

<https://doi.org/10.31891/2219-9365-2022-69-1-9>

УДК 62-137

Андрій ГОРОШКО

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0002-1386-2326>

e-mail: iftomm@ukr.net

Ілона ДРАЧ

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-0590-9814>

e-mail: cogitare410@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ ВІБРОАКТИВНОСТІ МАШИН БАРАБАННОГО ТИПУ З ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

В роботі створена математична модель машини барабанного типу з вертикальним ротором у вигляді рівнянь коливань багатозв'язної системи бак-платформа на пружних підвісах та досліджено її віброактивність при робочих швидкостях на прикладі вертикальної прально-віджимної машини. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів системи на величину вібрації системи та вироблені рекомендації щодо компоновки та удосконалення конструкції машини. Одержані теоретичні результати були перевірені на спеціально створеній і удосконаленій експериментальній установці. Результати показали зниження рівня вібрації машини на резонансі і задовільний збіг експериментальних і результатів чисельного моделювання.

Ключові слова: вібрація, барабан, вертикальний ротор, жорсткість, демпфування

Andrii GOROSHKO, Iona DRACH

Khmelnytskyi National University

CHARACTERISTICS OF VIBROACTIVITY OF DRUM-TYPE MACHINES WITH A VERTICAL AXIS OF ROTATION

A mathematical model of a drum-type machine with a vertical rotor in the form of equations of oscillations of a multiconnected tank-platform system on elastic suspensions was created and its vibroactivity at operating speeds was investigated on the example of a vertical washing machine. The influence of design parameters of the system on the amount of system vibrations is analyzed and recommendations for the layout and improvement of the machine design are made.

As a result of the research, the basic requirements for the layout of vertical rotary machines of the drum type were obtained theoretically and experimentally confirmed: the center of mass of the platform must lie on the axis of rotation of the drum; the axis of rotation of the drum should be the main central axis of inertia of the platform; the center of mass of the platform must coincide with the center of mass of the loading drum; the center of rigidity of the system of elastic supports must coincide with the center of gravity of the platform, and the main axes of rigidity with the main central axes of inertia of the platform; the main axes of the constant viscous friction must coincide with the main central axes of the inertia of the platform.

Studies of the created mathematical model of a drum-type machine with a vertical rotor by simulation methods have shown that the improvement of the design of the experimental setup leads to a decrease in its vibroactivity. The obtained theoretical results were tested on a specially created and improved experimental setup. The results showed a decrease in the vibration level of the machine at resonance and a satisfactory coincidence of experimental and numerical simulation results.

Keywords: vibration, drum, horizontal rotor, stiffness, damping

Постановка проблеми у загальному вигляді

та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Вертикальні ротори застосовуються у багатьох галузях виробництва, зокрема у ветрогенераторах, центрифугах хімічної, нафтохімічної та мікробіологічної промисловості, побутових та промислових прально-віджимних машинах. Машини барабанного типу з вертикальним ротором володіють низкою переваг перед машинами з горизонтальним ротором, зокрема більшою ефективністю і нижчим рівнем споживання енергії через більші швидкості обертання ротора. Проте високі швидкості характеризуються і більшим рівнем вібрації, викликані зміщенням центру ваги ротора, що може стати серйозною проблемою і навіть призвести до поломки механізму.

З метою підвищення ефективності розглянутих типів машин необхідно знижувати їх вібрації як в стаціонарному режимі, так і на перехідних режимах. У пральних машинах та різноманітних центрифугах проблема зниження вібрації машин барабанного типу з вертикальним ротором ускладнюється через змінний дисбаланс та інерцію ротора. Це вимагає дослідження віброактивності вертикальних роторних машин та вироблення рекомендацій щодо удосконалення їх конструкції.

Аналіз останніх досліджень

На сьогодні відомі декілька підходів до вирішення проблеми. Основними напрямками боротьби з вібрацією є віброізоляція [1]; демпфірування [2]; динамічне гасіння коливань [3]; вдосконалення методів

балансування роторів [4], в тому числі і з урахуванням їх гнучкості [5]. В роботах [6, 7] описані методи і засоби активного контролю за поперечними вібраціями. Активне керування потребує розробки датчиків і виконавчих механізмів, а також впровадження систем керування з оберненим зв'язком. Такі машини будуть мати більшу вартість, хоча і значну ефективність у зниженні вібрацій. Це стосується магнітних підшипників [8], приводів гідравлічних камер, активних гідростатичних підшипників [9], електромагнітних підшипників [10].

Пасивний контроль вібрацій роторів є більш дешевим у порівнянні з активним контролем. У роботі [11] запропоновано метод зниження віброактивності в процесі віджиму пральної машини з вертикальним ротором через застосування динамічних поглиначів, що працюють в пасивному режимі і не потребують системи керування. Такий гаситель вібрації встановлюється на барабані і обертається з такою ж швидкістю. Недоліком запропонованої конструкції гасителя є збільшення маси обертової частини, що викликає збільшення енергетичних витрат. Крім того, для ефективної роботи такого гасителя частота має бути відомою.

Пральна машина як об'єкт дослідження динаміки і зниження вібрацій і шуму викликає особливий інтерес через постійної присутності випадково розташованого і блукаючого дисбалансу білизни в барабані і невисоких вимог до точності її виготовлення і складання деталей і вузлів, щоб не здорожувати вартість. Незважаючи на те, що останнім часом дослідники досягли значних успіхів у створенні активних і пасивних методів і засобів зниження вібрацій пральних машин, рівень небажаних вібрацій може бути також знижений за рахунок оптимальної компоновки складових конструкцій машини.

Формулювання цілей статті

Побудувати математичну модель динаміки машини барабанного типу з вертикальним ротором у вигляді рівнянь коливань багатозв'язної системи бак-платформа на пружних підвісах, дослідити вплив конструктивних параметрів системи на величину вібрацій системи на робочих швидкостях і запропонувати рекомендації щодо удосконалення конструкції машини.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо систему платформа-барабан (рис. 1), що є машиною у вигляді системи, робочий орган якої підвішений через довільну кількість пружних 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.

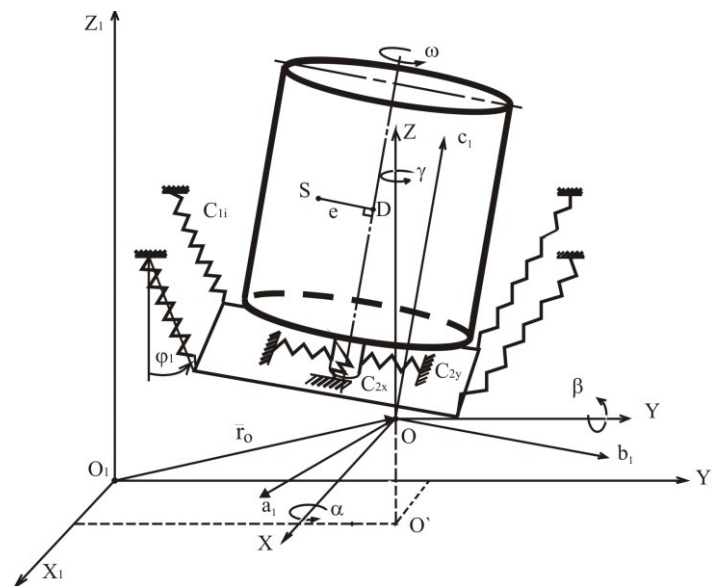


Рис. 1. Динамічна модель машини з вертикальною віссю обертання

Для обраної розрахункової схеми прийняті такі припущення:

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

2) деформаціями платформи і ротора можна знехтувати тому, що їх жорсткості значно перевищують жорсткості пружних опор. Кріплення ротора до платформи є абсолютно жорстким і забезпечує ротору лише одну ступінь вільності щодо платформи - обертання навколо поздовжньої осі Z;

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 переміщуватись в будь-якому напрямі і, таким чином, має шість ступенів вільності.

Диференціальні рівняння коливань системи платформа-ротор отримуємо, виходячи з рівнянь Лагранжа другого роду з врахуванням розсіювання енергії при демпфуванні за Релеєм [12]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = 0, \quad (1)$$

де $j=6$ - кількість узагальнених координат q , T - кінетична енергія системи, Π - потенціальна енергія системи, D - розсіювання енергії в демпферах за рахунок в'язкого тертя.

Виконуючи математичні дії, передбачені рівнянням Лагранжа з шістьма узагальненими координатами q , вважаючи $\omega = \text{const}$ одержимо систему з шести диференціальних рівнянь, матричний запис якої має вигляд:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Q}} + (\mathbf{G} + \mathbf{D})\dot{\mathbf{Q}} + \mathbf{A}\mathbf{Q} = \mathbf{F}, \quad (2)$$

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

Матриця узагальнених силових факторів визначається як

$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ F_\alpha \\ F_\beta \\ F_\gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \omega^2 e (1 + z_D d_3) \cos \omega t \\ m_2 \omega^2 e (1 + z_D d_4) \cdot \sin \omega t \\ 0 \\ -m_2 \omega^2 e z_D \sin \omega t \\ m_2 \omega^2 e z_D \sin \omega t \\ m_2 \omega^2 e (y_D \cos \omega t + x_D \sin \omega t) \end{pmatrix}, \quad (3)$$

де m_2 - маса барабана, ω - кутова швидкість обертання ротора, e - ексцентриситет барабана, x_D, y_D, z_D - координати т. D - точки перетину осі обертання барабана з перпендикуляром, опущеним на вісь з т. S - центра мас барабана. Тут d_3, d_4 - допоміжні геометричні параметри, що залежать від місць приєднання стрижнів і визначаються як

$$d_3 = \frac{S_1 - b_1}{b_1 l + Z_K (S_1 - b_1)}, \quad d_4 = \frac{S_2 - b_2}{b_2 l + Z_K (S_2 - b_2)}, \quad (4)$$

де l - довжина підвісного стрижня у початкових умовах, S_1, S_2 - відстані між точками кріплення підвісних стрижнів до нерухомої частини, b_1, b_2 - відстані між точками кріплення підвісних стрижнів до платформи.

Отримана система рівнянь показує наявність великої кількості зв'язків між рухом 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 напрямку, викликає коливання уздовж і навколо всіх осей декартової системи координат, використаної для визначення положення коливної частини машини.

З теорії коливань відомо, що чим вищою є зв'язність коливань, тим ширшим є за інших однакових умов є спектр власних частот, тобто тим більшою є різниця між вищою й нижчою частотами вільних коливань [12]. 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 розглянутої розрахункової схеми між узагальненими координатами існує інерційний, дисипативний, пружний і гіроскопічний зв'язки, що безпосередньо впливає зі структури матриць \mathbf{M} , \mathbf{G} , \mathbf{D} , та \mathbf{A} . Суттєво зменшити зв'язність коливань системи платформа-ротор можна, якщо розташувати центр мас платформи точки O на осі обертання ротора (рис. 1). У цьому випадку координати $x_D = y_D = 0$ і всі позадіагональні елементи матриці \mathbf{M} , крім $m_{15} = m_{51} = J_Y d_3 + m_2 z_D$ і $m_{24} = m_{42} = -J_X d_4 - m_2 z_D$, обертаються в нуль. У цьому випадку при розгляді вимушених коливань системи платформа-ротор обертаються в нуль узагальнені силові фактори за координатою γ .

Подальшого зменшення зв'язності коливань можна досягти, якщо розташувати пружні опори й демпфери таким чином, щоб точки їх приєднання до платформи утворювали геометричну фігуру, симетричну щодо координатних площин, що містять головні центральні осі інерції платформи. Це безпосередньо впливає з розгляду структури коефіцієнтів d_{ij} і a_{ij} , і застосування до них понять статичних і відцентрових моментів жорсткостей. У цьому випадку повністю буде усунути дисипативний зв'язок і суттєво зменшеним пружний зв'язок.

Однією з особливостей розглядуваної математичної моделі є неможливість виконання умови $z_D = 0$. Тому повністю усунути інерційну зв'язність у даній конструкції не є можливим. Подальше її зменшення може бути пов'язане з виконанням умов $d_3 = d_4 = 0$. З аналізу цих коефіцієнтів впливає що платформа машини повинна бути підвішена на вертикальних підвісках. Застосування в конструкції машини вертикальних підвісок зменшить пружний і гіроскопічний зв'язки коливань і величини збурювальних сил уздовж осей X і Y .

Аналіз виразів для коефіцієнтів a_{ij} матриці жорсткості \mathbf{A} показує, при виконанні вже перерахованих вимог повністю усунути пружний зв'язок коливань між узагальненими координатами можна за умови $c_{2X} = c_{2Y} = c_{2Z} = 0$. Інакше кажучи, необхідно замінити пружну ущільнювальну діафрагму на безжорсткісну.

Для перевірки одержаних висновків і рекомендацій з компоновки машини були проведені імітаційні дослідження моделі пральної машини з вертикальним ротором з використанням системи комп'ютерної математики *Matlab*. Розрахунок виявив наступний спектр власних частот коливань системи платформа-ротор: 5,3; 3,7; 3,5; 2,9; 2,7; 2,7 Гц (рис. 2). Розраховані значення власних частот коливань системи ротор-платформа є суттєво меншими робочої частоти обертання барабана, що дорівнює 15 Гц. Практично всі знайдені значення розташовані в достатньо вузькому інтервалі

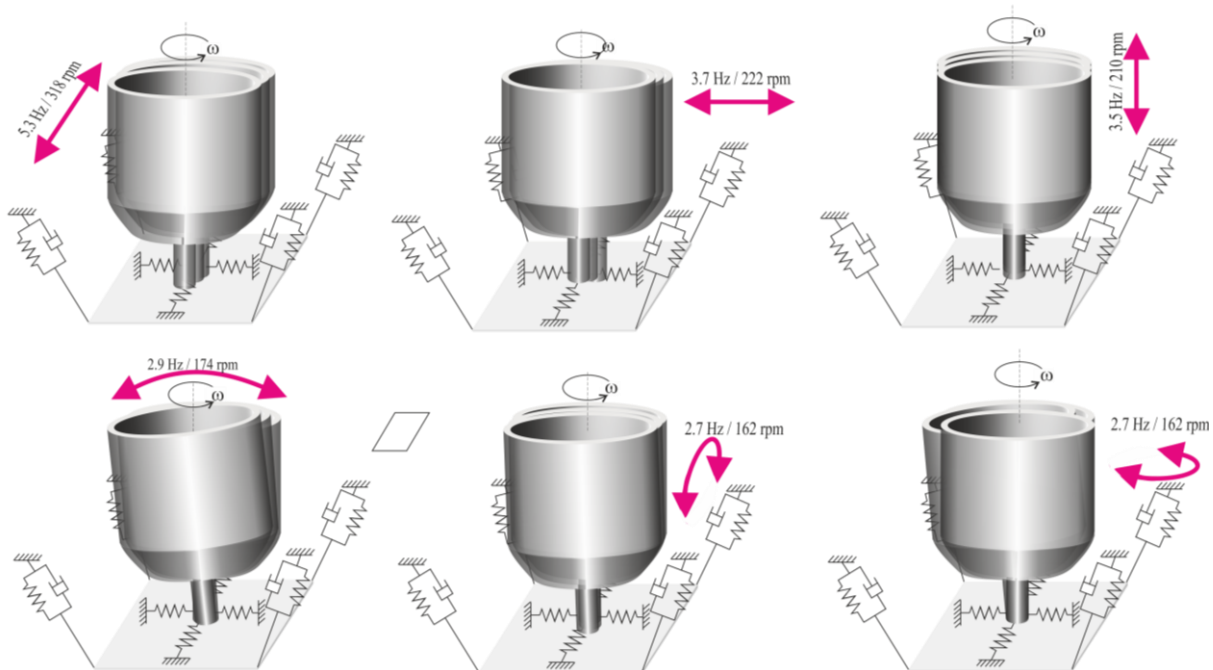


Рис. 2. Анімація сліду перших шести власних мод з відповідними частотами

Для перевірки висловлених припущень модель пральної машини була модифікована, для чого жорсткість підвісних стрижнів була прийнята однаковою. В таблиці 1 представлені вихідні дані для базової і модифікованої конструкції. Результати імітаційного моделювання показали принципову можливість зниження небажаних вібрацій підвісної частини машини. На рис. 3 представлена порівняльні амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) системи з штучним дисбалансом барабана 9500 г·см, що відповідає реальній завантаженої пральній машині, до і після модифікації конструкції.

Таблиця 1.

Параметр	Базовий варіант	Змінений варіант
Маса системи m , кг	19	19
Маса барабана m_2 , кг	6,5	6,5
Момент інерції системи відносно осей		
J_X , кг·м ²	1,16	1,16
J_Y , кг·м ²	1,11	1,11
J_Z , кг·м ²	0,99	0,99
Момент інерції барабана відносно осі обертання J , кг·м ²	0,139	0,139
Жорсткість підвісного стержня		
C_{11} , Н·м ⁻¹	2400	2400
C_{12} , Н·м ⁻¹	3300	2400
C_{13} , Н·м ⁻¹	3300	2400
C_{14} , Н·м ⁻¹	2400	2400
Жорсткість діафрагми вздовж осі		
C_{2X} , Н·м ⁻¹	1700	0
C_{2Y} , Н·м ⁻¹	1700	0
C_{2Z} , Н·м ⁻¹	900	0
Кути нахилу підвісних стержнів		
φ_1 , рад	0,3491	0,3491
φ_{21} , рад	5,4978	5,4978
φ_{22} , рад	0,7854	0,7854
φ_{23} , рад	2,3562	2,3562
φ_{24} , рад	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

Дослідження впливу нерівножорсткості системи на віброактивність показало, що підвісні стрижні з неоднаковою жорсткістю не лише підвищують зв'язність коливань, але і підвищують рівень горизонтальних вібрацій (рис. 4). Найбільш чутливим до нерівножорсткості параметром є рівень вертикальних вібрацій (рис. 5).

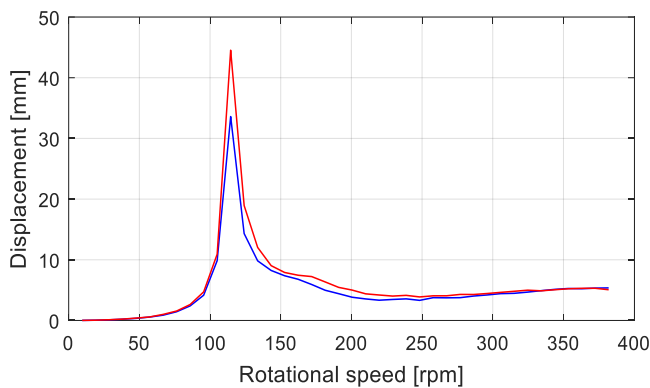


Рис. 3. Порівняльні АЧХ барабана з дисбалансом 9500 г·см до і після вжиття заходів

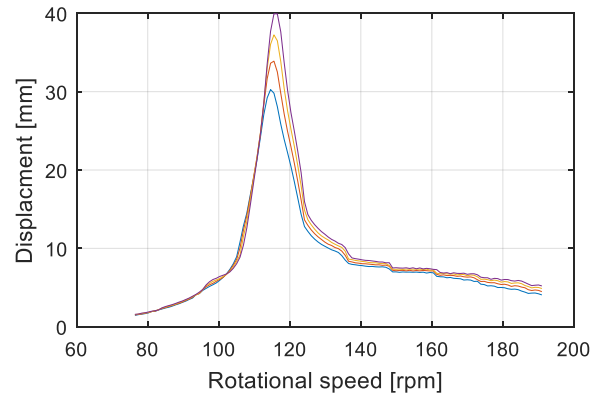


Рис. 4. Порівняльні АЧХ, зняті при різних значеннях жорсткості стрижнів (2400, 2700, 3000, 3300 Н·м⁻¹)

Момент інерції системи платформа-ротор відносно осей X і Y в ідеальному варіанті мають бути однаковими. Базова конструкція машини, параметри якої наведені у таблиці 1, має неоднакові моменти інерції, що призводить до зростання амплітуди горизонтальних вібрацій. При цьому вісь барабана описує еліпс (рис. 6).

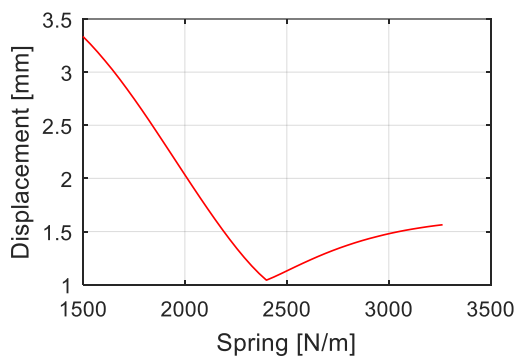


Рис. 5. Еліптична траєкторія руху осі барабана

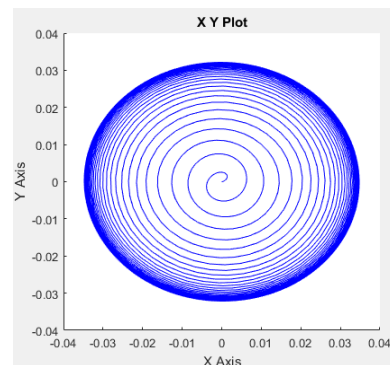


Рис. 6. Зростання вертикальних вібрацій при зміні жорсткості двох з чотирьох стрижнів від значення 2400 Н/м на резонансі

Одержані теоретичні результати були перевірені на спеціально створеній і удосконаленій експериментальній установці. Результати показали зниження рівня вібрацій машини на резонансі і задовільний збіг експериментальних і результатів чисельного моделювання.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

В результаті проведених досліджень були одержані теоретично і підтверджені експериментально основні вимоги до компоновання вертикальних роторних машин барабанного типу: центр мас платформи повинен лежати на осі обертання барабана; вісь обертання барабана повинна бути головною центральною віссю інерції платформи; центр мас платформи повинен збігатися з центром мас завантаження барабана; центр жорсткості системи пружних опор повинен збігатися з центром ваги платформи, а головні осі жорсткості - з головними центральними осями інерції платформи; головні осі постійних в'язкого тертя повинні збігатися з головними центральними осями інерції платформи.

Дослідження створеної математичної моделі машини барабанного типу з вертикальним ротором методами імітаційного моделювання продемонстрували, що проведене удосконалення конструкції експериментальної установки приводить до зменшення її віброактивності.

Фінансування

Дослідження фінансувалось МОН України (Проект № 0120U102067).

References

1. Ribeiro, E. A., Pereira, J. T., & Bavastrì, C. A. (2015). Passive vibration control in rotor dynamics: optimization of composed support using viscoelastic materials. *Journal of Sound and Vibration*, 351, 43-56
2. Osinski, Z. (Ed.). (2018). *Damping of vibrations*. CRC Press.
3. Shen, Y., Chen, L., Yang, X., Shi, D., & Yang, J. (2016). Improved design of dynamic vibration absorber by using the inerter and its application in vehicle suspension. *Journal of Sound and Vibration*, 361, 148-158.
4. MacCamhaoil, M. (2016). Static and dynamic balancing of rigid rotors. *Bruel & Kjaer application notes*, BO, 0276-12.

5. Goroshko, A., Ostaševičius, V., & Royzman, V. (2016). Balancing of turbomachine rotors by increasing the eccentricity identification accuracy. *Mechanics*, 22(3), 206-211.
6. Johnson, M.E., Nascimento, L.P., Kasarda, M., Fuller, C.R. (2003) The effect of actuator and sensor placement on the active control of rotor unbalance. *J Vib Acoust* 125:365–373
7. Santos, I.F., Watanabe, F.Y. (2004) Compensation of cross-coupling stiffness and increase of direct damping in multirecess journal bearings using active hybrid lubrication—part i: theory. *J Tribol* 126:146–155
8. Johnson, M.E., Nascimento, L.P., Kasarda, M., Fuller, C.R. (2003) The effect of actuator and sensor placement on the active control of rotor unbalance. *J Vib Acoust* 125:365–373
9. Santos, I.F., Watanabe, F.Y. (2004) Compensation of cross-coupling stiffness and increase of direct damping in multirecess journal bearings using active hybrid lubrication—part i: theory. *J Tribol* 126:146–155
10. S K Wan, X H Li, W J Su, et al. Active damping of milling chatter vibration via a novel spindle system with an integrated electromagnetic actuator. *Precision Engineering*, 2019, 57: 203-210.
11. Campos, R. O., Nicoletti R. (2015). Vibration reduction in vertical washing machine using a rotating dynamic absorber / *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 37.1: 339-348.
12. Drach I., Goroshko A., Dwornicka R. (2021) Design Principles of Horizontal Drum Machines with Low Vibration. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 15(2):258-268. <https://doi.org/10.12913/22998624/136441>