

УДК 681.2.08

Зінько Р.В., к.т.н., доц., Серкіз О.Р., к.т.н., доц., Іванікович Н.В., студ.

Національний університет «Львівська політехніка»

## МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПРАЛЬНОЇ МАШИНИ БАРАБАННОГО ТИПУ

*В роботі приведені рівняння, котрі визначають вплив конструктивних параметрів пральної барабана і режимних параметрів процесу відтиску тканих виробів на величину незрівноваженості моментів. Розрахунки виконані на прикладі конкретної моделі пральної машини. Отримані результати можуть бути використані при виборі раціональних параметрів системи віброізоляції пральних машин, на які мають вплив лінійні та кутові коливання, що виникають при відтисканні.*

Пральна машина, барабан, параметр, відтискання.

**Вступ.** Пральні машини барабанного типу, що представляють собою найбільш масові й перспективні пристрої для прання і віджимання текстильних виробів, є одними з найбільш віброактивних виробів у сфері побуту та комунального господарства. Відомо, що 70-80% відмов виробів машинобудування, до яких відносяться пральні машини, є результатом дії вібрації.

Значний рівень вібрації пральних машин при відцентровому віджиманні, обумовлений конструктивними особливостями і режимними параметрами, негативно впливає на їх технічний стан, знижує споживчі властивості і конкурентоспроможність машин, підвищує рівень енергоспоживання. Встановлено, що вібраційні дії є найбільш небезпечними механічними діями для технічних об'єктів, у тому числі і для пральних машин барабанного типу. Знакозмінні напруження, що викликаються вібраційними діями, призводять до поступового послаблення нерухомих з'єднань, до появи втомних тріщин і руйнування конструктивних елементів машин і їх відмов, порушення роботи приладів автоматики, зниження продуктивності машин.

Вібрація, що виникає при роботі машин, чинить негативну віброакустичну дію і на персонал, обслуговуючий і експлуатуючий машини, про що свідчать численні відгуки як споживачів, так і експертів фірм-виробників пральних машин.

Таким чином, створення ефективних методів і засобів віброзахисту є одним з найважливіших техніко-економічних і соціальних завдань, що стоять перед розробниками сучасних пральних машин.

**Аналіз стану проблеми.** Питання динаміки пральних машин барабанного типу, методів і технічних засобів захисту від вібрації розглянуті у ряді наукових робіт вітчизняних і зарубіжних авторів Малигін А.В [1], Алехин С.Н. [2], Минаев-Цикановский В.А. [3], Трабская Е.Е. [4], Рябинський Л.М. [5], Фетисов В.Г. [6]. Аналіз публікацій, присвячених дослідженню динаміки пральних машин при відцентровому віджиманні і розробці методів і технічних засобів їх віброзахисту, виявив глибоко науково обгрунтовані рекомендації по вибору раціональних конструктивних і режимних параметрів пральних машин, що забезпечують зниження їх віброактивності при випадкових зовнішніх діях.

**Мета статті.** На прикладі дослідження роботи пральної машини барабанного типу обгрунтувати методику використання раціональних параметрів системи віброізоляції пральних машин барабанного типу, що забезпечують зниження їх віброактивності з урахуванням динамічної неурівноваженості прального барабана в процесі відцентрового віджимання.

**Основний матеріал.** Для виведення рівнянь коливань підвісної частини були прийняті наступні основні допущення:

- розрахункова схема коливальної системи пральних машин являє собою однокаскадну систему віброізоляції з одним коливним матеріальним тілом;
- коливання підвісної частини можна розглядати як коливання твердого тіла;
- розрахункова схема враховує особливості конструктивного оформлення прально-віджимних машин, в яких цілком забезпечується симетрія підвісної частини щодо її головних центральних осей інерції;
- вектор неурівноваженої відцентрової сили розташовується в центральній поперечній площині підвісної частини.

Згідно теорії коливань переміщення підвісної частини при коливаннях описуються звичайним диференціальним рівнянням другого порядку [7]:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F(t), \quad (1)$$

де  $q$  – вектор узагальнених координат, що характеризує переміщення підвісної частини при коливаннях;  $A$  – матриця інерційних коефіцієнтів;  $B$  – матриця коефіцієнтів дисипації;  $C$  – матриця пружних коефіцієнтів;  $F$  – вектор зовнішніх збурюючих сил, що діють на підвісну частину.

Число можливих переміщень підвісної частини дорівнює шести: трьом лінійним вздовж координатних осей і трьом обертальним навколо цих осей.

Для розрахунку амплітуд вертикальних лінійних коливань підвісної частини масою  $M$  в стаціонарних режимах обертання барабана з частотою  $\omega$  використовуємо наступне рівняння [5,6]:

$$z = \frac{z_{\tilde{n}o}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{b_z}{M\omega_0}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}, \quad (2)$$

$$z_{\tilde{n}o} = \sqrt{\frac{F_o}{c_z}}$$

де статична деформація підвісної частини на пружних опорах, сумарна вертикальна жорсткість яких дорівнює  $c_z$ , під дією модуля збурювальної сили

$$F_o = \frac{F_o}{\cos(\omega t)} = mr_g \omega^2; \omega_0 = \sqrt{\frac{c_z}{M}}$$

власна частота вертикальних коливань підвісної частини;  $b_z$  – наведений коефіцієнт опору демпферів уздовж вертикальної осі;  $m$  – неврівноважена маса білизни;  $r_g$  – ексцентриситет маси білизни.

Після перетворення рівняння (2) може бути представлено у вигляді:

$$z = \frac{F_0}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4v_z^2 \omega^2}},$$

$$v_z = \frac{b_z}{2M}$$

де коефіцієнт загасання при коливаннях уздовж вертикальної осі  $Z$ , або

$$z = \frac{F_0}{\sqrt{(c_z - M\omega^2)^2 + b_z^2 \omega^2}}.$$

Для оцінки амплітуд «у» поперечних горизонтальних коливань і « $\varphi$ » кутових

поперечних коливаннях в резонансній області  $\frac{\omega}{\omega_{01,2}} = (0,8...1,2)$  були отримані такі формули:

$$y = \frac{mr_g}{c_y} \frac{\omega^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{01}^2}\right)^2 + v_y^2 \frac{\omega^2}{\omega_{01}^2}}}, \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{mr_g H}{c_z B^2 \left(1 - \frac{\omega_{02}^2}{\omega_{01}^2}\right)^2} \cdot \frac{\omega^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{01}^2}\right)^2 + v_\varphi^2 \frac{\omega^2}{\omega_{02}^2}}}, \quad (4)$$

Тут:

$c_y$  – сумарна горизонтальна жорсткість пружних опор;  $\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_y}{M}}$  – власна частота горизонтальних поперечних коливань підвісної частини;  $v_y = \frac{b_y}{2M}$  – коефіцієнт загасання при коливаннях уздовж горизонтальної осі Y;  $b_y$  – наведений коефіцієнт опору демпферів уздовж горизонтальної осі Y;  $H$  – відстань від центру ваги підвісної частини до центру пружних сил (пружних опор);  $B$  – відстань між опорами підвісної частини;  $v_\phi$  – коефіцієнт загасання при кутових коливаннях навколо поздовжньої осі X;  $b_\phi$  – наведений коефіцієнт опору демпферів навколо поздовжньої осі X;  $I_x$  – момент інерції підвісної частини щодо поздовжньої осі X;  $\omega_{02}$  – власна частота обертальних коливань підвісної частини навколо поздовжньої осі X;  $c_\phi = c_z B$  – сумарна обертальна жорсткість пружних опор навколо поздовжньої осі X.

Аналогічно попередньому після перетворення рівняння (3) поперечних горизонтальних коливань може бути представлено у відомому класичному вигляді:

$$y = \frac{F_o}{M \sqrt{(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4v_y^2 \omega^2}}, \text{ або } y = \frac{F_o}{\sqrt{(c_y - M\omega^2)^2 + b_y^2 \omega^2}}.$$

Для досліджень були прийняті параметри пральної машини Electrolux EWS 1105: жорсткість пружин  $\text{спр} = 6087 \text{ Н/м}$ ; маса підвісної частини  $M_{п.ч} = 48,2 \text{ кг}$ ; коефіцієнт опору амортизаторів  $\text{вд} = 174,4 \text{ Нс/м}$ ; кут нахилу пружин  $\Theta = 75^\circ$ ; кут нахилу амортизаторів  $\phi = 70^\circ$ .

Отримано графічні залежності кутових поперечних коливань  $\phi$ , амплітуд коливань уздовж вертикальної  $z$  і горизонтальної  $y$  підвісної частини від різних конструктивних та експлуатаційних параметрів (рис. 2 – рис.5).

При збільшенні неврівноваженої маси білизни амплітуда коливань підвісної частини при всіх частотах обертання барабана в період витискання мають максимум в області значень маси виробів.

Підвищення значень амплітуд коливань обумовлюється зростанням маси виробів. Зменшення значень ексцентриситету не є вирішальним.

При конструюванні пральних машин можливо забезпечити зниження амплітуд коливань за рахунок того, що:

- 1) центр мас підвісної частини повинен знаходитися на осі обертання барабана;
- 2) вісь обертання барабана повинна бути головною центральною віссю інерції барабана;
- 3) при рівномірному розподілі білизни центр мас підвісної частини повинен збігатися з центром мас завантаженого барабана;
- 4) центр жорсткості системи пружних опор повинен збігатися з центром ваги підвісної частини, а головні осі жорсткості – з головними центральними осями інерції підвісної частини;
- 5) головні осі постійного в'язкого тертя (осі амортизаторів) повинні збігатися з головними центральними осями інерції підвісної частини.

Висновки. Отримані в результаті дослідження рекомендації з вибору конструктивних параметрів прального барабана і системи віброізоляції дозволяють забезпечувати зниження віброактивності пральних машин при віджиманні з урахуванням динамічної неврівноваженості барабана.

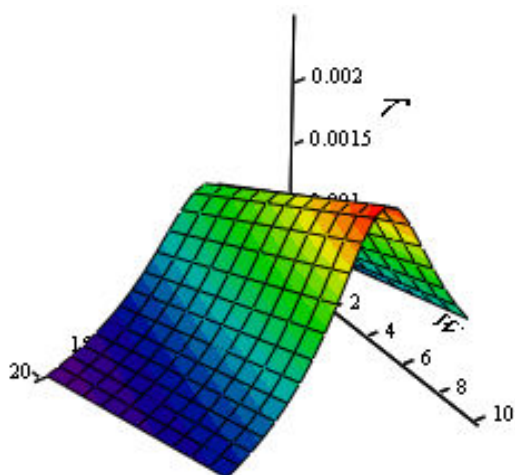


Рис. 2. Залежність куткових поперечних коливань  $\varphi$  від частоти обертання барабана  $\omega$  і неврівноваженої маси білизни  $m$

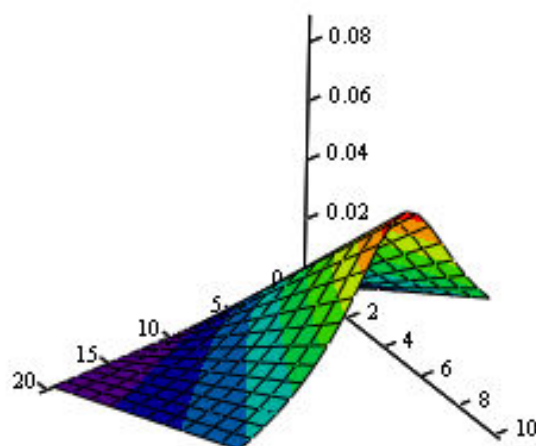


Рис. 3. Залежність куткових поперечних коливань  $\varphi$  від частоти обертання барабана  $\omega$  і радіуса барабана  $r$

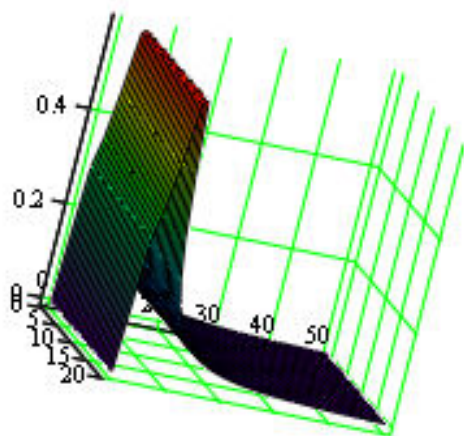


Рис. 4. Залежність поперечних горизонтальних коливань  $u$  від частоти обертання барабана  $\omega$  і жорсткості пружних опор  $c$

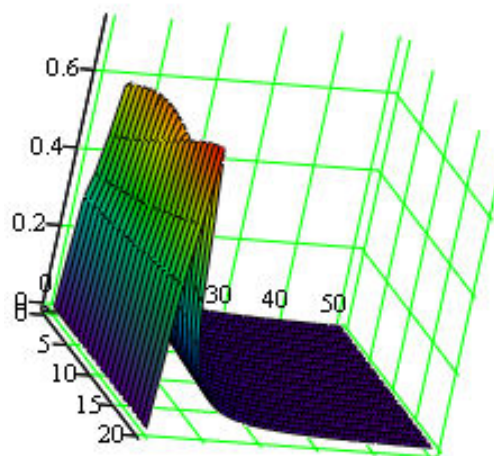


Рис. 5. Залежність поперечних горизонтальних коливань  $u$  від частоти обертання барабана  $\omega$  і маси підвісної частини  $M$

1. Малыгин А.В. Снижение виброактивности стирально-отжимных машин бытового назначения: дисс. канд. техн. наук: 05.02.13 / А.В. Малыгин. – М., 1991.– 127с.

2. Алехин С.Н. Теоретические и экспериментальные исследования динамики стиральных машин барабанного типа: дис. канд. техн. наук: 05.02.13 / С.Н. Алехин. – М., 2000. – 290 с.

3. Минаев-Цикановский В.А. Самобалансировка внутренних барабанов комбинированных прачечных машин / В.А. Минаев-Цикановский. М.: Банно-прачечное хозяйство. Вып.7, 1961 г.

4. Трабская Е.Е. Динамика разгона внутреннего барабана комбинированной стиральной машины / Е.Е. Трабская В.А., Минаев-Цикановский. М.: Банно-прачечное хозяйство. Вып.7, 1961 г.

5. Рябинький Л.М. Исследование виброизоляции стирально-отжимных машин для текстильных материалов: дисс. канд. техн. наук /Л.М. Рябинький. – Л., 1972.– 153 с.

6. Фетисов В.Г. Исследование процесса колебаний подвесной части стиральной машины при случайных воздействиях / В.Г. Фетисов, С.Н. Алёхин, И.В. Фетисов, А.С. Алёхин // Научно-технический и производственный журнал. Швейная промышленность. – 2010. – № 3. – 50 с. – С. 46–47.

7. Вибрация в механизмах и машинах: тр. МВТУ / Под ред. К.В. Фролова и В.А. Никонова. – М.: МВТУ, 1988. – No504. – 69 с.