

УДК 62-755 : 534.1

МОДЕЛЬ РОТОРА, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ПЛОСКОПАРАЛЕЛЬНИЙ РУХ І ЗРІВНОВАЖУЄТЬСЯ КОРЕГУВАЛЬНИМ ВАНТАЖЕМ, ЯКИЙ ОБЕРТАЄТЬСЯ НАВКОЛО ПОВЗДОВЖНЬОЇ І ПОПЕРЕЧНОЇ ОСЕЙ РОТОРА*

Побудовано математичну модель ротора, що зрівноважується корегуючим вантажем (КВ), який обертається навколо повздовжньої і поперечної осей ротора. Ротор розташований вертикально і здійснює плоскопаралельний рух (кутовими рухами навколо центру мас знехтувано). Центр мас КВ не збігається з нерухомою точкою на осі ротора і відносно неї два головних осьових момента інерції КВ однакові. Встановлено існування до шести істотно відмінних усталених рухів системи: два основних - у який ротор зрівноважений; чотири побічних - у який КВ максимально відхилений у напрямку відхилення вала від осі обертання або в протилежний бік. Сформульований критерій роботоспроможності автобалансира.

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 нерухома точка на осі ротора [2,3]. Нижче будується математична модель ротора, який зрівноважується КВ, який обертається навколо повздовжньої і поперечної осей ротора.

1. Вивід диференціальних рівнянь руху системи. КВ із нерухомою точкою на осі вала ротора може зрівноважити ротор в одній площині корекції при виконанні наступних умов відносно головних осей x_1, x_2, x_3 , що виходять із точки підвісу [2]:

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

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

У даній роботі припускається, що виконані умови, за якими кутовими переміщеннями ротора можна знехтувати і рух ротора розглядається як плоскопаралельний. КВ має відносно ротора два ступеня вільності: може повертатися на кут ψ навколо осі вала ротора; і на кут ϕ навколо осі, перпендикулярної валу (рис. 1). При поворотах КВ навколо власних осей обертання виникають моменти в'язкого опору $-H_1\dot{\phi}, -H_2\dot{\psi}$, де H_1, H_2 - коефіцієнти в'язкого тертя. Ротор розташований вертикально і його утримують ізотропні в'язкопружні опори. Для опису руху ротора використовуємо дві прямокутні декартові системи координат. Осі $Oxyz$ обертаються разом з ротором із сталою швидкістю ω , причому вісь z

співпадає з віссю обертання, і точка O знаходиться на рівні точки перетину осей обертання КВ. Осі $Kuvw$ жорстко зв'язані з ротором і паралельні осям $Oxyz$, причому вісь w співпадає з віссю вала ротора, і при відсутності відхилення вала від осі обертання точки K і O співпадають. Відносно осей $Kuvw$ центр мас ротора має координати $(e\cos\gamma, e\sin\gamma, 0)$, де e - ексцентриситет, γ - кут, що визначає напрямку вектора дисбаланса.

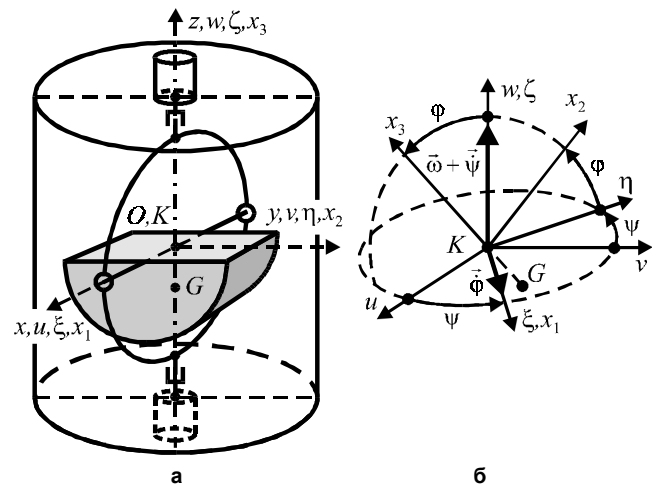


Рис. 1

В 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 $-H_3\mathbf{v}$, де c - жорсткість, H_3 - коефіцієнт в'язкого опору опору, $\mathbf{v}=\mathbf{dr}/\mathbf{dt}$ - абсолютна швидкість осі вала ротора (точки K). Для опису руху КВ використовуємо осі $K\xi\eta\zeta$, що виходять із точки K і утворюються з осей $Kuvw$, після першого повороту КВ навколо осі w на кут ψ . Осі $Kx_1x_2x_3$ жорстко зв'язані з КВ і утворюються з осей $K\xi\eta\zeta$ поворотом навколо осі $\xi=x_1$ на кут ϕ .

Для складання рівнянь динаміки КВ використовуємо теорему про зміну момента кількості

руху матеріальної системи. За рухомі осі прийемо $K\xi\eta\zeta$. Тоді теорема має вид [4]:

$$\frac{d'\mathbf{L}_K}{dt} + \bar{\omega}_{\xi\eta\zeta} \times \mathbf{L}_K + \mathbf{I}_G \times m\mathbf{a}_K = \mathbf{M}_K^{(e)}, \quad \mathbf{L}_K = \bar{\omega} \tilde{\mathbf{I}}, \quad (2)$$

де: \mathbf{L}_K - момент кількості руху КВ відносно точки підвісу, $d'\mathbf{L}_K/dt$ - його похідна в рухомій системі координат $K\xi\eta\zeta$; $\bar{\omega}$ - абсолютна швидкість обертання КВ; $\bar{\omega}_{\xi\eta\zeta}$ - кутова швидкість обертання рухомих осей $K\xi\eta\zeta$; $\mathbf{M}_K^{(e)}$ - головний момент зовнішніх сил, що діють на КВ, знайдений відносно точки K ; \mathbf{a} - абсолютне прискорення точки підвісу КВ; m - маса КВ, $\tilde{\mathbf{I}}$ - його тензор інерції відносно точки K . В проекціях на осі $K\xi\eta\zeta$ (рис. 1, б):

$$\tilde{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & B \end{bmatrix}, \quad \bar{\omega}_{\xi\eta\zeta} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega + \dot{\psi} \end{bmatrix}, \quad \bar{\omega} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ \omega + \dot{\psi} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{L}_K = \begin{bmatrix} A\dot{\phi} \\ 0 \\ B(\omega + \dot{\psi}) \end{bmatrix}, \quad \frac{d'\mathbf{L}_K}{dt} = \begin{bmatrix} A\ddot{\phi} \\ 0 \\ B\ddot{\psi} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{I}_G = \begin{bmatrix} 0 \\ l \sin \varphi \\ -l \cos \varphi \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Прискорення точки K в проекціях на осі $K\xi\eta\zeta$:

$$\mathbf{a}_K = \mathbf{A}_\psi \mathbf{a}_K^{(xyz)} = \begin{bmatrix} (\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2 x) \cos \psi + (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 y) \sin \psi \\ -(\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2 x) \sin \psi + (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 y) \cos \psi \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{A}_\psi = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_K^{(xyz)} = \begin{bmatrix} \ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2 x \\ \ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 y \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Тут: \mathbf{A}_ψ - матриця перетворення координат x, y, z в ξ, η, ζ ; $\mathbf{a}_K^{(xyz)}$ - прискорення точки K в проекціях на осі $Oxyz$.

3 активних зовнішніх сил моменти утворюють сили в'язкого опору і сили ваги:

$$\mathbf{M}_K^{(on)} = \begin{bmatrix} -H_1 \dot{\phi} \\ 0 \\ -H_2 \dot{\psi} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_K(-mg\mathbf{k}) = -\mathbf{I}_G \times m\mathbf{g}\mathbf{k} = \begin{bmatrix} -mgl \sin \varphi \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

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

Підставляючи (3-5) у (2) і перетворюючи, одержимо наступні рівняння динаміки КВ:

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

$$B\ddot{\psi} + H_2 \dot{\psi} - ml[(\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2 x) \cos \psi + (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 y) \sin \psi] \sin \varphi = 0. \quad (6)$$

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

$$M_\Sigma \left[\frac{d'^2 \mathbf{r}_C}{dt^2} + \bar{\varepsilon}_{xyz} \times \mathbf{r}_C + \bar{\omega}_{xyz} \times (\bar{\omega}_{xyz} \times \mathbf{r}_C) + 2\bar{\omega}_{xyz} \times \frac{d'\mathbf{r}_C}{dt} \right] = \mathbf{R}^{(e)}. \quad (7)$$

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

В проекціях на осі $Oxyz$:

$$M_\Sigma \mathbf{r}_C = \begin{bmatrix} M(x + e \cos \gamma) + m(x - l \sin \varphi \sin \psi) \\ M(y + e \sin \gamma) + m(y + l \sin \varphi \cos \psi) \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\bar{\omega}_{xyz} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega \end{bmatrix}, \quad \bar{\varepsilon}_{xyz} = 0, \quad \mathbf{R}^{(e)} = -c\mathbf{r}_K - H_3 \mathbf{v}_K, \quad \mathbf{r}_K = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{v}_K = \frac{d'\mathbf{r}_K}{dt} + \bar{\omega}_{xyz} \times \mathbf{r}_K = \begin{bmatrix} \dot{x} - \omega y \\ \dot{y} + \omega x \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Підставляючи (8) у (7) і перетворюючи, одержимо наступні рівняння динаміки ротора:

$$M_\Sigma (\ddot{x} - 2\omega\dot{y} - \omega^2 x) + H_3 (\dot{x} - \omega y) + cx - ml[\dot{\phi} \sin \psi + 2\dot{\phi}(\omega + \dot{\psi}) \cos \psi] \cos \varphi + [\dot{\psi} \cos \psi - (\dot{\phi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2\omega\dot{\psi}) \sin \psi] \sin \varphi - \left(\sin \varphi \sin \psi - \frac{Me}{ml} \cos \gamma \right) \omega^2 = 0,$$

$$M_\Sigma (\ddot{y} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 y) + H_3 (\dot{y} + \omega x) + cy + ml[\dot{\phi} \cos \psi - 2\dot{\phi}(\omega + \dot{\psi}) \sin \psi] \cos \varphi - [\dot{\psi} \sin \psi + (\dot{\phi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2\omega\dot{\psi}) \cos \psi] \sin \varphi - \left(\sin \varphi \cos \psi + \frac{Me}{ml} \sin \gamma \right) \omega^2 = 0, \quad (9)$$

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

2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного виду. Приводимо рівняння динаміки до безрозмірного виду. Вводимо параметри:

$$\omega_0 = \sqrt{c/M_\Sigma}, \quad \rho_1 = \sqrt{A/m}, \quad \rho_2 = \sqrt{B/m}, \quad (10)$$

де: ω_0 - резонансна частота - частота власних коливань ротора при нерухомотому відносно ротора КВ, відсутності обертання ротора і не врахуванні сил опору; $\rho_{1/2}$ - осьові радіуси інерції КВ. Вводимо безрозмірні змінні:

$$\xi = \frac{x l}{\rho_1^2}, \quad \eta = \frac{y l}{\rho_1^2}, \quad \tau = \omega_0 t, \quad \left(\frac{d}{dt} = \omega_0 \frac{d}{d\tau} \right). \quad (11)$$

Вводимо безрозмірні параметри:

$$R_m = \frac{ml^2}{M_\Sigma \rho_1^2}, \quad R_\omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad R_g^2 = \frac{gl}{\rho_1^2 \omega_0^2}, \quad R_\rho = \frac{\rho_2}{\rho_1},$$

$$h_{1/2} = \frac{H_{1/2}}{m \rho_{1/2}^2 \omega_0}, \quad H = \frac{H_3}{M_\Sigma \omega_0},$$

$$u_0 = \frac{Me}{ml} \cos \gamma, \quad v_0 = \frac{Me}{ml} \sin \gamma. \quad (12)$$

Після перетворень рівняння динаміки (6), (9) приймуть наступний безрозмірний вид:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + h_1 \dot{\varphi} + R_g^2 \sin \varphi - [(\ddot{\xi} - 2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi) \sin \psi - \\ - (\dot{\eta} + 2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta) \cos \psi] \cos \varphi = 0, \\ (\ddot{\psi} + h_2 \dot{\psi}) R_\rho^2 - [(\ddot{\xi} - 2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi) \cos \psi + \\ + (\dot{\eta} + 2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta) \sin \psi] \sin \varphi = 0, \\ \ddot{\xi} - 2R_\omega \dot{\eta} - R_\omega^2 \xi + H(\dot{\xi} - R_\omega \eta) + \xi - \\ - R_m [\dot{\varphi} \sin \psi + 2(R_\omega + \dot{\psi}) \dot{\varphi} \cos \psi] \cos \varphi + \\ + [\dot{\psi} \cos \psi - (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega \dot{\psi}) \sin \psi] \sin \varphi + \\ + R_\omega^2 (u_0 - \sin \varphi \sin \psi) = 0, \\ \ddot{\eta} + 2R_\omega \dot{\xi} - R_\omega^2 \eta + H(\dot{\eta} + R_\omega \xi) + \eta - \\ - R_m [\dot{\psi} \sin \psi + (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2R_\omega \dot{\psi}) \cos \psi] \sin \varphi - \\ - [\dot{\varphi} \cos \psi - 2(R_\omega + \dot{\psi}) \dot{\varphi} \sin \psi] \cos \varphi + \\ + R_\omega^2 (v_0 + \sin \varphi \cos \psi) = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Тут точка над змінною означає вже похідну по τ , а не по t .

Таким чином, динаміку системи визначають дев'ять безрозмірних параметрів, визначених у (12).

3. Аналіз усталених рухів системи. Досліджуємо усталені рухи системи. Рівняння усталених рухів мають вид

$$\begin{aligned} (\tilde{\xi} \sin \tilde{\psi} - \tilde{\eta} \cos \tilde{\psi}) R_\omega^2 \cos \tilde{\varphi} + R_g^2 \sin \tilde{\varphi} = 0, \\ (\tilde{\xi} \cos \tilde{\psi} + \tilde{\eta} \sin \tilde{\psi}) R_\omega^2 \sin \tilde{\varphi} = 0, \\ (R_\omega^2 - 1) \tilde{\xi} + H R_\omega \tilde{\eta} + R_m R_\omega^2 (u_0 - \sin \tilde{\varphi} \sin \tilde{\psi}), \\ - H R_\omega \tilde{\xi} + (R_\omega^2 - 1) \tilde{\eta} + R_m R_\omega^2 (v_0 + \sin \tilde{\varphi} \cos \tilde{\psi}), \end{aligned} \quad (14)$$

де $\tilde{\varphi}, \tilde{\psi}, \tilde{\xi}, \tilde{\eta}$ - сталі значення змінних, що визначають положення системи.

З перших двох рівнянь у (14) видно, що усталені рухи діляться на дві групи, що задовольняють відповідно умовам:

$$\sin \tilde{\varphi} \neq 0, \quad \tilde{\xi} \cos \tilde{\psi} + \tilde{\eta} \sin \tilde{\psi} = 0; \quad (15)$$

$$\sin \tilde{\varphi} = 0, \quad \tilde{\xi} \sin \tilde{\psi} - \tilde{\eta} \cos \tilde{\psi} = 0. \quad (16)$$

3.1. Досліджуємо усталені рухи першої групи. Друге рівняння в (15) 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. 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 ($R_m \gg 1$) перша група має найбільшу кількість - чотири істотно відмінних усталених рухи. 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, а-г):

$\tilde{\varphi}_1 \sim \varphi_0$ - основний рух, в якому ротор зрівноважений і центр мас КВ нижче точки підвісу;

$\tilde{\varphi}_2 \sim \pi - \varphi_0$ - основний рух, в якому ротор зрівноважений і центр мас КВ вище точки підвісу;

$\tilde{\varphi}_3 \sim -\pi/2$ - побічний рух, в якому КВ відхилений у важкий бік ротора;

$\tilde{\varphi}_4 \sim \pi/2$ - побічний рух, в якому КВ відхилений в легкий бік ротора.

3.2. Досліджуємо усталені рухи другої групи. Розв'язками другого рівняння в (16) будуть

$$\cos \tilde{\psi} = \pm \frac{\tilde{\xi}}{\tilde{r}}, \quad \sin \tilde{\psi} = \pm \frac{\tilde{\eta}}{\tilde{r}}, \quad \tilde{r} = \sqrt{\tilde{\xi}^2 + \tilde{\eta}^2}. \quad (19)$$

З (16), (19) випливає, що другі осі обертання КВ паралельні вектору відхилення вала від осі обертання. З першого рівняння в (16) знаходимо наступні істотно відмінні усталені рухи (рис. 2, д, е):

1) $\tilde{\varphi}_5 = 0$ - центр мас КВ на осі вала ротора під точкою підвісу;

2) $\tilde{\varphi}_6 = \pi$ - центр мас КВ на осі вала ротора над точкою підвісу.

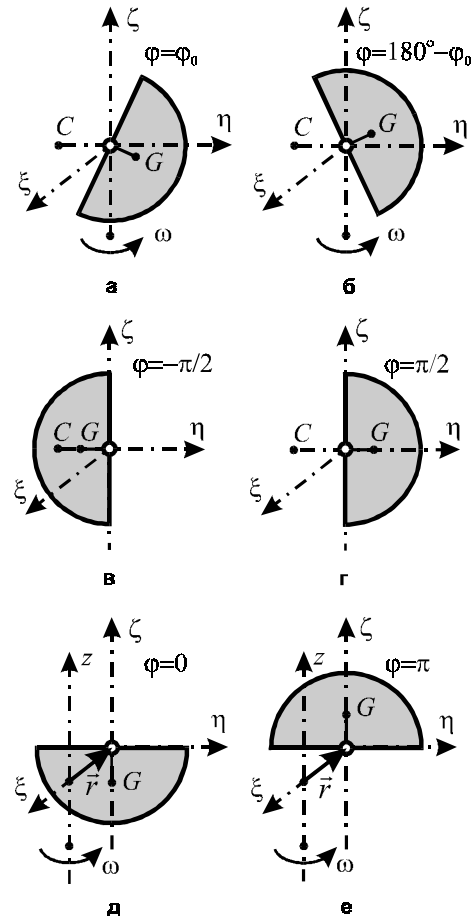


Рис. 2

З другої групи рівнянь у (14) знаходимо, що в обох рухах:

$$\begin{aligned}\tilde{\xi} &= -R_m R_\omega^2 \frac{(R_\omega^2 - 1)u_0 - HR_\omega v_0}{(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2}, \\ \tilde{\eta} &= -R_m R_\omega^2 \frac{HR_\omega u_0 + (R_\omega^2 - 1)v_0}{(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2}, \\ \tilde{r} &= R_m R_\omega^2 \frac{e_0}{\sqrt{(R_\omega^2 - 1)^2 + H^2 R_\omega^2}}, \quad e_0 = \sqrt{u_0^2 + v_0^2}. \quad (20)\end{aligned}$$

Таким чином, у системи не більше шести істотно відмінних усталених рухів - два основних і чотири побічних. Зауважимо, що при наявності сил тертя в перших чотирьох усталених рухах КВ прямує до зазначеного вище граничного положення тільки коли $R_\omega \gg 1$ - для ротора, що швидко обертається. Крім того, при наявності сил тертя вектор відхилення осі вала відстає від вектора дисбаланса і тому КВ відхиляється не строго в напрямку легкої або важкої сторін ротора.

Оскільки реальні положення КВ відрізняються від граничних, то певний усталений рух ми будемо розрізняти по тому, аналогом якого граничного положення він є.

Висновки. У рамках моделі ротора, який рухається плоскопаралельно і зрівноважується КВ, який обертається навколо повздовжньої і поперечної осей ротора:

1) динаміку системи визначають тринадцять розмірних чи дев'ять незалежних безрозмірних параметрів;

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

3) для роботоспроможності автобалансиру 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. Филимонович 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. Філімоніхін Г.Б. Про зрівноваження ротора маятниками, насадженими на осі, перпендикулярні валу // Доп. НАН України. - 2000. - №6. - С. 74-78.
4. Савченко А.Я., Болграбская И.А., Кононыхин Г.А. Устойчивость движения систем связанных твердых тел. - К.: Наук. думка, 1991. - 168 с.

Abstract. Is constructed the mathematical model of a rotor which is balancing by the corrective Mass (CM) which turns around longitudinal and cross-sectional axis of a rotor. The rotor is located vertically and makes plane-parallel motion (angular motions around center of mass is neglected). Center of mass of CM does not coincide with a fixed point on an axis of a rotor and concerning it two principal axial moments of inertia of CM is identical. The existence to six essentially different steady-state motions of a system is established: two main motions in which the rotor is balancing; four spurious - in which the rotor is unbalancing. Is formulated the criterion of functionality of the autobalancer.

*Філімоніхін Г.Б. Модель ротора, що здійснює плоскопаралельний рух і зрівноважується коригувальним вантажем, який обертається навколо повздовжньої і поперечної осей ротора // *Машинознавство*, №6 (48), 2001. -С.18-21.