



А. И. Артюнин¹, О. Ю. Суменков²

¹ Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

² Томский политехнический университет, г. Томск, Российская Федерация

Дата поступления: 30 июня 2019 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРА В ФОРМЕ ЦИЛИНДРА, ЖЕСТКО УСТАНОВЛЕННОГО В КОРПУСЕ НА УПРУГИХ ОПОРАХ

Аннотация. В статье представлено моделирование процесса автоматической балансировки неуравновешенного ротора с помощью четырех маятников, расположенных попарно на валу по обе стороны ротора в форме цилиндра. Ротор жестко закреплен в корпусе, который установлен на упругих опорах. С использованием выражения для кинетической и потенциальной энергий, функции Релея и уравнения Лагранжа второго рода, выведены дифференциальные уравнения, описывающие движение исследуемой динамической модели при разгоне и в установившемся режиме движения ротора. Численное интегрирование полученной системы сильно нелинейных дифференциальных уравнений осуществлялось методом Рунге – Кутты четвертого порядка. Однако из-за неразрешимости уравнений относительно старших производных алгоритм расчета включал в себя обращение матрицы инерции на каждом шаге интегрирования. Предварительно рассчитывались параметры маятников и зоны устойчивости автобалансирующих устройств. Зоны устойчивой работы последних искусственно создавались путем выбора жесткостей упругих опор корпуса таким образом, чтобы рабочая скорость ротора находилась в такой зоне. Получены законы движения ротора и маятников, а также законы изменения углов установки маятников по отношению к дисбалансу. Показано, что в выбранной зоне маятники раздвигаются и осуществляется компенсация неуравновешенности ротора. Проведено сравнение амплитуд колебаний центра масс ротора с автобалансиром и без автобалансира. Установлено, что степень компенсации неуравновешенности ротора маятниками одинаковой массы и длины существенно зависит от взаимного расположения центра масс ротора, центра масс корпуса и центра жесткости его упругих опор и расстояния между маятниками в одной паре. Доказано, что автоматическая балансировка может происходить не только на скоростях вращения выше критической скорости ротора, но и в резонансных зонах корпуса на упругих опорах.

Ключевые слова: ротор, корпус, упругие опоры, маятник, автоматическая балансировка, центр масс, зона устойчивости.

A. I. Artyunin¹, O. Yu. Sumenkov²

¹ Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

² Tomsk Polytechnic University, Tomsk, the Russian Federation

Received: June 30, 2019

RESEARCH OF THE AUTOMATIC BALANCING PROCESS OF THE CYLINDRICAL ROTOR, RIGIDLY FIXED IN THE HOUSING ON ELASTIC SUPPORTS

Abstract. The authors carried out the modeling process of the automatic balancing of an unstable rotor using four pendulums mounted in pairs on the rotating shaft on both sides of a cylindrical rotor. The rotor is rigidly fixed in the housing on elastic supports. Using the expressions for kinetic and potential energy, the Rayleigh dissipation function and the Lagrange equations of the second kind, differential equations are derived, describing the motion of our dynamic model both at acceleration and under stabilized conditions of the rotor motion. Numerical integration of the nonlinear differential equation system was implemented with the Runge-Kutta method of the fourth order. But due to the insolvability of the top order equations with respect to top derivatives, the calculation algorithm included matrix inversion at the each step of integration. Pendulum parameters and stability zones of the automatic balancing devices had been preliminarily calculated. The automatic balancing devices stability zones were artificially created by choosing the stiffnesses of the housing elastic supports so that the rotor operation speed was within the zone. The rotor and pendulum motion laws were derived, as well as laws of changing the angles of installation of the pendulums in relation to the imbalance. The authors demonstrated that in the selected zone the pendulums move apart and the rotor unbalance is compensated. The amplitudes of oscillations of the center of mass of the rotor with and without auto-balancer are compared. It has been established that the degree of compensation of the rotor imbalance by pendulums of the same mass and length substantially depends on the relative position of the center of the rotor mass, the center of the housing mass and the center of stiffness of the elastic supports of the housing and the distance between the pendulums in one pair. It is proved that automatic balancing can occur not only at rotational speeds higher than the critical rotor speed, but also in the resonance zones of the housing on elastic supports.

Keywords: rotor, housing, elastic supports, pendulum, automatic balancing, center of mass, stability zone.

Введение

Одним из эффективных способов уменьшения динамической нагруженности роторов из-за

изменения дисбаланса в процессе эксплуатации является автоматическая балансировка. Как известно, автобалансирующие устройства делятся на



два типа: активные и пассивные. Оба этих типа имеют свои преимущества и недостатки. Преимущество активных систем уравнивания заключается в том, что они высокоточные и работают на любых скоростях вращения ротора. Их недостатком является значительная сложность, высокая стоимость, а также низкая надежность [1, 2]. Пассивные устройства, наоборот, просты, надежны и недороги. Их недостаток заключается в том, что они не обеспечивают уравнивание на скоростях вращения ротора ниже критических скоростей [3]. Большинство научных работ в этой области связано с исследованием пассивных автобалансирующих для отдельного ротора [4–14], где процесс уравнивания связан с эффектом самоцентрирования. Однако в других работах [15–18] исследования показали, что дополнительные зоны устойчивой работы автобалансирующих можно обеспечить за счет присоединения добавочных масс [15] или путем выбора параметров опор ротора [16], либо жесткостных характеристик опор корпуса, в котором установлен ротор [17, 18]. В этих случаях зоны устойчивой работы автобалансирующей находятся не в зоне закритических скоростей ротора, а в резонансных зонах присоединенной массы или корпуса на упругих опорах, в котором установлен ротор. Это также сформулировано И.И. Блехманом [19] в обобщенном принципе автобалансирующей, суть которого заключается в том, что для ротора с автобалансирующей в области частот вращения ротора выше наибольшей частоты свободных колебаний механической системы обнаруживается тенденция к ослаблению колебаний; в зоне частот вращения ниже наименьшей частоты свободных колебаний – тенденция к усилению колебаний; в промежуточных диапазонах частот могут быть интервалы, в которых имеется тенденция или к ослаблению колебаний, или к их усилению.

Целью настоящего исследования является моделирование процесса автоматической балансирующей ротора, установленного в корпусе, в резонансной зоне корпуса на упругих опорах.

Уравнения движения модели ротора с маятниковыми автобалансирующими, установленными в корпусе на упругих невесомых опорах

Для исследований процесса формирования и установления автобалансирующей процесса используем динамическую модель ротора с маятниковыми автобалансирующими, установленными в корпусе на упругих невесомых опорах (рис. 1). Эта модель использовалась в работе [18] для разработки метода расчета параметров и зон устойчивой работы маятниковых автобалансирующих. В ней показано, что

устойчивая работа автобалансирующей устройства может быть достигнута за счет выбора массинерционных параметров корпуса и жесткостных характеристик опор корпуса, таким образом, чтобы рабочая скорость вращения ротора попала в зону устойчивости автобалансирующей устройства. Модель представляла собой массивный корпус, укрепленный на неподвижном основании с помощью невесомых упругих опор. В корпусе в собственных подшипниках установлен жесткий ротор.

На валу ротора попарно с обеих сторон ротора для компенсации динамической неуравновешенности с возможностью свободного вращения подвешены четыре маятника одинаковой массы m и длиной l . Движение модели будем рассматривать по отношению к неподвижной системе координат $Oxyz$ с началом, совпадающим с центром масс ротора в положении статического равновесия корпуса. Так как в большинстве реальных конструкций движение корпуса вдоль оси ротора практически отсутствует, то для описания движения ротора с корпусом выберем следующие обобщенные координаты: y, z – линейные перемещения точки O_1 (O_1 – точка пересечения оси ротора с плоскостью, проходящей через его центр масс перпендикулярно оси вращения); φ, θ, ψ – угловые перемещения корпуса вместе с ротором вокруг осей x_1, y_1, z_1 . Оси x_1, y_1, z_1 в начальный момент времени параллельны осям x, y, z . Положение маятников определим углами $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$. Положительные направления отсчета этих углов показаны (рис. 1).

При выводе уравнений движения модели примем следующие допущения:

1. Будем считать, что сопротивление движению модели носит характер «вязкого» трения, т. е. пропорционально обобщенным скоростям ротора, а сопротивление вращению маятников пропорционально их относительным скоростям.

2. Предположим, что главные оси инерции корпуса параллельны осям x_1, y_1, z_1 , которые в свою очередь параллельны осям x, y, z .

3. Будем считать, что опоры корпуса изотропны, а двигатель имеет достаточную мощность, чтобы разгон ротора проходил с постоянным угловым ускорением ε . Примем обозначения: M_p, A, C – масса, экваториальный и полярный моменты инерции ротора соответственно; M_k, J_x, J_y, J_z – масса и моменты инерции корпуса; $e, \delta, \bar{\varepsilon}$ – параметры неуравновешенности; c_y, c_x – коэффициенты жесткости опор в вертикальном и в горизонтальном направлении; $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ – постоянные координаты центра масс корпуса в системе отсчета $O_1, x_1,$



y_1, z_1 ; a_1, a_2, a_3, a_4 – расстояния от центра масс ротора до опор маятников на валу ротора; b_1, b_2, l_1, l_2 – геометрические размеры места расположения опор (рис. 1); β_0 – коэффициент сопротивления относительно вращению маятников.

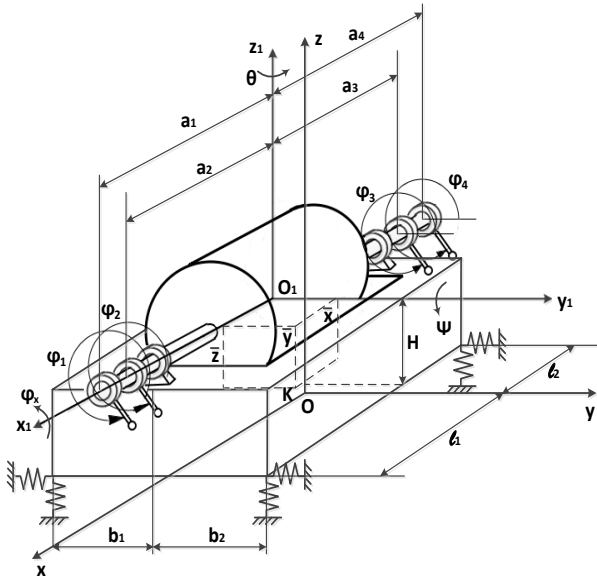


Рис. 1. Динамическая модель ротора

Составляя выражения для кинетической и потенциальной энергий, функции Релея и обобщенной силы сопротивления относительно вращению маятников и применяя уравнения Лагранжа 2-го рода, получим уравнения движения модели при разгоне и в стационарном движении в матричном виде:

$$[A^*]\{\ddot{q}\} + [B^*]\{\dot{q}\} + [K^*]\{q\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $\{q\} = \{y, z, \theta, \psi, \varphi_x, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4\}^T$,

$$[A^*] = \begin{bmatrix} [A] & [A_1] \\ [A_1]^T & [A_2] \end{bmatrix},$$

$$[A] = \begin{bmatrix} M^* & 0 & m_1 & 0 & -m_2 \\ 0 & M^* & 0 & m_1 & m_3 \\ m_1 & 0 & J_z^* & m_4 & m_5 \\ 0 & m_1 & m_4 & J_4^* & m_6 \\ -m_2 & m_3 & m_5 & m_6 & J_x \end{bmatrix},$$

$$[A_1] = \begin{bmatrix} -\sin\varphi_1 & -\sin\varphi_2 & -\sin\varphi_3 & -\sin\varphi_4 \\ \cos\varphi_1 & \cos\varphi_2 & \cos\varphi_2 & \cos\varphi_4 \\ -\alpha_1\sin\varphi_1 & -\alpha_2\sin\varphi_2 & \alpha_3\sin\varphi_3 & \alpha_4\sin\varphi_4 \\ \alpha_1\cos\varphi_1 & \alpha_2\cos\varphi_2 & -\alpha_3\cos\varphi_3 & -\alpha_4\cos\varphi_4 \end{bmatrix},$$

$$[A_2] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad [B^*] = \begin{bmatrix} [B] & [B_1] \\ [B_1]^T & [B_2] \end{bmatrix}.$$

$[B_1]$; $[B_2]$ – нулевые матрицы размерностью соответственно 5×4 и 4×4 .

$$[B] = \begin{bmatrix} \mu_1 & 0 & \mu_6 & 0 & \mu_8 \\ 0 & \mu_2 & 0 & \mu_7 & 0 \\ \mu_6 & 0 & \mu_3 & 0 & \mu_9 \\ 0 & \mu_7 & 0 & \mu_4 & 0 \\ \mu_8 & 0 & \mu_9 & 0 & \mu_5 \end{bmatrix},$$

$$[K^*] = \begin{bmatrix} [K] & [K_1] \\ [K_1]^T & [K_2] \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_1H \\ 0 & c_3 & 0 & c_4 & c_5 \\ c_2 & 0 & c_6 & 0 & c_2H \\ 0 & c_4 & 0 & c_7 & c_8 \\ c_1H & c_5 & c_2H & c_8 & c_9 \end{bmatrix}.$$

$[K_1]$; $[K_2]$ – нулевые матрицы размерностью соответственно 5×4 и 4×4 .

$$\{F\} = \begin{bmatrix} M_p e \dot{\varphi}^2 \cos\varphi + M_p e \dot{\varphi}^2 \sin\varphi + ml \sum_{k=1}^4 \dot{\varphi}_k^2 \cos\varphi_k; \\ M_p e \dot{\varphi}^2 \sin\varphi - M_p e \dot{\varphi}^2 \cos\varphi + ml \sum_{k=1}^4 \dot{\varphi}_k^2 \sin\varphi_k; \\ (A-C)\delta\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi-\varepsilon) + (A-C)\delta\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi-\varepsilon) - \\ - C\dot{\varphi}\psi - C\dot{\varphi}\dot{\psi} + ml \sum_{k=1}^4 \alpha_k \sigma_k \cos\varphi_k; \\ (A-C)\delta\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi-\varepsilon) + A\delta\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi-\varepsilon) - \\ - C\dot{\varphi}\Theta + ml \sum_{k=1}^4 \alpha_k \sigma_k \sin\varphi_k; \\ 0; \\ k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_1) - mg\cos\varphi_1; \\ k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_2) - mg\cos\varphi_2; \\ k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_1) - mg\cos\varphi_{13}; \\ k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_4) - mg\cos\varphi_4, \end{bmatrix},$$

где $\delta_k = 1$ при $k = 1, 2$; $\delta_k = -1$ при $k = 3, 4$.

При составлении матриц $[A]$; $[K]$ использовались обозначения:



$$M^* = M_p + M_k + 4m;$$

$$J_x^* = C + M_k(\bar{y}^2 + \bar{z}^2) + J_x;$$

$$J_z^* = A + M_k(\bar{x}^2 + \bar{y}^2) + J_z + m \sum_{k=1}^4 a_k^2;$$

$$J_y^* = A + M_k(\bar{x}^2 + \bar{z}^2) + J_y + m \sum_{k=1}^4 a_k^2 \quad m_1 = \bar{x} \cdot M_k;$$

$$m_2 = \bar{z} \cdot M_k; \quad m_3 = \bar{y} \cdot M_k; \quad m_4 = \bar{y} \cdot \bar{z} \cdot M_k;$$

$$m_5 = \bar{x} \cdot \bar{z} \cdot M_k; \quad m_6 = \bar{x} \cdot \bar{y} \cdot M_k; \quad c_1 = 4c_y;$$

$$c_2 = 2c_y(l_1 - l_2); \quad c_3 = 4c_z; \quad c_4 = 2c_z(l_1 - l_2);$$

$$c_5 = 2c_z(b_1 - b_2); \quad c_6 = 2c_y(l_1^2 + l_2^2); \quad c_7 = 2c_z(l_1^2 + l_2^2);$$

$$c_8 = (l_1 b_2 - l_2 b_2 + l_2 b_1 - l_1 b_1); \quad c_9 = 4c_y H^2 + 2c_z(b_1^2 + b_2^2).$$

В {F} – φ, φ̇, φ̈ – соответственно угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение ротора; в [B] – μ₁, μ₂, ..., μ₉ – коэффициенты демпфирования.

Моделирование процесса автоматической балансировки ротора, установленного в корпусе на упругих опорах

Исследование процесса разгона ротора с маятниковыми автобалансирами заключалось в численном интегрировании системы уравнений (1). Для приведения дифференциальных уравнений к нормальной форме введем переменные $u_1 = \dot{y}$; $u_2 = \dot{z}$; $u_3 = \dot{\theta}$; $u_4 = \dot{\psi}$; $u_5 = \dot{\phi}_x$; $u_6 = \dot{\phi}_1$; $u_7 = \dot{\phi}_2$; $u_8 = \dot{\phi}_3$; $u_9 = \dot{\phi}_4$. Тогда систему (1) преобразуем к виду:

$$\{\dot{X}\} = \{Q\}, \quad (2)$$

где $\{X\} = \{y, z, \theta, \psi, \phi_x, \phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4, u_1, \dots, u_9\}^T$;

$$\{Q\} = \{Q_1, Q_2\}^T;$$

$$\{Q_1\} = \{u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, u_6, u_7, u_8, u_9\}^T;$$

$$\{Q_2\} = [A]^{-1}\{F\}.$$

Собственные частоты колебаний динамической модели без автобалансира были определены в работе [18]: ω₁ = 30,1 рад/с; ω₂ = 32,5 рад/с; ω₃ = 41,8 рад/с; ω₄ = 58,8 рад/с; ω₅ = 59,4 рад/с. В этой же работе получены зоны устойчивой работы автобалансира в диапазонах при 41,8 рад/с < Ω < 49,4 рад/с и при Ω > 59,4 рад/с; где Ω – угловая скорость ротора. Расчет будем проводить для Ω = 150 рад/с. При разгоне принималось: φ̈ = ε; φ = εt; φ = εt²/2, а при вращении с угловой скоростью Ω = 150 рад/с; φ̈ = 0; φ̇ = Ω; φ = Ω(t – t₁/2),

где ε – угловое ускорение ротора; φ – угол поворота ротора; t₁ – время разгона.

При моделировании кроме коэффициентов демпфирования и характеристик разгона ротора принимались исходные данные как в работе [18]:

Ω = 150 рад/с; ε = 100 рад/с²; t₁ = 1,5 с; M_p = 11,3 кг; M_k = 57,3 кг; A = 0,285 кг·м²; C = 0,007 кг·м²; I_z = 3,28 кг м²; I_y = 6,33 кг · м²; I_x = 8,35 кг м²; m = 0,05 кг; l = 0,08 м; c_x=c_y = 1,85 · 10⁴ Н/м; e = 0,1 мм; δ = 0,0005 рад; ε̄ = 0; l₁ = 0,67 м; l₂ = 0,5 м; b₁ = 0,54 м; b₂ = 0,36 м; H = 0,2 м; x̄ = 0,2 м; ȳ = 0; z̄ = – 0,1 м; a₁ = a₄ = 0,28 м; a₂ = a₃ = 0,25 м; μ₁ = 20,78 Н·с/м; μ₂ = 27,59 Н·с/м; μ₃ = 20,33 Н·с·м; μ₄ = 3,50 Н·с·м; μ₅ = 1,23 Н·с·м; μ₆ = 5,15 Н·с; μ₇ = 4,16 Н·с; μ₈ = 0,97 Н·с; μ₉ = 1,68 Н·с·м.

Численное интегрирование системы дифференциальных уравнений проводилось методом Рунге – Кутты четвертого порядка, однако алгоритм расчета включал в себя обращение на каждом шаге интегрирования матрицы [A]. Основные результаты моделирования автобалансирующего процесса неуравновешенного ротора, жестко установленного в корпусе, который, в свою очередь, укреплен на неподвижном основании с помощью четырех вертикальных и четырех горизонтальных упругих опор приведены ниже (рис. 2–5).

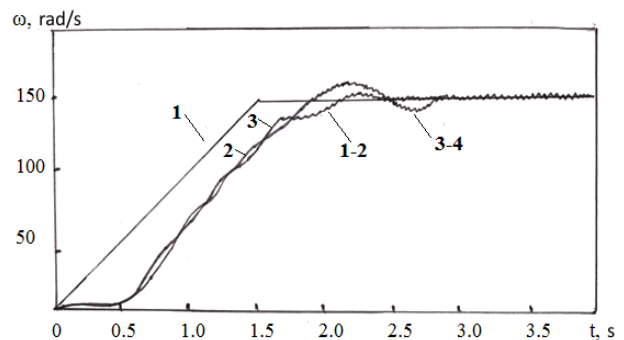


Рис. 2. Законы изменения угловых скоростей:

1 – ротора; 2 – первого и второго маятников в одной паре; 3 – третьего и четвертого маятников во второй паре

Первую пару маятников составляют 1-й и 2-й маятники, вторую пару – 3-й и 4-й. Видно, что законы разгона маятников в одной паре одинаковы. Вначале угловые скорости маятников отстают от угловой скорости ротора, а затем, когда угловые скорости маятников сравниваются с угловой скоростью ротора, маятники начинают искать свое место. Здесь угловые скорости маятников отлича-



ются от угловой скорости ротора, а затем, когда маятники находят свое место, угловые скорости становятся одинаковыми.

Показано как изменяется положение маятников в процессе балансировки по отношению к вектору дисбаланса в первой паре и во второй паре (рис. 3).

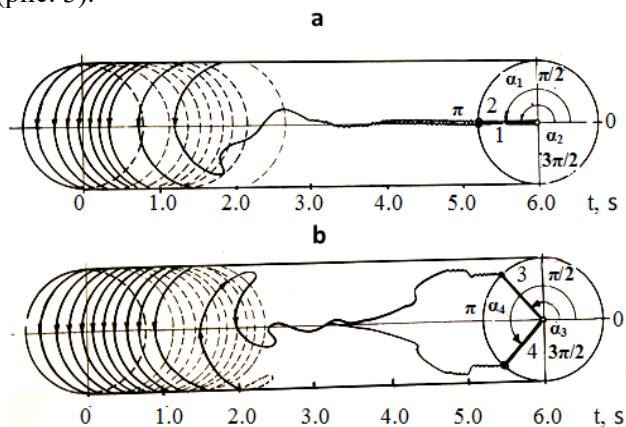


Рис. 3. Траектории движения маятников относительно вектора дисбаланса:

а – первая пара маятников (1-й и 2-й маятники);
б – вторая пары маятников (3-й и 4-й маятники)

Видно, что маятники в первой паре установились напротив вектора дисбаланса, но почти не раздвинулись $\alpha_1 = 182,7^\circ$, $\alpha_2 = 178,5^\circ$; маятники во второй паре не только установились напротив вектора дисбаланса, но и раздвинулись: $\alpha_3 = 131,4^\circ$, $\alpha_4 = 228,7^\circ$.

Однако эти значения отличаются от рассчитанных по формулам [18]. Исходя только из параметров неуравновешенности и масс-инерционных параметров ротора и маятников, значения углов установки маятников должны быть: $\alpha_1 = \alpha_3 = 137^\circ$; $\alpha_2 = \alpha_4 = 223^\circ$. Причиной этого несоответствия является расположение центра масс ротора, центра масс корпуса и центра жесткости опор корпуса по отношению друг к другу. Из-за этого несоответствия на изучаемой модели амплитуды колебаний опор маятников в одной паре на порядок отличаются от амплитуд колебаний опор другой пары, маятники в первой паре не раздвигаются и происходит только частичная балансировка. Следует отметить, что это происходит при маятниках одинаковой массы и длины. Однако даже в этом случае амплитуды колебаний центра масс ротора, а значит и нагрузки в опорах ротора с автобалансиром (рис. 4), существенно меньше, чем у ротора без автобалансира (рис. 5). Например, для исследуемой модели амплитуда колебаний центра масс ротора без автобалансира $A = 0,22$ мм, а у ротора с автобалансиром $A = 0,07$ мм. Здесь же можно уви-

деть, что амплитуды колебаний центра масс ротора и нагрузки в опорах ротора с автобалансиром при переходе через резонансные зоны существенно превышают амплитуды колебаний и нагрузки в опорах ротора без автобалансира (рис. 4, 5).

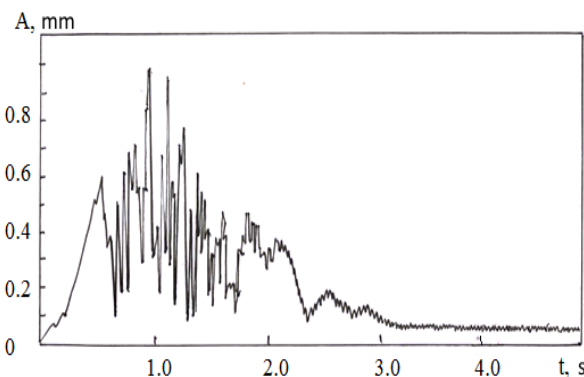


Рис. 4. Амплитуды колебаний центра масс ротора с автобалансиром

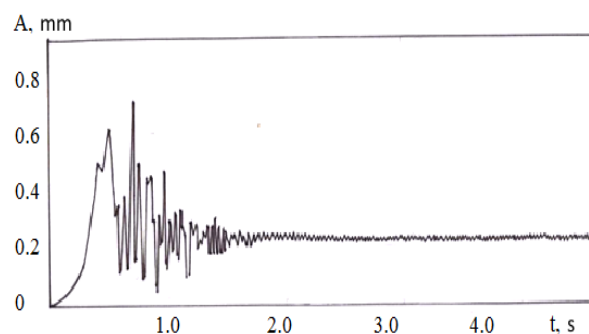


Рис. 5. Амплитуды колебаний центра масс ротора без автобалансира

Отдельные исследования влияния геометрических размеров \bar{x} , \bar{y} , \bar{z} на качество балансировки показали, что изменения \bar{y} , \bar{z} мало влияют на амплитуды колебаний ротора, а если \bar{x} будет в диапазоне $0 < \bar{x} < 0,09$ м, то амплитуды колебаний и нагрузки в опорах ротора могут быть в 25–30 раз меньше, чем у ротора без автобалансира. На амплитуды колебаний и нагрузки в опорах ротора с автобалансиром также влияет расстояние между опорами маятников в одной паре. Например, если расстояние между опорами маятников в одной паре будет равно 1 см, то погрешность балансировки будет составлять 10 %.

Выводы

Проведено моделирование процесса автоматической балансировки неуравновешенного ротора с помощью четырех маятников одинаковой массы и длины, попарно установленных на валу по обе стороны ротора. Ротор жестко закреплен в корпусе, который в свою очередь установлен на



упругих опорах. Исследование показало, что маятники действительно частично или более полно компенсируют неуравновешенность ротора в том диапазоне его частот вращения, который за счет подбора жесткостных характеристик опор корпуса и масс-инерционных параметров корпуса становится зоной устойчивой работы автобалансира [18]. Таким образом, доказано, что автоматическая балансировка может происходить не только на скоростях выше критической скорости ротора, но и в зарезонансных зонах упруго-установленного корпуса, в котором закреплен ротор.

На степень компенсации неуравновешенности ротора в корпусе с помощью маятников одинаковой массы и длины существенное влияние оказывает взаимное расположение центра масс ротора, центра масс корпуса, центра жесткости опор корпуса и расстояние между маятниками в одной паре. Так как переход неуравновешенного ротора с автобалансиром через резонансные зоны сопровождается большими амплитудами колебаний и большими нагрузками в опорах ротора, то возникает целесообразность разработки стопорных устройств, чтобы автоматическая балансировка началась после разгона ротора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гусаров А.А. Балансировка роторов машин. М. : Наука, 2005. Кн. 2. 383 с.
2. Справочник по балансировке / под общ. ред. М.Е. Левита. М. : Машиностроение, 1992. 464 с.
3. Никифоров А.Н. Состояние проблемы уравнивания роторов // Вестн. науч.-техн. развития. 2013. № 4 (68). URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=676> (Дата обращения 20.04.2019).
4. Артюнин А.И. Исследование движения ротора с автобалансиром // Изв. вузов. Сер.: Машиностроение. 1993. № 1. С. 10–15.
5. Артюнин А.И., Алхунсаев Г.Г., Серебренников К.В. Применение метода разделения движения для исследования динамики роторной системы с гибким ротором и маятниковым автобалансиром // Изв. вузов. Сер.: Машиностроение. 2005. № 9. С. 8–14.
6. Быков В.Г. Автобалансировка жесткого ротора в вязко-упругих ортотропных опорах // Вестник СПбГУ. 2013. Сер. 1. Вып. 2. С. 82–91.
7. Кравченко В.И. Ромащенко В.А. Об автоматическом уравнивании шарами // Теория механизмов и машин. 1985. Вып. 38. С. 69–74.
8. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Устойчивость стационарного вращения неуравновешенного ротора с жидким автобалансирующим устройством на гибком валу // Известия Томск. политех. ун-та. 2007. Т. 311. № 2. С. 12–14.
9. Зиякаев Г.Р. Некоторые вопросы динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирующими устройствами : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Томск, 2009. С. 19.
10. Філімонович Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами // Мин-во освіти і науки України. Кіровоград : Нац. Техн. ун-т, 2004. 352 с.
11. Sperling L., Ryzhik B., Linz Ch., Duckstein H. Simulation of two plain automatic balancing of a rigid rotor // Mathematics and Computers in Simulation. 2002. Vol. 58. №. 4-6. P. 351–365.
12. Rodrigues D.J., Champneys A.R., Friswell M.I. Automatic two-plane balancing for rigid rotors // International Journal of Non-Linear Mechanics. 2008. Vol. 43. № 6. P. 527–541.
13. Rodrigues D.J., Champneys A.R., Friswell M.I., Wilson R.E. two-plane automatic balancing: a symmetry breaking analysis. International Journal of Non-Linear Mechanics. 2011. Vol. 46. № 9. P. 1139–1154.
14. Bolton J.N. Single-and dual-plane automatic balancing of an elastically mounted cylindrical rotor with considerations of coulomb friction and gravity. Dr. Diss. Blacksburg, Virginia, 2010. 317 p.
15. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы // Томск : Изд-во Томск. ун-та, 1985. 82 с.
16. Дубовик В.А., Зиякаев Г.Р. Основное движение двухмаятникового автобалансира на гибком валу с упругими опорами // Изв. Томск. политех. ун-та. 2010. Т. 317. № 2. С. 37–39 с.
17. Артюнин А.И., Алхунсаев Г.Г., Сушкеев Ж.Б. Автобалансировка роторов в корпусе на упругих опорах // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2006. № 6. С. 38–41.
18. Artyunin A.I., Eliseev S.V., Sumenkov O.Y. Determination of parametrs and stability zones of pendulam auto-balancer of rotor, installed in housing of elastic supports // Proceedings of international Conferense Advances in Engineering Research. 2018. Vol. 158. P. 25–29.
19. Блехман И.И. Вибрационная механика. М. : Физматгиз, 1994. 400 с.

REFERENCES

1. Gusarov A.A. Balansirovka rotorov mashin [Balancing machine rotors]. Moscow: Nauka Publ., 2005. Book 2. 383 p.
2. Spravochnik po balasirovke. Pod obshch. red. M.E. Levita [Balancing reference. In Levit M. E. (gen. ed.)] Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 464 p.
3. Nikiforov A.N. Sostoyanie problemy uravnoveshivaniya rotorov [The state of the problem of balancing rotors] *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya* [The Bulletin of scientific and technological development]. The Institute of Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, 2013. No.4 (68). Pp. 20-28.
4. Artyunin A.I. Issledovanie dvizheniya rotora s avtobalansirovom [Investigation of the movement of the rotor with auto-balancer]. *Izvestiya vuzov* [News of universities]. Mashinostroenie Publ., 1993. No.1., Pp. 10-15.



5. Artyunin A.I., Alkhunsaev G.G., Serebrennikov K.V. Primenenie metoda razdeleniya dvizheniya dlya issledovaniya dinamiki rotornoj sistemy s gibkim rotorom i mayatnikovym avtobalansom [Applying the motion separation method to study the dynamics of a rotor system with a flexible rotor and a pendulum auto-balancer]. *Izvestiya vuzov [News of universities]*. Mashinostroenie Publ., 2005. No. 9. Pp. 8-14.
6. Bykov V.G. Avtobalansirovka zhestkogo rotora v vyazko-uprugikh ortotropnykh oporakh [Auto-balancing of a rigid rotor in visco-elastic orthotropic supports]. *Vestnik SPbGU [The Bulletin of St. Petersburg State University]*, 2013. Ser.1. Vol. 2. Pp. 82-91.
7. Kravchenko V.I. Romashchenko V.A. Ob avtomaticheskom uravnoveshivanii shrami [On automatic balancing with balls]. *Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]*. Kharkov, 1985. Vol. 38. Pp. 69-74.
8. Dubovik V.A., Pashkov E.N. Ustoichivost' stacionarnogo vrashcheniya neuravnovesennogo rotora s zhidkim avtobalansirovochnym ustroystvom na gibkom valu [Stability of stationary rotation of an unbalanced rotor with a fluid self-balancing device on a flexible shaft] *Izvestiya Tomskogo politekh. un-ta [The Bulletin of Tomsk Polytechnic University]*, 2007. Vol. 311. No. 2. Pp. 12-14.
9. Ziyakaev G.R. Nekotorye voprosy dinamiki rotornykh sistem s mayatnikovymi avtobalansirovochnymi ustroystvami. Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoi stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Some questions of the dynamics of rotary systems with pendulum automatic balancing devices. Author's abstract of the Ph.D.(Engineering) diss.]. Tomsk Polytechnic University. Tomsk, 2009. Pp. 19.
10. Filimonikhin G.B. Zrivnovazheniya i vibrozakhist rotoriv avtobalansirami z tverdimi korigoval'nimi vantazhami [Equilibrium and vibration protection of rotors with auto-balancers with solid corrective cargoes]. Ministry of Education and Science of Ukraine. Kirovograd. Nat. Techn. Un-ty Publ. Kirovograd, 2004. 352 p.
11. Sperling L., Ryzhik B., Linz Ch., Duckstein H. Simulation of two plain balancing of a rigid rotor. *Mathematics and Computers in Simulation*, 2002, Vol. 58, No. 4-6, pp. 351-365.
12. Rodrigues D.J., Champneys A.R., Friswell M.I. Automatic two-plane balancing for rigid rotors. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 2008, Vol. 43, Iss. 6, pp. 527-541.
13. Rodrigues D.J., Champneys A.R., Friswell M.I., Wilson R.E. Two-plane automatic balancing: a symmetry breaking analysis. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 2011, Vol. 46, Iss. 9, pp. 1139-1154.
14. Bolton J.N. Single-and dual-plane automatic balancing of an elastically mounted cylindrical rotor with considerations of coulomb friction and gravity. Dr. Diss. Blacksburg, Virginia, 2010. pp. 317.
15. Nesterenko V.P. Avtomaticheskaya balansirovka rotorov priborov i mashin so mnogimi stepenyami svobody [Automatic balancing of the rotors of devices and machines with many degrees of freedom]. Tomsk: The publishing house of Tomsk University, 1985. 82 p.
16. Dubovik V.A., Ziyakaev G.R. Osnovnoe dvizhenie dvukhmayatnikovogo avtobalansira na gibkom valu s uprugimi oporami [The main motion of a dual-swing auto-balancer on a flexible shaft with elastic supports]. *Izvestiya Tomskogo politekh. un-ta, Matematika i mekhanika, Fizika [The Bulletin of Tomsk Polytechnic University. Mathematics and Mechanics, Physics]*, 2010. Vol. 317. No.2. Pp. 37-39.
17. Artyunin A.I., Alkhunsaev G.G., Sushkeev Zh.B. Avtobalansirovka rotorov v korpuse na uprugikh oporakh [Auto-balancing of rotors in a housing on elastic supports]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern technologies. System Analysis. Modeling]*. Irkutsk, 2006. No. 6. Pp. 38-41.
18. Artyunin A.I., Eliseev S.V., Sumenkov O.Yu. Determination of parameters and stability zones of pendulum auto-balancer of a rotor, installed in a housing on elastic supports. *Proceedings of International Conference Advances in Engineering Research*, 2018. Vol.158. Pp.25-29.
19. Blekhman I.I. Vibratsionnaya mekhanika [Vibration mechanics]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1994. 400 p.

Информация об авторах

Authors

Артюнин Анатолий Иванович – д. т. н., профессор кафедры физики, механики и приборостроения, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: artyunin_ai@irgups.ru.

Суменков Олег Юрьевич – Национальный исследовательский Томский политехнический университет, e-mail: oys5@tpu.ru

Anatolii Ivanovich Artyunin – Doctor of Engineering Science, Prof. of the Subdepartment of Physics, Mechanics and Instrument Engineering, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: artyunin_ai@irgups.ru

Oleg Yur'evich Sumenkov – Tomsk Polytechnic University, Tomsk, e-mail: oys5@tpu.ru

Для цитирования

For citation

Артюнин А. И. Исследование автоматической балансировки ротора в форме цилиндра, жестко установленного в корпусе на упругих опорах / А. И. Артюнин, О. Ю. Суменков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 64, № 4. – С. 13–19. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.4(64).13–19

Artyunin A. I., Sumenkov O. Yu. Issledovaniye avtomaticheskoy balansirovki rotora v forme tsilindra, zhestko ustanovlennogo v korpuse na uprugikh oporakh [Research of the automatic balancing process of the cylindrical rotor, rigidly fixed in the housing on elastic supports]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern Technologies. System Analysis. Modeling]*, 2019. Vol. 64, No. 4. Pp. 13–19. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.4(64).13-19