

МОДЕЛЬ РОТОРА, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ПЛОСКОПАРАЛЕЛЬНИЙ РУХ І ЗРІВНОВАЖУЄТЬСЯ КОРЕГУЮЧИМ ВАНТАЖЕМ З НЕРУХОМОЮ ТОЧКОЮ НА ОСІ РОТОРА*

Вступ. Для зрівноважування на ходу роторів, що швидко обертаються, застосовуються пасивні автобалансири, такі як маятникові, кільцеві, кульові і т.д. [1]. В них корегуючі вантажі (КВ) з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і при незмінному дисбалансі і швидкості обертання ротора рухаються з ним як одне ціле. Недоліком вказаних – “класичних” пристроїв є дія КВ на ротор зі значними силами навіть при відсутності дисбалансу і внесенні додаткового дисбалансу під час розгону і гальмування ротора. Вказані недоліки усунуті в нових автобалансирах, корегуючі вантажі в яких мають певну форму і нерухому точку на осі ротора [2-4]. Нижче будується математична модель ротора, який зрівноважується корегуючим вантажем з нерухомою точкою на осі ротора і сферичним тензором інерції відносно неї. При цьому припускається, що кутовими рухами ротора навколо його поперечних осей можна знехтувати.

1. Вивід диференціальних рівнянь руху системи.

В [2, 3] встановлено, що КВ з нерухомою точкою на осі ротора може зрівноважити ротор у площині, що перпендикулярна осі і проходить через точку підвісу при виконанні наступних умов відносно головних осей x_1, x_2, x_3 , що виходять із точки підвісу КВ:

$$I_1=A, \quad I_2=I_3=B, \quad \mathbf{l}=(0,0,-l)^T \quad (1)$$

Тут: I_1, I_2, I_3 - осьові моменти інерції КВ; \mathbf{l} - радіус-вектор центра мас КВ відносно точки підвісу; τ - знак транспонування.

У [4] запропоновано використовувати це в автобалансирах - демпферах, здатних зрівноважувати ротор і одночасно демпфувати його малі вібрації. У даній роботі будується математична модель ротора, що зрівноважується КВ із сферичним тензором інерції відносно точки підвісу (рис. 1, а):

$$I_1=I_2=I_3=A. \quad (2)$$

При поворотах КВ навколо точки підвісу виникає момент в'язкого опору

$$\vec{M}_K^{(con)} = -H_1 \vec{\Omega}, \quad (3)$$

де H_1 - коефіцієнт в'язкого тертя, $\vec{\Omega}$ - кутова швидкість обертання КВ відносно ротора. Ротор розташований вертикально і рухається плоскопаралельно. Його утримують ізотропні в'язкопружні опори. Для опису руху ротора використовуємо осі Ox_{uz} , що обертаються разом із ротором із сталою кутовою швидкістю ω , причому вісь z збігається з віссю обертання, і точка O знаходиться на рівні точки підвісу КВ. Допоміжні осі $Kuvw$ жорстко зв'язані з ротором і паралельні осям Ox_{uz} , причому вісь w збігається з віссю ротора, і при відсутності відхилення вала від осі обертання точки K і

O співпадають. Відносно осей $Kuvw$ центр мас ротора має координати $(ecos\gamma, esin\gamma, 0)$, де e - ексцентриситет, γ - кут, що визначає напрям вектора дисбаланса.

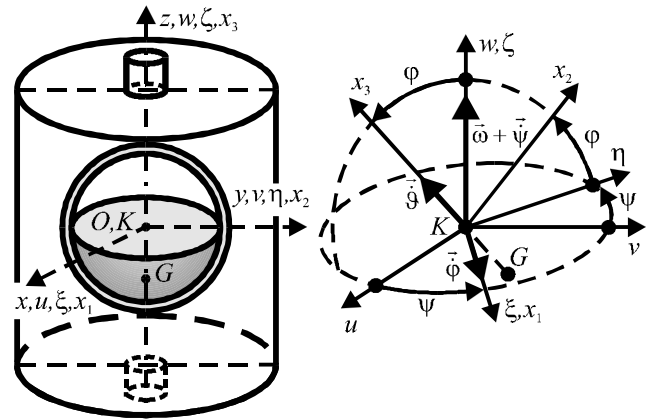


Рис. 1. Модель ротора і автобалансира

У процесі руху вал відхиляється від осі обертання на $\mathbf{r}=\mathbf{OK}$ і на нього починають діяти поновлююча сила $-\mathbf{cr}$ і сила в'язкого опору $-H_2\mathbf{v}$, де c - жорсткість, H_2 - коефіцієнт в'язкого опору опор, $\mathbf{v}=\mathbf{dr}/\mathbf{dt}$ - абсолютна швидкість осі вала ротора (точки K). Положення КВ відносно ротора будемо визначати трьома кутами Ейлера (рис. 1, б). При першому повороті на кут ψ навколо осі w осі $Kuvw$ переходять в осі $K\xi\eta\zeta$, причому $\zeta=w$. При другому повороті на кут φ навколо осі ξ , осі $K\xi\eta\zeta$ переходять у головні осі $Kx_1x_2x_3$, причому $\xi=x_3$. Останній поворот КВ відбувається на кут θ навколо осі x_3 (на рис. 1, б не показаний).

Для складання рівнянь динаміки КВ використовуємо теорему про зміну моменту кількості руху матеріальної системи. За рухомі осі приймаємо $Kx_1x_2x_3$. Тоді теорема має вид [5]:

$$\frac{d\mathbf{L}_K}{dt} + \vec{\omega}_{x_1x_2x_3} \times \mathbf{L}_K + \mathbf{l}_G \times \mathbf{ma}_K = \mathbf{M}_K^{(e)}, \quad \mathbf{L}_K = \vec{\omega} \tilde{\mathbf{I}}, \quad (4)$$

де: \mathbf{L}_K - момент кількості руху КВ відносно точки підвісу, $d\mathbf{L}_K/dt$ - його похідна в рухомій системі координат $Kx_1x_2x_3$; $\vec{\omega}$ - абсолютна швидкість обертання КВ; $\vec{\omega}_{x_1x_2x_3}$ - кутова швидкість обертання рухомих осей $Kx_1x_2x_3$; $\mathbf{M}_K^{(e)}$ - головний момент зовнішніх сил, що діють на КВ, знайдений відносно точки K ; \mathbf{a}_K - абсолютне прискорення точки підвісу КВ; m - маса КВ, $\tilde{\mathbf{I}}$ - його тензор інерції відносно точки K .

У проєкціях на осі $Kx_1x_2x_3$ (рис. 1, б):

$$\tilde{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & A & 0 \\ 0 & 0 & A \end{bmatrix}, \quad \bar{\omega} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\varphi} + \omega \sin \varphi \\ \dot{\theta} + \dot{\psi} \cos \varphi \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{L}_K = \bar{\omega} \tilde{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} A\dot{\varphi} \\ A(\dot{\varphi} + \omega \sin \varphi) \\ A(\dot{\theta} + \dot{\psi} \cos \varphi) \end{bmatrix},$$

$$\frac{d\mathbf{L}_K}{dt} = \begin{bmatrix} A\ddot{\varphi} \\ A(\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi} \omega \cos \varphi) \\ A(\ddot{\theta} + \ddot{\psi} \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \sin \varphi) \end{bmatrix},$$

$$\bar{\omega}_{x_1x_2x_3} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\varphi} + \omega \sin \varphi \\ \dot{\theta} + \dot{\psi} \cos \varphi \end{bmatrix}, \quad \mathbf{I}_G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -l \end{bmatrix}.$$

Прискорення точки підвісу КВ у проєкціях на осі $Kx_1x_2x_3$:

$$\mathbf{a}_K = \mathbf{A}_{\varphi\psi} \mathbf{a}_K^{(xyz)},$$

$$\mathbf{A}_{\varphi\psi} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\cos \varphi \sin \psi & \cos \varphi \cos \psi & \sin \varphi \\ \sin \varphi \sin \psi & -\sin \varphi \cos \psi & \cos \varphi \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{a}_K^{(xyz)} = \begin{bmatrix} \ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2x \\ \ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2y \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Тут: $\mathbf{A}_{\varphi\psi}$ - матриця перетворення координат x, y, z у x_1, x_2, x_3 ; $\mathbf{a}_K^{(xyz)}$ - прискорення точки підвісу КВ у проєкціях на осі $Oxyz$.

З активних зовнішніх сил моменти утворюють сили в'язкого тертя і сили ваги:

$$\mathbf{M}_K^{(on)} = \begin{bmatrix} -H_1\dot{\varphi} \\ -H_1\dot{\psi} \sin \varphi \\ -H_1(\dot{\psi} \cos \varphi) \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_K \llbracket \mathbf{m} \mathbf{g} \mathbf{k} \rrbracket = -\mathbf{I}_G \times \mathbf{k} \mathbf{m} \mathbf{g} = \begin{bmatrix} -mgl \sin \varphi \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k} = \begin{bmatrix} 0 \\ \sin \varphi \\ \cos \varphi \end{bmatrix}.$$

Тут: $\mathbf{M}_K^{(on)}$ - моменти сил в'язкого тертя; $\mathbf{M}_K \llbracket \mathbf{m} \mathbf{g} \mathbf{k} \rrbracket$ - момент сил ваги КВ; \mathbf{k} - одиничний вектор, спрямований вертикально вгору.

Підставляючи (5-7) у (4) і перетворюючи, одержимо наступні рівняння динаміки КВ:

$$A(\ddot{\varphi} + \omega \dot{\varphi} \sin \varphi) + H_1\dot{\varphi} + mgl \sin \varphi - ml(\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2x) \sin \psi - (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2y) \cos \psi \cos \varphi = 0,$$

$$A(\ddot{\psi} \sin \varphi + \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi}) + H_1\dot{\psi} \sin \varphi - ml(\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2x) \cos \psi + (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2y) \sin \psi \neq 0,$$

$$A(\ddot{\theta} + \dot{\theta} \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \sin \varphi) + H_1(\dot{\psi} \cos \varphi) = 0. \quad (8)$$

Для складання рівнянь динаміки ротора відносно рухомих осей $Oxyz$ використовуємо теорему про рух центра мас матеріальної системи у виді

$$M_\Sigma \left[\frac{d^2 \mathbf{r}_C}{dt^2} + \bar{\epsilon}_{xyz} \times \mathbf{r}_C + \bar{\omega}_{xyz} \times (\bar{\omega}_{xyz} \times \mathbf{r}_C) \right] = \mathbf{R}^{(e)}, \quad (9)$$

де: $M_\Sigma = M + m$ - маса системи; \mathbf{r} - радіус-вектор центра мас системи, $d^2 \mathbf{r} / dt^2$, $d^2 \mathbf{r} / dt^2$ - його перша і друга похідні відносно осей $Oxyz$; $\bar{\omega}_{xyz}$, $\bar{\epsilon}_{xyz}$ - кутові швидкість і прискорення обертання осей $Oxyz$; $\mathbf{R}^{(e)}$ - головний вектор зовнішніх сил, що діють на систему. У проєкціях на осі $Oxyz$:

$$M_\Sigma \mathbf{r}_C = \begin{bmatrix} M(\dot{x} + e \cos \gamma) + m(\dot{x} - l \sin \varphi \sin \psi) \\ M(\dot{y} + e \sin \gamma) + m(\dot{y} + l \sin \varphi \cos \psi) \\ -ml \cos \varphi \end{bmatrix},$$

$$\bar{\omega}_{xyz} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{bmatrix}, \quad \bar{\epsilon}_{xyz} = 0,$$

$$\mathbf{R}^{(e)} = -c \mathbf{r}_K - H_2 \mathbf{v}_K, \quad \mathbf{r}_K = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{v}_K = \frac{d \mathbf{r}_K}{dt} + \bar{\omega}_{xyz} \times \mathbf{r}_K = \begin{bmatrix} \dot{x} - \omega y \\ \dot{y} + \omega x \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Підставляючи (10) у (9) і перетворюючи, одержимо наступні рівняння динаміки ротора:

$$M_\Sigma (\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2x) + H_2 (\dot{x} - \omega y) + cx - ml(\ddot{\psi} \sin \psi + 2\dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \psi) \cos \varphi + (l \cos \psi - (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2\omega\dot{\psi}) \sin \psi) \sin \varphi - (\sin \varphi \sin \psi - M e \cos \gamma / ml) \omega^2 \neq 0,$$

$$M_\Sigma (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2y) + H_2 (\dot{y} + \omega x) + cy + ml(\ddot{\psi} \cos \psi - 2\dot{\psi} \dot{\varphi} \sin \psi) \cos \varphi - (l \sin \psi + (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2\omega\dot{\psi}) \cos \psi) \sin \varphi - (\sin \varphi \cos \psi + M e \sin \gamma / ml) \omega^2 \neq 0. \quad (11)$$

Тут x, y - координати точки K відносно осей $Oxyz$. Таким чином, динаміку системи визначають одинадцять розмірних параметрів.

Слід зазначити, що побудована математична модель ротора і автобалансира придатна у випадку, коли кутовими рухами ротора навколо його поперечних осей можна знехтувати, наприклад для ротора: на симетричних ізотропних пружних опорах; розміщеного посередині гнучкого валу; на консольному гнучкому валі за умови, що довжина вала значно більша габаритів ротора і т. д. Модель непридатна для гіроскопів, роторів на коротких консольних валах і т. д.

2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного виду. Для виділення істотно відмінних параметрів приведемо систему до безрозмірного виду. Вводимо параметри:

$$\omega_0 = \sqrt{c/M_\Sigma}, \quad \rho = \sqrt{A/m}, \quad (12)$$

де: ω_0 - резонансна частота - частота власних коливань ротора при нерухомотому відносно ротора КВ, відсутності обертання ротора і не врахуванні сил опору;

ρ - осьовий радіус інерції КВ. Вводимо безрозмірні змінні:

$$\xi = \frac{xl}{\rho^2}, \quad \eta = \frac{yl}{\rho^2}, \quad \tau = \omega_0 t, \quad \left(\frac{d}{dt} = \omega_0 \frac{d}{d\tau} \right). \quad (13)$$

Вводимо безрозмірні параметри:

$$R_m = \frac{ml^2}{M_\Sigma \rho^2}, \quad R_\omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad R_g^2 = \frac{gl}{\rho^2 \omega_0^2}, \quad h = \frac{H_1}{m \rho^2 \omega_0},$$

$$H = \frac{H_2}{M_\Sigma \omega_0}, \quad u_0 = e_0 \cos \gamma, \quad v_0 = e_0 \sin \gamma, \quad \left(e_0 = \frac{Me}{ml} \right). \quad (14)$$

Після перетворень рівняння динаміки (8), (11) приймуть наступний безрозмірний вид:

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi} + h\dot{\varphi} + \left(\dot{\psi} + R_\omega \dot{\theta} + R_g^2 \sin \psi \right) \dot{\varphi} - \\ & - \left[-2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi \right] \dot{\psi} \sin \psi - \\ & - \left[+2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta \right] \dot{\psi} \cos \psi \right] \cos \varphi = 0, \\ & \ddot{\psi} + h\dot{\psi} \left[\sin \varphi + \left(\psi + R_\omega \right) \cos \varphi - \dot{\varphi} \right] - \\ & - \left[-2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi \right] \dot{\psi} \cos \psi - \left[+2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta \right] \dot{\psi} \sin \psi = 0, \\ & \ddot{\theta} + h\dot{\theta} + \left(\psi + h\dot{\psi} \right) \dot{\theta} \cos \varphi - \left(\psi + \dot{\psi} \right) \dot{\theta} \sin \varphi = 0, \\ & \ddot{\xi} - 2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi + H \left[-R_\omega \eta \right] \dot{\xi} - \\ & - R_m \left[\dot{\psi} \sin \psi + 2 \left(\psi + \dot{\psi} \right) \cos \psi \right] \dot{\xi} \cos \varphi + \\ & + \left[\dot{\psi} \cos \psi - \left(\psi^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega \dot{\psi} \right) \sin \psi \right] \dot{\xi} \sin \varphi + \\ & + R_\omega^2 \left[\psi_0 - \sin \varphi \sin \psi \right] \dot{\xi} = 0, \\ & \ddot{\eta} + 2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta + H \left[+R_\omega \xi \right] \dot{\eta} - \\ & - R_m \left[\dot{\psi} \sin \psi + \left(\psi^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega \dot{\psi} \right) \cos \psi \right] \dot{\eta} \sin \varphi - \\ & - \left[\dot{\psi} \cos \psi - 2 \left(\psi + \dot{\psi} \right) \sin \psi \right] \dot{\eta} \cos \varphi + \\ & + R_\omega^2 \left[\psi_0 + \sin \varphi \cos \psi \right] \dot{\eta} = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Тут точка над змінною означає вже похідну по τ , а не по t . Таким чином, динаміку системи визначають сім безрозмірних параметрів, визначених у (14).

3. Аналіз усталених рухів системи. Рівняння усталених рухів мають вид

$$\begin{aligned} & \left(\sin \tilde{\psi} - \tilde{\eta} \cos \tilde{\psi} \right) R_\omega^2 \cos \tilde{\varphi} + R_g^2 \sin \tilde{\varphi} = 0, \\ & \left(\cos \tilde{\psi} + \tilde{\eta} \sin \tilde{\psi} \right) R_\omega^2 = 0, \\ & \left(R_\omega^2 - 1 \right) \tilde{\xi} + H R_\omega \tilde{\eta} + R_m R_\omega^2 \left(\psi_0 - \sin \tilde{\varphi} \sin \tilde{\psi} \right) = 0, \\ & - H R_\omega \tilde{\xi} + \left(R_\omega^2 - 1 \right) \tilde{\eta} + R_m R_\omega^2 \left(\psi_0 + \sin \tilde{\varphi} \cos \tilde{\psi} \right) = 0, \end{aligned} \quad (16)$$

де $\tilde{\varphi}, \tilde{\psi}, \tilde{\xi}, \tilde{\eta}$ - усталені значення змінних, що визначають положення системи. Друге рівняння в (16) буде виконуватися, якщо

$$\cos \tilde{\psi} = \pm \frac{\tilde{\eta}}{\tilde{r}}, \quad \sin \tilde{\psi} = \mp \frac{\tilde{\xi}}{\tilde{r}}, \quad \tilde{r} = \sqrt{\tilde{\xi}^2 + \tilde{\eta}^2}. \quad (17)$$

З цього випливає, що друга вісь обертання КВ перпендикулярна вектору відхилення вала від осі обертання і тому КВ відхиляється в цьому чи протилежному напрямку.

Вважатимемо, що балансувальної ємності КВ вистачає для зрівноваження ротора. Введемо у розглядання кут

$$\varphi_0 = \arcsin e_0, \quad e_0 < 1. \quad (18)$$

При нехтуванні впливом сил ваги і зовнішніх сил опору ($R_g=0, H=0$) чи при великій кутовій швидкості обертання ротора ($R_m \gg 1$) система (16) має найбільшу

кількість - чотири істотно відмінних розв'язки. Їм відповідають певні граничні положення КВ відносно ротора. Оскільки реальні положення КВ відрізняються від граничних, то усталені рухи розрізнятимемо по тому, аналогом яких граничних положень вони є (рис. 2):

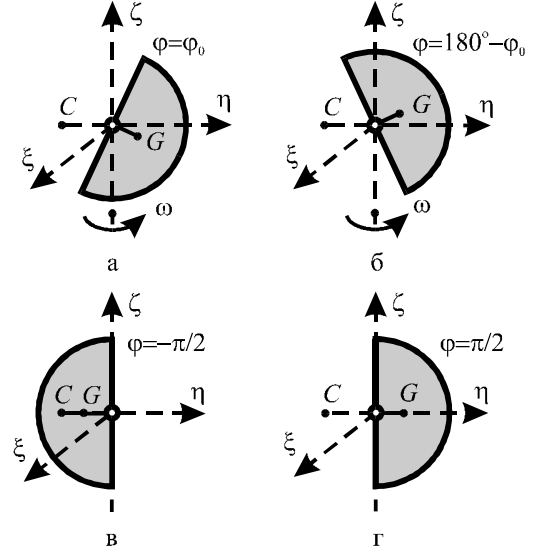


Рис. 2. Граничні положення КВ в усталених рухах

- $\tilde{\varphi}_1 \sim \varphi_0$ - основний рух, у якому ротор зрівноважений і центр мас КВ нижче точки підвісу;
- $\tilde{\varphi}_2 \sim \pi - \varphi_0$ - основний рух, у якому ротор зрівноважений і центр мас КВ вище точки підвісу;
- $\tilde{\varphi}_3 \sim -\pi/2$ - побічний рух, у якому КВ відхилено у важкий бік ротора;
- $\tilde{\varphi}_4 \sim \pi/2$ - побічний рух, у якому КВ відхилено у легкий бік ротора.

Зауважимо, що при наявності сил тертя, чи врахуванні сил ваги КВ прямує до зазначених вище граничних положень тільки коли $R_\omega \gg 1$ - ротор швидко обертається. Крім того, при наявності сил тертя вектор відхилення вала не на одній лінії з вектором дисбаланса і тому КВ відхиляється не строго в напрямку легкої або важкої сторін ротора. Слід зазначити, що наявність зовнішніх сил тертя приводить до того, що в деякому околі резонансної кутової швидкості не існують побічні рухи.

Висновки. В рамках моделі ротора, який рухається плоскопаралельно і статично зрівноважується КВ з нерухомою точкою на осі ротора і сферичним тензором інерції відносно цієї точки:

1) динаміку системи визначають одинадцять розмірних чи сім незалежних безрозмірних параметрів;

2) у системи існують не більш чотирьох істотно відмінних усталених рухів - два основних, у яких КВ зрівноважує дисбаланс і два побічних, у яких ротор розбалансований;

3) для роботоспроможності пристрою необхідно, щоб на робочому інтервалі кутових швидкостей обертання ротора основні усталені рухи системи були стійкими, а побічні - нестійкими.

Література

1. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. -М.: Наука, 1979. -151 с.
2. Филimoniхин Г.Б. Уравновешивание ротора корректирующим грузом с неподвижной точкой на оси вала // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин". 2000. Вип. 29, С.103-108.
3. Филimoniхин Г.Б. Про зрівноваження ротора маятниками, насадженими на осі, перпендикулярні валу // Доп. НАН України. - 2000. - №6. - С. 74-78.
4. Филimoniхин Г.Б., Сотников В.С. Автобалансири-демпфери із сферичним рухом корегуючих мас // Збірник наукових праць КДТУ. -2000. Вип. 6, С. 73-75.
5. Савченко А.Я., Болграбская И.А., Кононыхин Г.А. Устойчивость движения систем связанных твердых тел. – К.: Наук. думка, 1991. – 168 с.

Реферат

* Г.Б. Филimoniхин, В.С. Сотников Модель ротора, совершающего плоскопараллельное движение и уравновешиваемого корректирующим грузом с неподвижной точкой на оси ротора // Наукові вісті НТУУ "КПІ". -2001. - №4. С.122-126.

Построена математическая модель ротора, который уравновешивается корректирующим грузом (КГ) с неподвижной точкой на оси ротора. Ротор осуществляет плоскопараллельное движение и расположен вертикально. КГ имеет относительно точки подвеса сферический тензор инерции и центр масс КГ не совпадает с точкой подвеса. Установлено существование до четырех существенно различных установившихся движений системы: два основных - в которых ротор наиболее уравновешен; два побочных - в которых КГ максимально отклонен в направлении отклонения вала от оси вращения или в противоположную сторону. Сформулированный критерий работоспособности автобалансира.

Рекомендована Радою механіко-машинобудівного Інституту НТУУ"КПІ"

The summery

G.B. Filimonikhin, V.S. Sotnikov Model of a rotor, which makes plane-parallel motion and is balancing by a corrective mass with a fixed point on an axis of the rotor // The Scientific News of National Technical University of Ukraine "The Polytechnic University of Kiev". -2001. -N4. P.122-126.

Is constructed the mathematical model of a rotor, which is balancing by a corrective mass (CM) with a fixed point on an axis of the rotor. The rotor is located vertically and makes plane-parallel motion. Concerning a fixed point CM has a spherical tensor of inertia and the center of mass of CM does not coincide with fixed point. Is established the existence up to four essentially various steady-state motions of a system: two main - in which the rotor is most balancing; two spurious - in which CM is rejected as much as possible in direction of a deviation of the shaft from rotation axis or in an opposite side. Is formulated the criterion of functionability of the autobalancer.

Надійшла до редакції 14 лютого 2001 року