

УДК 622.74: 621.928.235

ДИНАМІКА ОДНОМАСНОЇ ВІБРОМАШИНИ З ПРЯМОЛІНІЙНИМ ПОСТУПАЛЬНИМ РУХОМ ПЛАТФОРМИ І ВІБРОЗБУДНИКОМ У ВИГЛЯДІ ПАСИВНОГО АВТОБАЛАНСИРА

Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Анотація. Досліджені двочастотні вібрації одномасної вібромашини із прямолінійним поступальним рухом платформи і віброзбудником у вигляді кульового, роликового або маятникового автобалансира. Методом малого параметра знайдені частоти, на яких можуть застрягати вантажі й відповідні закони двочастотних вібрацій платформи. Обчислювальними експериментами досліджена стійкість двочастотних режимів руху. Оцінена точність закону руху системи, знайденого методами малого параметра. Знайдена функція, що наближає критичну швидкість обертання ротора, при переході через яку зникає стійкість двочастотного режиму руху

Ключові слова: Інерційний віброзбудник, двочастотні вібрації, резонансна вібромашина, автобалансир, одномасна вібромашина.

Серед вібромашин типу грохотів, вібростолів, віброконвеєрів, вібромлинів і т.п. перспективними є багаточастотні-резонансні. Вони сполучають у собі високу продуктивність багаточастотних вібромашин, і високу енергоефективність резонансних вібромашин.

В [1] запропоновано збуджувати двочастотні резонансні вібрації пасивними автобалансирами. Для проектування вібромашин з новим віброзбудником необхідно дослідити їхню динаміку. Теоретичні дослідження динаміки вібромашин включають такі етапи, як опис моделі й вивід диференціальних рівнянь вібромашини, пошук різних можливих режимів усталених рухів і дослідження їх стійкості.

У роботах [2, 3] аналітично досліджена динаміка одномасної вібромашини з поступальним прямолінійним рухом платформи й віброзбудником у вигляді пасивного автобалансира.

Вібромашина складається (рис. 1) із платформи, маси M і віброзбудника у вигляді кульового, роликового або маятникового автобалансира [2]. Платформа може рухатися тільки прямолінійно поступально завдяки двом нерухомих напрямним (рис. 1, а). Напрямок руху платформи утворює з вертикаллю кут α . Платформа опирається на пружно-в'язку опору з коефіцієнтом твердості k і в'язкості b . Положення платформи визначається координатою y , рівною нулю в положенні статичної рівноваги платформи.

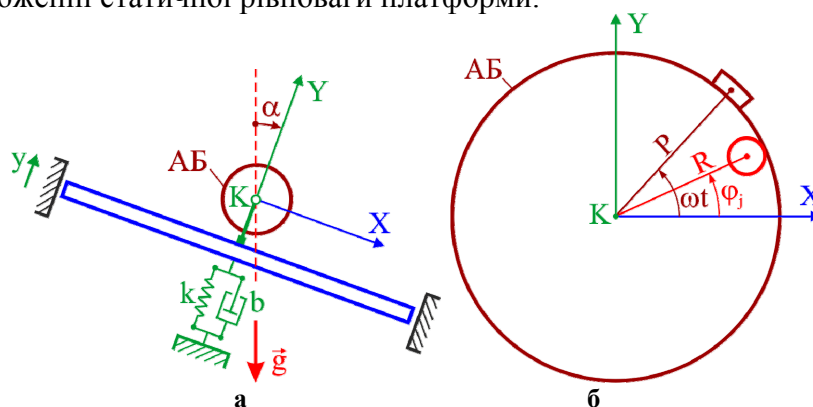


Рис.1. Модель одномасної вібромашини із прямолінійним поступальним рухом платформи: а – кінематика руху платформи; б – кінематика руху дебалансної маси і вантажу

Корпус автобалансира обертається навколо вала – точки K з постійною кутовою швидкістю ω (рис. 1, б). З корпусом автобалансира жорстко зв'язана точкова дебалансна маса μ . Вона розташована на відстані P від точки K . Дві взаємно перпендикулярні осі X, Y виходять із точки K і утворюють праву систему координат. Положення дебалансної маси щодо корпусу визначає кут ωt , де t – час.

Автобалансир складається з N однакових вантажів. Маса одного вантажу m . Центр мас вантажу може рухатися по окружності радіуса R із центром у точці K (рис. 1, б). Положення вантажу номер j щодо корпусу визначає кут φ_j , $/j = \overline{1, N}/$. Руху вантажу щодо корпусу автобалансира перешкоджає сила в'язкого опору, що має модуль $F_j = b_w v_j^{(r)} = b_w R |\dot{\varphi}_j - \omega|$, $/j = \overline{1, N}/$, де b_w – коефіцієнт сили в'язкого опору, $v_j^{(r)} = R |\dot{\varphi}_j - \omega|$ – модуль швидкості руху центру мас вантажу номер j щодо корпусу автобалансира й штрих за величиною позначає похідну за часом t .

Диференціальні рівняння руху в безрозмірному виді:

$$\ddot{v} + 2h\dot{v} + v + \ddot{s}_y = \delta n^2 \sin n\tau, \ddot{\varphi}_j + \varepsilon\beta(\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon\dot{v} \cos \varphi_j = 0, /j = \overline{1, N}/, (1)$$

де:

- безрозмірні змінна й час

$$v = y / \tilde{y}, \tau = \tilde{\omega} t; (2)$$

- безрозмірні параметри

$$h = \frac{b}{2M_\Sigma \tilde{\omega}}, \delta = \frac{\mu P}{NmR}, n = \frac{\omega}{\tilde{\omega}}, \varepsilon = \frac{Nm}{\kappa M_\Sigma}, \beta = \frac{b_w M_\Sigma}{Nm^2 \tilde{\omega}}, \sigma = \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2}; (3)$$

- безрозмірні проекції неврівноваженості, створюваної коригувальними вантажами

$$s_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j; (4)$$

У свою чергу у формулах (2), (3):

- характерні масштаби

$$\tilde{y} = \frac{NmR}{M_\Sigma}, \tilde{\omega} = \sqrt{\frac{k}{M_\Sigma}}; (5)$$

- маса всієї системи

$$M_\Sigma = M + Nm + \mu; (6)$$

- для кулі, ролика й маятника, відповідно

$$\kappa = \frac{7}{5}, \kappa = \frac{3}{2}, \kappa = 1 + J_C / (mR^2), (7)$$

де J_C – головний центральний осьовий момент інерції маятника;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. Помітимо, що $\tilde{\omega}$ це – резонансна частота коливань платформи.

Методом малого параметра був знайдений у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$) двочастотний режим руху платформи:

$$v_0 = \frac{A\Omega^2}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left[(1-\Omega^2) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) - 2h\Omega \cos(\Omega\tau + \gamma_0) \right] + \frac{\delta n^2}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} \left[(1-n^2) \sin(n\tau) - 2hn \cos(n\tau) \right], (8)$$

У ньому значення постійних параметрів A, γ_0 не визначені, а частота застрягання коригувальних вантажів Ω є коренем полінома

$$P(\Omega) = \chi\Omega^5 - (n-\Omega)[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2] = a_0\Omega^5 + a_1\Omega^4 + a_2\Omega^3 + a_3\Omega^2 + a_4\Omega + a_5 = 0, (9)$$

де

$$\chi = Ah/\beta, a_0 = 1 + \chi, a_1 = -n, a_2 = -2(1 - 2h^2), a_3 = 2n(1 - 2h^2), a_4 = 1, a_5 = -n. \quad (10)$$

Коригувальні вантажі рухаються за законами

$$\varphi_j = \Omega\tau + \psi_j, \quad / j = \overline{1, N} / , \quad (11)$$

де ψ_j – невизначені константи, причому

$$A \cos \gamma_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \psi_j, \quad A \sin \gamma_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \psi_j, \\ A^2 = \frac{1}{N^2} \left[\left(\sum_{j=1}^N \cos \psi_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^N \sin \psi_j \right)^2 \right], \quad \text{tg } \gamma_0 = \frac{\sum_{j=1}^N \sin \psi_j}{\sum_{j=1}^N \cos \psi_j}. \quad (12)$$

Двочастотні вібротурбини будуть тим енергоєфективніші, чим менше сили в'язкого опору (в опорах і сили, що перешкоджають руху куль щодо корпусу автобалансира). У цьому випадку існують три характерні швидкості обертання ротора

$$\tilde{n}_1 \approx 1 + \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi}, \quad \tilde{n}_2 = 1 + \frac{\chi}{4h^2} = 1 + \frac{A}{4\beta h}, \quad \tilde{n}_3 \approx \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{9}{16} \chi + \frac{3}{2} \left(1 + \frac{27}{32} \chi \right) h^2. \quad (13)$$

При їхньому переході міняється кількість можливих частот застрягання вантажів.

При цьому $1 < \tilde{n}_1 \ll \tilde{n}_2 < \tilde{n}_3 \ll n$ й:

- на швидкостях обертання ротора, менших \tilde{n}_1 ($0 < n < \tilde{n}_1$), існує єдина частота застрягання вантажів Ω_1 , причому $0 < \Omega_1 < 1$;
- на зарезонансних швидкостях, що перевищують \tilde{n}_1 , але менших \tilde{n}_2 ($\tilde{n}_1 < n < \tilde{n}_2$), існують три частоти застрягання вантажів $\Omega_{1,2,3}$, такі, що $0 < \Omega_1 < 1 < \Omega_2 < \Omega_3 < n$;
- на зарезонансних швидкостях, що перевищують \tilde{n}_2 , але менших \tilde{n}_3 ($\tilde{n}_2 < n < \tilde{n}_3$), існують три частоти застрягання вантажів $\Omega_{1,2,3}$, такі, що $1 < \Omega_1 < \Omega_2 \ll \Omega_3 < n$;
- на зарезонансних швидкостях, що перевищують \tilde{n}_3 ($n > \tilde{n}_3$), існує єдина частота застрягання вантажів Ω_1 , така, що $1 \ll \Omega_1 < n$.

Існує тільки одна дорезонансна частота застрягання вантажів Ω_1 ($0 < \Omega_1 < 1$), причому тільки на швидкостях, менших \tilde{n}_2 ($n < \tilde{n}_2$), але при будь-яких параметрах системи.

Стійкість двочастотних режимів руху системи досліджена чисельно [3]. Було встановлено, що у випадку енергоєфективних вібротурбин безрозмірні параметри змінюються в межах: $\varepsilon = 0.005 \div 0.05$; $\beta = 0.1 \div 0.6$; $\delta = 0 \div 1$; $h = 0.01 \div 0.07$.

Усього було проведено 196 обчислювальних експериментів при різних значеннях безрозмірних параметрів з розглянутої області їх зміни.

Відповідно до обчислювальних експериментів, при розгоні ротора, згодом настає двочастотний режим руху, у якому кулі застряють на дорезонансній частоті Ω_1 . Цей режим стійкий на швидкостях, менших деякої критичної швидкості n_{cr} , меншої \tilde{n}_2 . При зменшенні ε (відношення маси куль до маси всієї системи) n_{cr} наближується до \tilde{n}_2 . Тому величина параметра ε впливає на точність визначення критичної швидкості. Однак, характерну швидкість \tilde{n}_2 не можна використовувати для наближеного обчислення критичної швидкості n_{cr} через стрімко зростаючу погрішність, що виникає при збільшенні ε .

Незважаючи на сильну асиметрію опор, автобалансира збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації. Відхилення точного розв'язку (знайденого інтегруванням) від наближеного (знайденого методом малого параметра) еквівалентно відношенню маси куль до маси всієї машини. Тому для реальних машин воно не перевищує 2%. Із цього випливає, що при розрахунках розглянутих вібротурбин можливе застосування закону двочастотних

вібрацій платформи (8) і відповідної частоти застрягання вантажів Ω_1 (відповідний корінь полінома (9)).

Установлено, що критична швидкість n_{cr} є функцією всіх безрозмірних параметрів системи $n_{cr} = n_{cr}(h, \beta, \varepsilon, \delta)$. У розглянутій області зміни безрозмірних параметрів критична швидкість монотонно убуває по параметрах ε, β, h , і монотонно зростає по параметру δ .

Для збільшення області стійкості двочастотного режиму руху (розмірної критичної швидкості ω_{cr}) необхідно:

- збільшувати масу вантажу (m) або сумарну масу вантажів (Nm);
- зменшувати силу в'язкого опору, що перешкоджає руху вантажу (bw);
- зменшувати силу в'язкого опору, що перешкоджає руху платформи (b);
- збільшувати частоту власних коливань платформи ($\tilde{\omega}$).

Запропонований вид функції, що наближає критичну швидкість:

$$n_{cr}(h, \beta, \varepsilon, \delta) = 1 + \frac{1 + f_1(\varepsilon) \cdot g_1(h, \beta, \delta)}{4[\beta + f_2(\varepsilon) \cdot q_2(h, \beta, \delta)][h + f_3(\varepsilon) \cdot g_3(h, \beta, \delta)]}, \quad (14)$$

де:

$$f_i(\varepsilon) = \varepsilon, \quad /i = 1, 2, 3/, \quad g_1(h, \beta, \delta) = \frac{1 + a_1\delta + a_2h + a_3\beta}{b_0 + b_1\delta + b_2h + b_3\beta}, \quad g_2(h, \beta, \delta) = \frac{1 + c_1\delta + c_2h + c_3\beta}{d_0 + d_1\delta + d_2h + d_3\beta},$$

$$g_3(h, \beta, \delta) = \frac{1 + e_1\delta + e_2h + e_3\beta}{p_0 + p_1\delta + p_2h + p_3\beta}. \quad (15)$$

Методом найменших квадратів знайдені наступні значення параметрів:

$$a_1 = -26.5235, \quad a_2 = -16.7424, \quad a_3 = -30.1288, \quad b_0 = -0.2537, \quad b_1 = -0.8080, \quad b_2 = -3.9439,$$

$$b_3 = 0.6984, \quad c_1 = 1.7134, \quad c_2 = 8.2055, \quad c_3 = -28.7751, \quad d_0 = -0.3455, \quad d_1 = -0.5673, \quad d_2 = 4.3034,$$

$$d_3 = 8.2679, \quad e_1 = -9.2714, \quad e_2 = 229.7664, \quad e_3 = 43.5133,$$

$$f_0 = -0.0992, \quad f_1 = 2.4911, \quad f_2 = 35.3149, \quad f_3 = -0.1019. \quad (16)$$

Коефіцієнти (16) визначені за результатами всіх 196 проведених обчислювальних експериментів.

Функція (14) дає погрішність, що не перевищує 6 %. Функція дозволяє приблизно обчислювати критичну швидкість за умови, що безрозмірні параметри системи лежать у розглянутій області. Функція отримана формально і її вид не можна використовувати для інтерпретації фізичних процесів.

Надалі планується спроектувати, виготовити й випробувати вібраційний стіл із прямолінійним поступальним рухом платформи і вібробудником у вигляді кульового автобалансира.

Список літератури:

1. *Филимоныхин, Г. Б. Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами* [Текст] / Г. Б. Филимоныхин, В. В. Яцун // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 4/7 (76). – С. 9–14. doi: 10.15587/1729-4061.2015.47116.
2. *Yatsun V. Equations of motion of vibration machines with a translational motion of platforms and a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer* / V. Yatsun, G. Filimonikhin, K. Dumenko, A. Nevdakha // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 1 (89). P. 19–25. doi: 10.15587/1729-4061.2017.111216
3. *Yatsun, V. Search for two-frequency motion modes of single-mass vibratory machine with vibration exciter in the form of passive auto-balancer* / Volodymyr Yatsun, Gennadiy Filimonikhin, Kostyantyn Dumenko, Andrey Nevdakha // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 6, – N 7(90). – P. 58-66. doi: 10.15587/1729-4061.2017.117683