

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РОТОРНИХ МАШИН З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ ТА РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПО ЗНИЖЕННЮ ЇХ ВІБРОАКТИВНОСТІ

У статті викладені експериментальні та теоретичні дослідження можливості зниження віброактивності роторних машин шляхом вдосконалення їх конструкції. На основі аналізу рівнянь математичної моделі отримані основні вимоги, яких необхідно дотримуватись при конструюванні роторних машин з низькою віброактивністю.

The article presents experimental and theoretical studies to reduce the vibration of vehicles by improving their design. Based on the analysis of equations of mathematical model, the basic requirements that must be respected when designing machines with low vibration.

Ключові слова: ротор, вісь інерції, баластний вантаж, віброактивність.

Пральна машина (ПМ), як об'єкт досліджень динаміки зниження вібрацій і шуму, представляє особливий інтерес через постійну присутність випадково розміщеного і, крім того, блукаючого дисбалансу білизни в барабані та невисоких вимог до точності її виготовлення і складання, щоб не збільшувати вартість.

Спостереження за роботою пральної машини "Айша" серійного виконання в режимі "віджим" показали, що великі вібрації мають місце при завантаженні в барабан 1,5 кг і більше білизни; при цьому спостерігаються відриви машини від підлоги, так зване "галопування", при чому першими відриваються колеса машини, які розміщені з боку, протилежного місцю встановлення електродвигуна. Таке "галопування" супроводжується різкими ударами, що не тільки не дозволяє виконувати віджим, але і стає причиною поломки окремих елементів машини, виходу із ладу її в цілому.

Для усунення даного дефекту був проведений аналіз її конструкції, який показав наступне.

На днищі машини (рис. 1) під баком і над колесами, які в процесі віджиму білизни відриваються від підлоги, встановлений баластний вантаж, масою 14 кг. Ще один баластний вантаж, масою 6 кг, закріплений на опорній стійці бака, протилежній приводному шківу. Ці вантажі, згідно заводському опису конструкції машини, призначені для зменшення вібрацій і повинні перешкоджати відриву її від підлоги під час роботи в режимі "віджим" при значному дисбалансі білизни в барабані.

Однак той факт, що частина машини при віджимі все ж відривається від підлоги дозволив припустити, що або маси баластних вантажів недостатні, або їх місце встановлення в машині вибрано не точно. Перше припущення веде до збільшення маси машини і тому не розглядалось. Для перевірки другого припущення були проведені виміри положення центра ваги машини.

Для визначення положення центра мас машини вздовж поздовжньої осі Y один край машини встановлювався на кутник, закріплений на шарнірній опорі A (рис. 2), а другий край машини підіймався так, щоб її днище зайняло горизонтальне положення.

В цьому положенні динамометром вимірювалась сила, прикладена в точці C , яка знаходиться в одній площині з опорою машини B . За визначеним значенням сили R_c прикладеної в т. C , знаючи вагу машини G і плече a , визначали положення центра ваги (точка E) вздовж поздовжньої осі Y за формулою:

$$y = \frac{R_c}{G} a. \quad (1)$$

Аналогічні виміри проводились для визначення центра ваги вздовж осей X і Z .

У результаті проведених вимірів було встановлено, що центр ваги машини, точка E , не лежить на вертикальній осі, яка проходить через вісь обертання барабана (рис. 3 а), вздовж якої діє максимальна відривна сила – збурююча сила невірноваженої білизни в барабані при віджимі.

Оскільки в реальній серійній конструкції машини відбувається відрив опори A , знайдемо, при якому значенні збурюючої сили F_z реакція опори $R_a=0$. Розглянемо умову рівноваги системи у вигляді рівності нулю суми всіх сил (рис. 3 б) відносно осі, що проходить через точку B і паралельної осі



Рис. 1. Пральна машина "Айша": 1 – пральна машина "Айша"; 2 – вантаж масою 6 кг; 3 – вантаж масою 14 кг

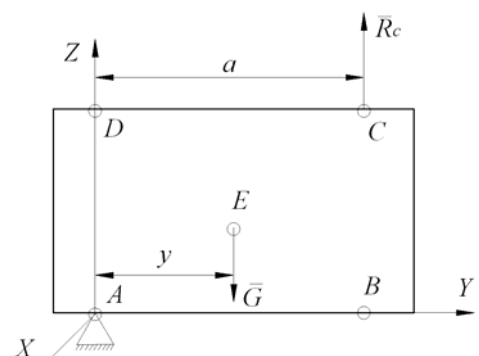


Рис. 2. Визначення положення центра ваги

обертання ротора, включаючи силу F_3 , використовуючи при цьому принцип Даламбера. Рівняння рівноваги має вигляд:

$$R_a(a_1+a_2)+F_3a_2-G(a_2-d)=0. \quad (2)$$

Отримуємо:

$$F_3 = \frac{a_2}{a_2-d} G. \quad (3)$$

Із отриманого виразу видно, що відрив коліс в точці A буде мати місце навіть при $F_3 < G$. Для попередження відриву необхідно, щоб $d = 0$, іншими словами необхідно центр ваги машини сумістити з вертикальною віссю, яка проходить через вісь обертання барабана.

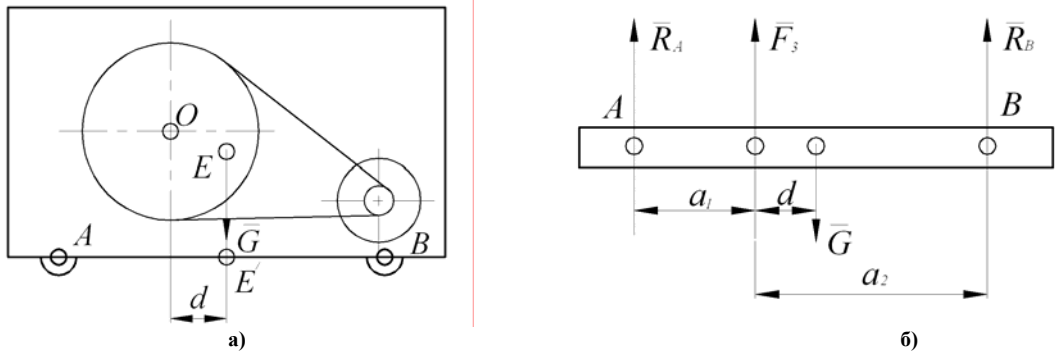


Рис. 3. Визначення положення центра ваги: G – вага машини; F_3 – збурююча (відцентрова) сила; AB – днище машини; точки A і B – місця кріплення опорних катків на днищі

При повністю знятих баластних вантажах центр ваги машини зміщується в сторону електродвигуна (точка B), а це означає, що машина при роботі в режимі “віджим” може “галопувати”.

Для суміщення центра ваги з віссю, що проходить через точку O (див. рис. 3, а) необхідно встановити баластний вантаж над опорою A .

Необхідна величина баластного вантажу визначалась наступним чином. Машину встановлювали на опору-кутник в точці A (див. рис. 2) і вимірювали зрівноважуючу силу, прикладену в точці C , при горизонтальному положенні днища машини. Отримана таким чином величина сили показала необхідну масу баластного вантажу, яка склала 6 кг.

Знайдене розміщення і значення баластного вантажу є найменшим із можливих, при якому габарити машини не змінюються і виключається можливість її “галопування” при віджимі.

Експериментальна перевірка даного варіанту машини в режимі “віджим” показала, що рівень вібрацій в поздовжньому і поперечному напрямках знизився від 20 до 30 %, але при завантаженні в барабан білизни масою 1,5 кг все ж таки інколи мали місце випадки відриву її від підлоги.

З метою кращого розуміння і узагальнення експериментально отриманих результатів було розроблено математичну модель і виконано теоретичний аналіз коливань барабана пральної машини під час її роботи. Для цього було розглянуто модель пральної машини барабан якої консольно-закріпленій в середині бака, і здійснює обертовий рух відносно поздовжньої осі. Бак, в свою чергу, пружно-підвішений до корпусу машини. Така схема закріплення барабана надає йому 6 ступенів вільності і притаманна сучасним пральним машинам з горизонтально-розміщеним баком, наприклад, «WKD25085», «LG F 1066 LP», «AWG 308» та ін.

Для розробки математичної моделі було розглянуто миттєве положення в просторі системи незрівноваженого барабана із баком рис. 4 і складено рівняння руху по кожній із 6 узагальнених координат.

Диференціальні рівняння коливань ротора одержано, виходячи з рівняння Лагранжа другого роду з урахуванням енергії розсіювання по Релею [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \dot{I}}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = 0 \quad (4)$$

де q – узагальнені координати; T – кінетична енергія системи; \dot{I} – потенційна енергія системи; D – енергія розсіювання у опорах і через тертя об повітря; j – кількість узагальнених координат, яка в нашому випадку дорівнює 6.

Допущення в ході схематизації об’єкта досліджень такі, що реальна типова конструкція замінена розрахунковою схемою (динамічною моделлю), в якій абсолютно тверде тіло (бак) масою m_1 пружно з’єднане з корпусом довільною кількістю опор і здатне переміщуватись в просторі, маючи 6 ступенів вільності. У цьому тілі є порожнина, в якій із кутовою швидкістю ω обертається ротор, масою m_2 , що опирається на абсолютно жорсткі опори, які знаходяться в тому ж тілі.

В якості узагальнених координат, що задають положення цієї системи в просторі, прийняті три декартові координати центра інерції центра інерції бака машини (осі a_1 , b_1 , c_1 , є головними центральними

осями) і три кути α, β, γ , що задають повороти цих осей координат відносно нерухомих, зв'язаних з корпусом осей координат X_1, Y_1, Z_1 , або паралельних їм осей X, Y, Z , що сходяться у центрі мас бака O , який в загальному випадку не лежить на осі обертання барабана.

В таких координатах коливання системи можна представити як суперпозицію шести гвинтових рухів із нерухомими осями гвинтів X_1, Y_1, Z_1 , і система бак-барабан в загальному випадку здійснює коливання в шести напрямках.

В матричній, зручній для розрахунку на ЕОМ, формі складені математичні рівняння коливань багатозв'язних систем бак-барабан на пружних підвісах для основних типів машин і віджимних центрифуг з горизонтальною віссю обертання.

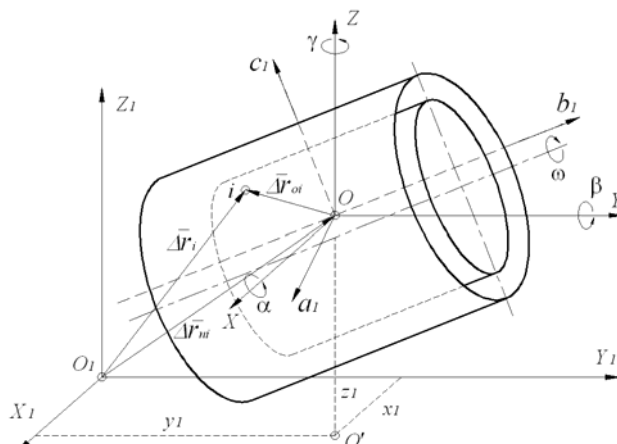


Рис. 4. До математичної моделі руху системи бак-барабан

Диференціальні рівняння в матричній формі мають вигляд:

$$M\ddot{q} + (G+D)\dot{q} + Aq = Q,$$

де $M = \left\| P_{ij} \right\|_1^6$ – матриця інерційних коефіцієнтів;

$G = \left\| q_{ij} \right\|_1^6$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів;

$D = \left\| \alpha_{ij} \right\|_1^6$ – матриця коефіцієнтів демпфірування;

$A = \left\| \alpha_{ij} \right\|_1^6$ – матриця елементів жорсткості;

$q = \{X_1, Y_1, Z_1, \alpha, \beta, \gamma\}^T$ – матриця-стовпець узагальнених координат;

$Q = \{Q_x, Q_y, Q_z, Q_\alpha, Q_\beta, Q_\gamma\}^T$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів.

В свою чергу, коефіцієнти, наприклад, матриці A мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{11} &= \sum_{i=1}^n \tilde{n}_{x_i}; & \alpha_{15} &= \sum_{i=1}^n c_{x_i} z_i; & \alpha_{16} &= -\sum_{i=1}^n c_{x_i} y_i \\ \alpha_{22} &= \sum_{i=1}^n c_{y_i}; & \alpha_{25} &= -\sum_{i=1}^n c_{y_i} z_i; & \alpha_{26} &= \sum_{i=1}^n c_{y_i} x_i \\ \alpha_{33} &= \sum_{i=1}^n c_{z_i}; & \alpha_{34} &= \sum_{i=1}^n c_{z_i} y_i; & \alpha_{35} &= -\sum_{i=1}^n c_{z_i} x_i \\ \alpha_{44} &= \sum_{i=1}^n c_{z_i} y_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{y_i} z_i^2; & \alpha_{45} &= -\sum_{i=1}^n c_{z_i} x_i y_i; & \alpha_{46} &= -\sum_{i=1}^n c_{y_i} x_i z_i \\ \alpha_{55} &= \sum_{i=1}^n c_{x_i} z_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{z_i} x_i^2; & \alpha_{56} &= -\sum_{i=1}^n c_{x_i} y_i z_i; & \alpha_{66} &= \sum_{i=1}^n c_{y_i} x_i^2 + \sum_{i=1}^n c_{x_i} y_i^2 \\ \alpha_{12} &= \alpha_{13} = \alpha_{25} = \alpha_{36} = \alpha_{23} = 0; & \alpha_{ij} &= \alpha_{ji} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де $C_{x_i}, C_{y_i}, C_{z_i}$ – проекції вектора жорсткості i -го пружного елемента на координатні осі X_1, Y_1, Z_1 .

За своєю структурою елементи α_{ij} , матриці A можуть бути розбиті на чотири групи і названі аналогічно компонентами тензора інерції. До першої групи відносяться елементи α_{ij} , у яких $i, j \leq 3$ і $i=j$. Вони представляють собою сумарні жорсткості, величина яких значно більша нуля.

Друга група елементів α_{ij} , у яких $i, j > 3$ і $i=j$. Вони представляють собою крутильні жорсткості підвіски системи бак-барабан. За знаками вони аналогічні моментам інерції відносно координатних осей, а отже також завжди додатні.

Третя група елементів α_{ij} , у яких $i, j \leq 3$ і $i \neq j$. Вони представляють собою статичні моменти жорсткостей, відносно координатних площин, отже можуть бути додатними, від'ємними і дорівнювати нулю.

I, нарешті, четверта група елементів, α_{ij} , у яких $i, j > 3$ і $i \neq j$. Вони представляють собою відцентрові моменти жорсткостей, відносно пар координатних площин. За знаками вони аналогічні відцентровим моментам інерції, тобто можуть бути додатними, від'ємними і дорівнювати нулю.

Така аналогія дозволяє розробити прості правила, при яких не діагональні елементи матриці жорсткості – статичні і відцентрові моменти жорсткостей будуть перетворюватись в нуль, що необхідно для розділення коливальних системи. Зокрема, статичні і відцентрові моменти жорсткостей перетворюються в нуль, якщо координатні площини, відносно яких вони визначені, будуть площинами симетрії підвіски системи бак-барабан.

Аналогічні міркування справедливі і по відношенню до структури елементів матриці демпфірування D.

Для повного розділення вільних коливальних необхідно, щоб крім матриці жорсткості A, діагональний вигляд мала і матриця інерційних коефіцієнтів M, що можливо при умові співпадання центра мас бака з центром мас зрівноваженого барабана.

Однак на практиці через випадковий характер розподілу білизни в барабані не вдається досягнути повного співпадання центра мас бака з центром мас зрівноваженого барабана. Проте все ж таки для зниження віброактивності пральної машини необхідно прагнути до того, щоб центр мас бака лежав на осі обертання барабана якомога ближче до його центра мас при рівномірному розподілу білизни.

Проведений вище аналіз системи диференціальних рівнянь руху горизонтального ротора дозволив виробити основні вимоги до конструкцій роторних машин з метою зниження їх віброактивності.

При конструюванні слід прагнути до того, щоб:

- а) центр мас ротора лежав на осі обертання;
- б) вісь обертання ротора була головною центральною віссю інерції;
- в) центр жорсткості системи пружних опор співпадав з центром ваги ротора, а головні осі жорсткості – з головними центральними осями інерції;
- г) головні осі постійних в'язкого тертя співпадали з головними центральними осями інерції ротора.

Отримані вимоги щодо конструкцій машин з низькою віброактивністю співпадають із описаними вище результатами експериментальних досліджень коливальних пральної машини, оскільки зниження вібрацій вдалось досягти саме завдяки суміщенню центра мас ротора і осі обертання.

Ці вимоги були перевірені і на іншій пральній машині «В'ятка-автомат», що має конструкцію, яка відповідає описаній в математичній моделі. Завдяки суміщенню центра жорсткості системи пружних опор з центром ваги ротора, а головних осей жорсткості – з головними центральними осями інерції вдалось знизити її віброактивність в кожному з напрямків не менше ніж на 20 %, а також підвищити ефективність автобалансування в 1,5 рази [2].

Література

1. Справочник по балансировке / Левит М. Е., Агафонов Ю. А., Вайнгортин Л. Д [и др.]. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
2. Експериментальні дослідження процесу автоматичного балансування роторів з горизонтальною віссю обертання / Ройзман В.П., Ткачук В.П., Драч І.В., Барздайтис В // Сборник трудов междунар. научно-технической конференции «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов». – г.Шарм эль Шейх, Египет. – 2006. – С. 161-167.

Надійшла 21.11.2009 р.