МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАКТИВНОСТІ МАШИНИ БАРАБАННОГО ТИПУ З ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

Драч І. В., Горошко А. В.
Хмельницький національний університет

Машини барабанного типу з вертикальним ротором знайшли широке застосування у різноманітних галузях промисловості і мають низку переваг перед горизонтальними. Надійність таких машин у значній мірі визначається роторною вібрацією. Для них є характерними високі частоти обертання, відносно мала жорсткість конструкції, а критичні режими часто розташовуються в межах робочих діапазонів кутових швидкостей. Рівень небажаних вібрацій може бути знижений за рахунок оптимальної компановки складових конструкції машини.

При розрахунках коливань використана динамічна модель машини (рис. 1), що є системою, робочий орган якої підвішений через довільну кількість пружнодемферних опор до корпусу машини. Така система здатна здійснювати малі переміщення в довільному напрямі. Робочим органом машини прийнято вважати систему платформа-ротор, тобто динамічна модель є типовою конструкцією центрифуг, сепараторів, пральних машин та ін.

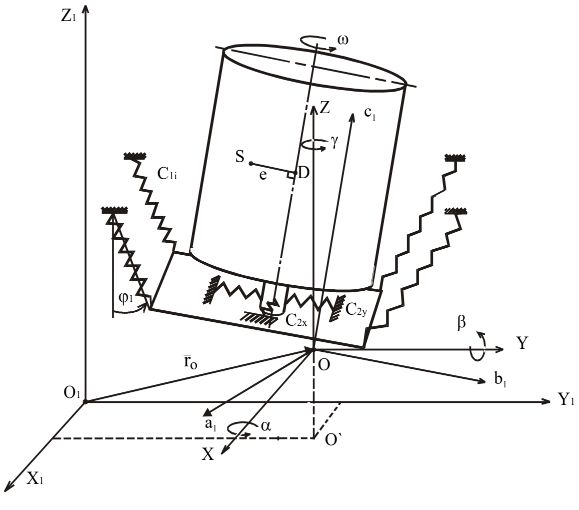

Рис. 1. Динамічна модель машини барабанного типу з вертикальною віссю обертання

Для обраної розрахункової схеми прийняті такі припущення:

1) пружні характеристики амортизаторів машини є лінійними. При розгляді малих коливань до уваги береться невелика ділянка пружної характеристики опори, в межах якої викривлення характеристики є незначною і її можна вважати лінійною;

2) деформаціями платформи і ротора можна знехтувати, оскільки їх жорсткості значно перевищують жорсткості пружних опор. Кріплення ротора до платформи є абсолютно жорстким і забезпечує ротору тільки один степінь вільності щодо платформи - обертання навколо поздовжньої осі;

3) розташування центру мас незрівноваженого ротора носить випадковий характер і в довільний момент часу визначається поточними координатами, щодо осі обертання в площині, перпендикулярній до неї. У початковому стані ротор є ідеально збалансованим.

З урахуванням прийнятих припущень динамічна модель машини є абсолютно твердим тілом, пружно з’єднаним з корпусом машини, яке здатне переміщатися в будь-якому напрямі і таким чином, має 6 степенів вільності (3 – для поступального руху, 3 – для обертового).

Диференціальні рівняння коливань системи платформа-ротор отримано, виходячи з рівнянь Лагранжа другого роду. Кінцева модель системи представлена системою шести диференціальних рівнянь, матричний запис якої має вигляд:

$$\mathbf{M}\cdot\ddot{\mathbf{Q}}+\left(\mathbf{G}+\mathbf{D}\right)\cdot\dot{\mathbf{Q}}+\mathbf{A}\cdot\mathbf{Q}=\mathbf{F}\,, \tag{1}$$

де $\mathbf{M}=\left\|m_{ij}\right\|_{6\times 6}$ – матриця інерційних коефіцієнтів; $\mathbf{G}=\left\|g_{ij}\right\|_{6\times 6}$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів; $\mathbf{D}=\left\|d_{ij}\right\|_{6\times 6}$ – матриця коефіцієнтів демпфування; $\mathbf{A}=\left\|a_{ij}\right\|_{6\times 6}$ – матриця коефіцієнтів жорсткості; $\mathbf{Q}=\left\|q_{ij}\right\|_{6\times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених координат; $\mathbf{F}=\left\|f_{ij}\right\|_{6\times 1}$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів: $\mathbf{Q}=\left(x\;y\;z\;\alpha\;\beta\;\gamma\right)^T$;

$$\mathbf{F}=\begin{pmatrix}F_x\\F_y\\F_z\\F_\alpha\\F_\beta\\F_\gamma\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}m_2\omega^2e\left(1+z_Dd_3\right)\cdot\cos\omega t\\m_2\omega^2e\left(1+z_Dd_4\right)\cdot\sin\omega t\\0\\-m_2\omega^2ez_D\sin\omega t\\m_2\omega^2ez_D\sin\omega t\\m_2\omega^2e\left(y_D\cos\omega t+x_D\sin\omega t\right)\end{pmatrix} \tag{2}$$

Аналіз отриманої системи рівнянь показує наявність великої кількості зв'язків між рухами за обраними координатами через розбіжність центру мас платформи із центром мас зрівноваженого ротора. У розглянутому загальному випадку руху система платформа-ротор здійснює шестизв’язні коливання, при яких збурювання, що діє в одному напряму, викликає коливання уздовж і навколо всіх осей декартової системи координат, що використовується для визначення положення коливальної частини машини.

З теорії коливань відомо, що чим вища зв’язність коливань, тим ширшим є за інших рівних умов спектр власних частот, тобто тим більша різниця між вищою й нижчою частотами вільних коливань. Крім того, коли всі шість частот є зв'язаними й виникає необхідність змінити значення однієї з них, то змінюються значення всіх інших частот. Це ускладнює завдання віброізоляції й зниження динамічної активності системи платформа-ротор, тому бажано з'ясувати практичні можливості зменшення зв’язності коливань, які можуть бути реалізовані при конструюванні машин.

Для розглядуваної розрахункової схеми між узагальненими координатами існує інерційний, дисипативний, пружний і гіроскопічний зв'язки, що безпосередньо випливає зі структури матриць **M**, **G**, **D**, **A**.

Суттєво зменшити зв’язність коливань системи платформа-ротор можна, якщо розташувати центр мас платформи точи O на осі обертання ротора (див. рис. 1). У цьому випадку координати $x_D = y_D = 0$ і всі позадіагональні елементи матриці **M**, крім $m_{15} = m_{51} = I_{b_1} d_3 + m_2 z_D$ і $m_{24} = m_{42} = -I_{a_1} d_4 - m_2 z_D$, обертаються в нуль. У цьому випадку при розгляді вимушених коливань системи платформа-ротор обертаються в нуль узагальнені силові фактори за координатою γ, що безпосередньо випливає з виразів (2).

Для перевірки одержаних висновків і рекомендацій по компановці машини були проведені імітаційні дослідження моделі пральної машини з вертикальним ротором. В таблиці 1 представлені вихідні дані для базової і модифікованої конструкції. Результати імітаційного моделювання показали принципову можливість зниження небажаних вібрацій підвісної частини машини (рис. 2).

Таблиця 1

Параметр	Варіант	
	Базовий	Змінений
1	*2*	*3*
Маса системи m, кг	19	19
Маса барабана m_2, кг	6,5	6,5

Продовження таблиці 1

1	*2*	*3*
Момент інерції системи відносно осей, кг·м^2		
J_X	1,16	1,16
J_Y	1,11	1,11
J_Z	0,99	0,99
Момент інерції барабана відносно осі обертання J, кг·м^2	0,139	0,139
Жорсткість підвісного стрижня, Н·м$^{-1}$		
C_{11}	2400	2400
C_{12}	3300	2400
C_{13}	3300	2400
C_{14}	2400	2400
Жорсткість діафрагми вздовж осі, Н·м$^{-1}$		
C_{2X}	1700	0
C_{2Y}	1700	0
C_{2Z}	900	0
Кути нахилу підвісних стрижнів, рад		
φ_1	0,3491	0,3491
$\varphi 2_1$	5,4978	5,4978
φ_{22}	0,7854	0,7854
φ_{23}	2,3562	2,3562
φ_{24}	3,9270	3,9270
Довжина підвісного стрижня l, м	0,1	0,1
Ексцентриситет барабана e, м	0,015	0,015
Координати т. D – точки перетину осі обертання барабана з перпендикуляром, опущеним на вісь з т. S – центра мас барабана	x_D 0,005 y_D –0,031 z_D 0,359	0 0 0,353
Координати т. M – точки кріплення діафрагми до платформи	x_M 0,005 y_M –0,031 z_M 0,091	0 0 0,085
Координати точок кріплення підвісних стрижнів до платформи	(0,151; 0,151; 0,018) (0,151; -0,177; 0,018) (–0,141; –0,177; 0,018) (–0,141; 0,151; 0,018)	(0,151; 0,151; 0,018) (0,151; –0,177; 0,018) (–0,141; –0,177; 0,018) (–0,141; 0,151; 0,018)
Коефіцієнти в’язкого тертя демпферів h, кг·с$^{-1}$	53	53

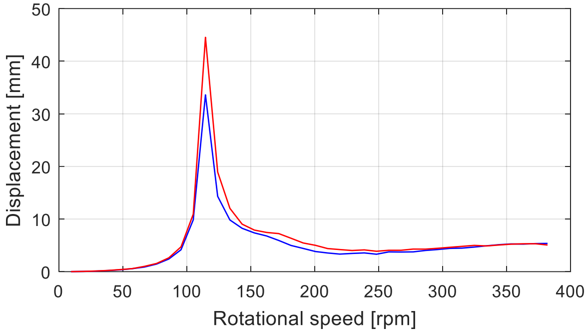

Рис. 2. Порівняльні АЧХ барабана з дисбалансом 9500 г·см до і після зміни компановки складових машини

АЛГОРИТМ ОПТИМАЛЬНОГО РОЗВ’ЯЗАННЯ РЕСУРСНОЇ ЗАДАЧІ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ПОТЕНЦІАЛІВ ТРАНСПОРТНОЇ ЗАДАЧІ ЛІНІЙНОГО ПРОГРАМУВАННЯ

Шатрова І. А.[1], *Демидова О. О.*[2], *Матвієвський С. В.*[3]
Київський національний університет будівництва і архітектури
03680, Київ, Повітрофлотський пр-т, 31
E-mail: [1]*inna.shatrova@gmail.com*, [2]*demelenn@gmail.com*, [3]*smatvievski@ukr.net*

Оптимальне розв’язання транспортної задачі методом потенціалів здійснюється таким чином: будується початковий опорний план (будь-який із розглянутих методів). Далі початковий опорний план за визначене число ітерацій доводять до оптимального. Для прикладу за початковий опорний план візьмемо план, який побудовано з використанням методу мінімального елементу в матрицю (табл. 1).

Таблиця 1

	$V_1 = 14$	$V_2 = 4$	$V_3 = 9$	$V_4 = 13$	$V_5 = 11$
$U_1 = 0$	13	4 240	9 60	12	*X*8
$U_2 = 10$	4 250	10	7	5	4
$U_3 = -1$	15 30	13	10 180	14 140	18
$U_4 = 8$	6 10	12	9	6	3 140
Обсяги споживання	290	240	240	140	140