ganch@kerch.net.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н. Аналитическая оценка эксплуатационной устойчивости автобаланси-
ровки ротора на основе точного решения частной задачи // Двигатели внутреннего
сгорания. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2009. - Вып. 2. - с. 109 – 114.