

А.В. ГОРОШКО

Хмельницький національний університет
ORCID ID: 0000-0002-1386-2326
email: iftommm@ukr.net

І.В. ДРАЧ

Хмельницький національний університет
ORCID ID: 0000-0003-0590-9814
email: cogitare410@gmail.com

В.П. ТКАЧУК

Хмельницький національний університет
ORCID 0000-0003-0640-2740
email: iftommm@ukr.net

ВПЛИВ МОМЕНТНОЇ НЕЗРІВНОВАЖЕНОСТІ ТА ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРУ ЖОРСТКОСТІ НА ВІБРОАКТИВНІСТЬ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ БАРАБАННИХ МАШИН

В роботі на прикладі конструкції пральної машини досліджено вплив моментної незрівноваженості та положення центру жорсткості на віброактивність системи бак–барaban. Створено математичну модель системи у вигляді рівнянь коливань багатозв'язної системи бак–барaban на пружних підвісах. Модель перевірялась експериментально, а відповідна імітаційна модель досліджувалась у Simulink. Сформульовано основні вимоги до конструкції горизонтальних роторних машин барабанного типу з погляду їх мінімальної віброактивності.

Ключові слова: вібрація, барабан, горизонтальний ротор, жорсткість.

ANDRII V. GOROSHKO

Khmelnytskyi National University

ILONA V. DRACH

Khmelnytskyi National University

VITALII P. TKACHUK

Khmelnytskyi National University

The issues of reducing the vibration caused by rotating rotors at the frequency of the first rotor harmonic (so-called rotor vibration) are among the most important in the design, manufacture and operation of almost all types of modern rotary machines. The washing machine as an object of study of the dynamics and reduction of vibration and noise is of particular interest due to the constant presence of randomly located and wandering imbalance of laundry in the drum and low requirements for accuracy of its manufacture and assembly of parts and assemblies.

A mathematical model of oscillations of a multiconnected tank-drum system on elastic suspensions for the main types of machines and spin centrifuges with a horizontal axis of rotation is created. The model is developed in a linear formulation based on the Lagrange equation of the II kind for a washing machine. The accuracy and adequacy of the mathematical model was tested directly on the field object by measuring noise, vibration, forces in the supports and stress distribution in the individual elements and components of the machine in the entire range of drum speeds.

Studies of the nature of system oscillations depending on the change in position and attachment points of elastic and damping elements were performed using simulation in the Simulink environment. As a result of research, the basic requirements for the layout of horizontal rotary machines of the drum type were experimentally confirmed: the center of mass of the tank 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 tank; the center of mass of the tank must coincide with the center of mass of the loaded drum; the center of rigidity of the system of elastic supports must coincide with the center of gravity of the tank, and the main axes of rigidity - with the main central axes of inertia of the tank; the main axes of the constant viscous friction must coincide with the main central axes of inertia of the tank.

The results of the theoretical study were applied to the problem of evaluating the efficiency of a liquid auto-balancing device for a proper squeezing machine depending on its dynamics.

Keywords: vibration, drum, horizontal rotor, stiffness.

Постановка проблеми

Роторні механізми застосовуються в багатьох областях сучасної промисловості: від машинобудування до комп'ютерної та побутової техніки. Ці механізми часто повинні функціонувати на високих швидкостях, тому сильні вібрації, викликані зміщенням центру ваги ротора, можуть стати серйозною проблемою і навіть призвести до поломки механізму.

Питання зниження вібрації, спричиненої обертовими роторами на частоті першої роторної гармоніки (так званої роторної вібрації), відносяться до найважливіших при конструюванні, виготовленні та експлуатації практично всіх видів сучасних роторних машин. Роторна вібрація в значній мірі визначає надійність таких машин, для яких характерні високі частоти обертання, відносно мала жорсткість конструкції, а критичні режими часто розташовуються в межах робочих діапазонів кутових швидкостей.

Пральна машина як об'єкт дослідження динаміки і зниження вібрацій і шуму викликає особливий інтерес через постійну присутність випадково розташованого і блукаючого дисбалансу білизни в барабані і невисоких вимог до точності її виготовлення і складання деталей і вузлів, щоб не здорожувати вартість.

Аналіз останніх досліджень

Розв'язання задач, пов'язаних з проблемами зниження роторної вібрації, ґрунтується на базі лінійної теорії механічних коливань. Теорія вказує і основні напрямки боротьби з вібрацією: віброізоляція [1]; демпфірування [2]; динамічне гасіння коливань [3]; вдосконалення методів балансування роторів [4], в тому

де $\mathbf{M} = [P_{ij}]_1^6$ – матриця інерційних коефіцієнтів; $\mathbf{G} = [g_{ij}]_1^6$ – матриця гіроскопічних коефіцієнтів; $\mathbf{D} = [\alpha_{ij}]_1^6$ – матриця коефіцієнтів демпфування; $\mathbf{A} = [\alpha_{ij}]_1^6$ – матриця коефіцієнтів жорсткості; $\mathbf{q} = [x, y, z, \alpha, \beta, \gamma]^T$ – матриця-стовпець узагальнених координат; $\mathbf{Q} = [Q_x, Q_y, Q_z, Q_\alpha, Q_\beta, Q_\gamma]^T$ – матриця-стовпець узагальнених силових факторів.

Працездатність, адекватність і точність розробленої математичної моделі перевірялась за допомогою натурних випробувань. Для цього використовувався лабораторний стенд, що містить побутову пральну машину (рис. 4). Теоретично розраховані власні частоти коливальної системи пральної машини відрізнялись від експериментально отриманих не більше 10%. Розрахована амплітуда вертикальних коливань підвісної частини при штучному дисбалансі барабана 1800 г·мм складала 3,7 мм, а експериментально виміряна при тому ж дисбалансі – 4 мм.

Динамічна симуляція та аналіз моделі. Перевірка сформульованих вимог до конструкції проводилась шляхом моделювання поведінки підвісної частини пральної машини із використанням інтерактивного інструменту *Simulink* та пакету прикладних програм *Matlab*. Динамічна модель машини представлена на рис. 3. Підвісна частина машини кріпиться за допомогою двох пружин і двох демпферів. Динамічні характеристики пральної машини представлені у таблиці 1.

В ідеальному випадку, коли центр мас зрівноваженого барабана співпадає з центром мас бака, а вісь обертання барабана проходить через його центр мас ($e=0$), права частина рівняння $\mathbf{Q}=0$ і коливання підвісної частини відсутні при будь-яких значеннях кутової швидкості обертання ω . На практиці через випадковий характер розподілу завантаженої білизни у барабані центр мас барабана завжди буде лежати не на осі обертання, що характеризується ексцентриситетом e . Встановлено, що найбільший ексцентриситет при розкладанні білизни в барабані складає $e = 0.08R_b$, де R_b – радіус барабана. Для досліджуваної моделі пральної машини прийнято $e = 14,8$ мм. У таблиці 1 наведено основні динамічні характеристики досліджуваної пральної машини.

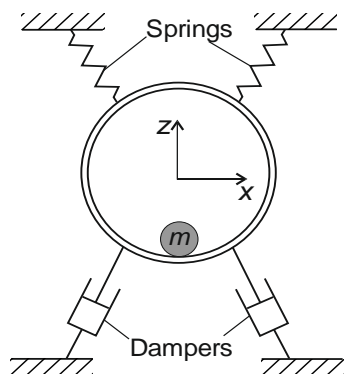


Рис. 3. Динамічна модель пральної машини

Таблиця 1

Динамічні характеристики пральної машини	
Маса баку m_1 , кг	48,2
Маса барабана m_2 , кг	12,5
Жорсткість кожної з двох пружин підвіски c , Н/мм	6,0
Кут нахилу пружин	75°
Коефіцієнт демпфування кожного демпфера h , Н·с/м	175
Кут нахилу демпферів	70°
Ексцентриситет e , мм	14,8
Довжина барабана L_b , мм	190

На рис. 4 представлено амплітудно-частотну характеристику (АЧХ), одержану для вертикальних коливань підвісної частини пральної машини з врахуванням, що центр мас бака лежить на осі обертання барабану і барабан має лише статичний дисбаланс, що характеризується ексцентриситетом e . В цьому разі узагальнені силові фактори $Q_y = Q_\alpha = Q_\beta = Q_\gamma = 0$, а $Q_x, Q_z \neq 0$. Внаслідок силового збурення вздовж осей OX і OZ виникають поперечні коливання в площині XOZ .

Врахування моментної неврівноваженості. Умова $x_D = z_D = 0$, згідно з якою центр мас бака повинен лежати на осі обертання барабану, може бути з достатньою точністю виконана конструктивно та технологічно і не порушиться в процесі роботи системи, а тому надалі її невиконання не розглядатиметься. Проте внаслідок випадкової розкладки білизни центр мас завантаженого барабана окрім ексцентриситету може мати повздовжнє зміщення y_D вздовж осі OY , що викликає моментну неврівноваженість ротора. Питання розрахунку значення y_D розглянуті у роботі [16], де встановлено, що величина повздовжнього зміщення зростає з ростом завантаженості барабана і довжини барабана. Автори показали, що максимальна величина зміщення $y_{Dmax} = 0,476L_b$, де L_b – довжина барабана. Для досліджуваної в цій роботі моделі було прийнято $y_{Dmax} = 90$ мм.

Для розробленої моделі для випадку $y_D = 0 \dots 90$ мм проведено симуляцію моделі у всьому діапазоні робочих частот, яка показала незначний вплив зміщення на величину поперечних вібрацій у зарезонансній зоні. На рис. 5 представлена залежність амплітуди вібраційних коливань у повздовжньому напрямі OY підвісної частини від величини горизонтального зміщення у діапазоні робочих частот. Отримані результати показали, що зміщення центра ваги завантаженого барабана на робочих частотах у закритичній області майже не впливає на рівень поперечних коливань, але суттєво підвищує повздовжні коливання підвісної частини. На критичній частоті збільшення повздовжніх коливань сягає максимуму. Цей факт пояснюється

зростанням моменту дії відцентрової сили, що призводить до зростання кутових коливань відносно осей OX та OZ внаслідок дії узагальнених силових факторів по координатам α і γ : $Q_\alpha = m_2 \omega^2 e y_D \cos \omega t$ і $Q_\gamma = -m_2 \omega^2 e y_D \sin \omega t$. При цьому матриця інерційних коефіцієнтів \mathbf{M} набуває вигляду, відмінного від діагонального. Зростання кутових коливань викликає ріст зміщення підвісної частини, яке є результатом поступального і обертового руху. Ця обставина може негативно впливати на працездатність підшипникового вузла і знижувати його ресурс.

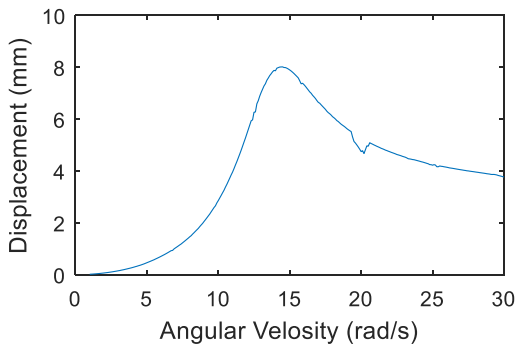


Рис. 4. АЧХ (поперечні коливання в напрямі осі OZ)

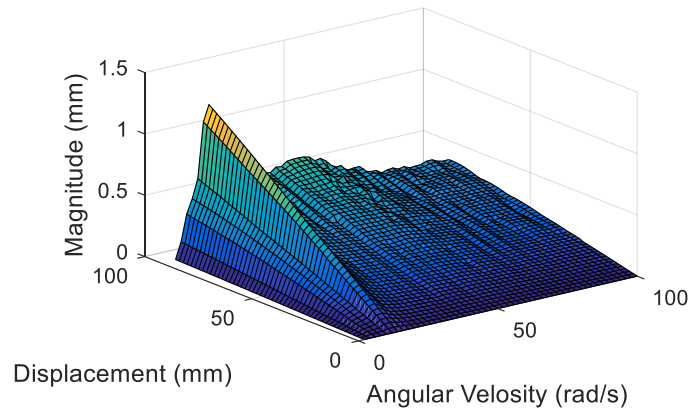


Рис. 5. Амплітуда коливань у повздовжньому напрямі OY

Вплив координат приєднання опор на зміщення положення центру жорсткості. Матриця жорсткості \mathbf{A} є недіагональною, якщо відмінними від нуля є статичні і відцентрові моменти жорсткостей. Аналіз показує, що зміна координат x_i, z_i i -ї пружини не впливає на положення рівнодійної паралельних сил реакції опор вздовж осей, а отже, і на положення осі жорсткості підвіски. Аналогічні висновки можна зробити і щодо матриці демпфування \mathbf{D} . Проте вісь жорсткості підвіски не буде співпадати з центром ваги бака, якщо головні осі жорсткості не будуть співпадати з головними центральними осями симетрії бака, а це спостерігається за умови, коли координата i -ї пружини $y_i \neq 0$.

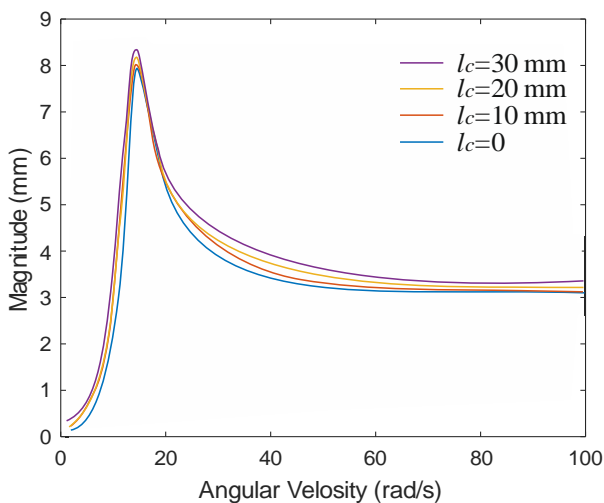


Рис. 6. АЧХ підвісної частини при $y_D = 0$ (вертикальні коливання)

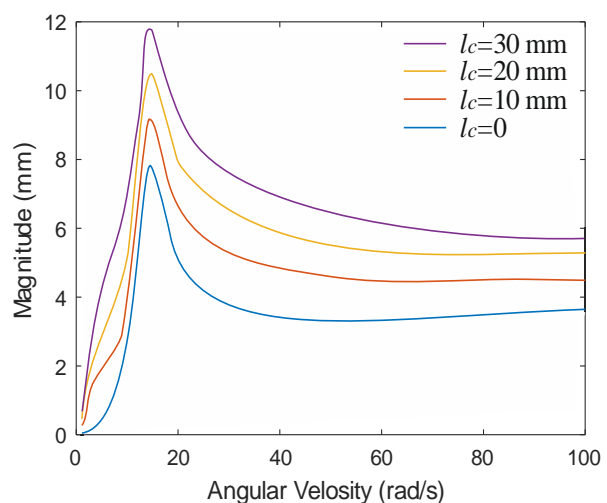


Рис. 7. АЧХ підвісної частини при $y_D = 90$ мм (вертикальні коливання)

З метою вивчення впливу неспівпадіння центру жорсткості пружних опор з центром ваги бака проведено симуляцію моделі у всьому діапазоні робочих частот під час зміни центру жорсткості в напрямі осі OY . На рис. 8 і 9 представлені результати симуляції системи бак-барабан при різних значеннях відхилення l_c положення центру жорсткості пружних опор підвісної частини від центру ваги бака. Залежності отримані для випадку $y_D = 0$, коли центр мас завантаженого барабана лежить в площині XOZ , де розташований центр мас бака (рис. 6) і коли центр мас завантаженого барабана є зміщеним по осі OY на величину y_{Dmax} (рис. 7). Зростання амплітуди вертикальних вібрацій пов'язано з появою у матриці жорсткостей \mathbf{A} крутильних жорсткостей a_{44}, a_{66} відносно осей OX і OZ , статичних моментів жорсткостей $a_{16} = a_{61}, a_{34} = a_{43}$ відносно координатної площини XOZ ; а також відцентрових моментів жорсткостей $a_{45} = a_{54}, a_{56} = a_{65}$ відносно пар координатних площин.

Аналогічні дослідження щодо впливу неспівпадіння центру демпфування з центром ваги баку та головних осей постійних в'язкого тертя демпферів з головними центральними осями інерції підвісної

частини показали, що цей вплив є незначним.

Вплив повороту пружинних і демпферних опор на зміщення положення центру жорсткості. У разі повороту пружинної (демпферної) опори на кут φ відносно площини XOZ система опор є нерівножорсткою, а матриця жорсткості (демпфування) – недіагональною.

Для пружинної опори бака з осью жорсткістю C , зображеної на рис. 8, виконується співвідношення

$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2 + C_z^2}$. Жорсткість пружини вздовж осей координат визначається як

$$\begin{aligned} C_x &= C \cos \chi \cos \varphi, \\ C_y &= C \cos \chi \sin \varphi, \\ C_z &= C \sin \chi \cos \varphi, \end{aligned}$$

де χ – кут нахилу пружини, φ – кут повороту пружини відносно площини XOZ . Отже, для пружини з осью жорсткістю C і кутом нахилу χ її проєкції C_x і C_z будуть максимальними лише тоді, коли пружини лежатимуть у площині OXZ , що відповідає $\varphi = 0$.

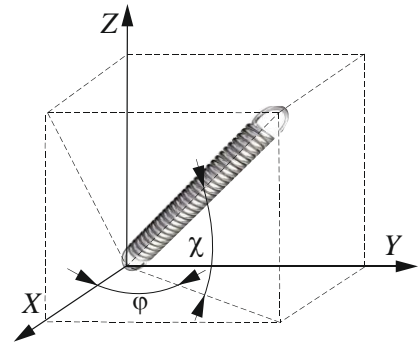


Рис. 8. Пружинна опора підвісної частини

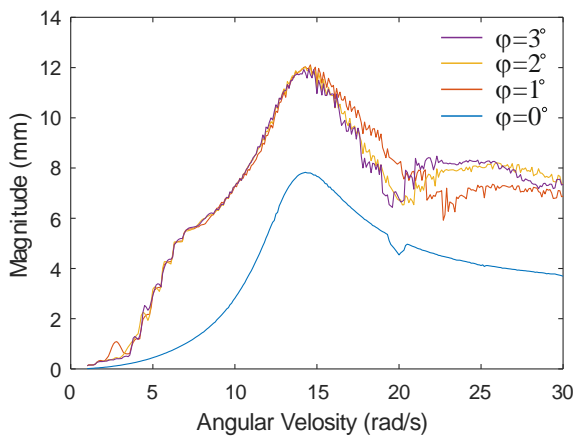


Рис. 9. АЧХ підвісної частини при y_{Dmax} для різних кутів повороту пружин (вертикальні коливання)

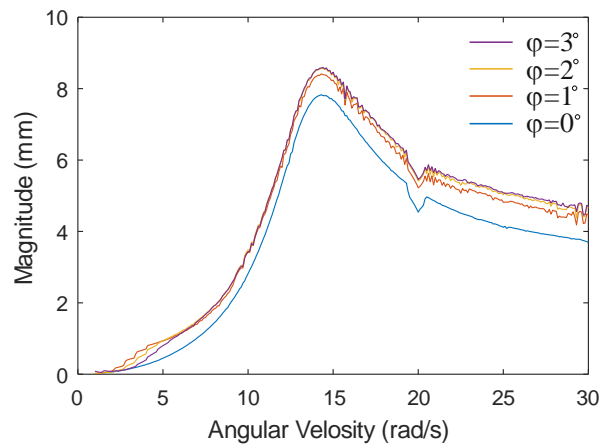


Рис. 10. АЧХ підвісної частини при y_{Dmax} для різних кутів повороту демпфера (вертикальні коливання)

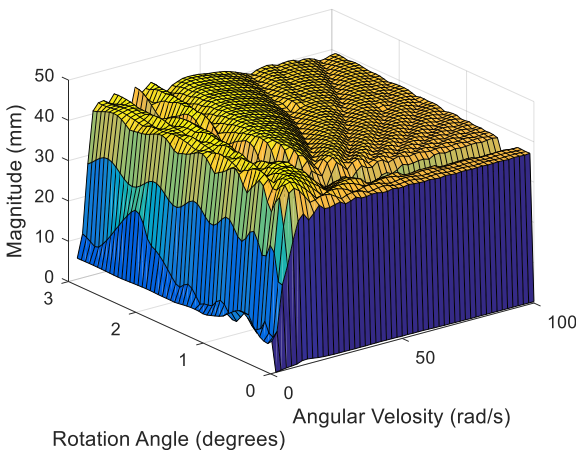


Рис. 11. Залежність амплітуди повздовжніх коливань від частоти і кута повороту φ пружини при зміщенні y_{Dmax}

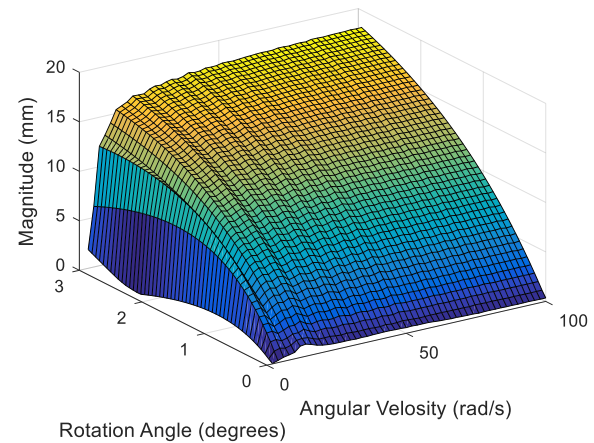


Рис. 12. Залежність амплітуди повздовжніх коливань від частоти і кута повороту φ демпфера при зміщенні y_{Dmax}

За умови малих значень кута φ і відсутності повздовжнього зміщення центра ваги завантаженого барабана ($y_D = 0$) коливання, що виникають під час обертання барабана у всьому діапазоні робочих частот змінюються незначно. Наявність горизонтального зміщення $y_D \neq 0$ і кута повороту пружини $\varphi \neq 0$ через додаткову зв'язність коливань призводить до підвищення їх амплітуди. Аналогічна картина спостерігається і при аналізі впливу кута повороту демпфера. Залежності амплітуди вертикальних коливань від частоти обертання барабана, одержані під час симуляції моделі для кутів повороту пружин і демпферів від 0 до 3° представлені на рис. 9 і 10.

Найбільш чутливими до зміни кутів повороту пружин і демпферів є повздовжні коливання. На рис. 11 і 12 представлені залежності амплітуди вібрацій підвісної частини вздовж осі OY у діапазоні робочих частот в залежності від величини кута повороту φ пружини та демпферу при зміщенні центра ваги барабана з близькою на y_{Dmax} вдвоє осі барабана.

Результати проведеного теоретичного дослідження були застосовані до задачі оцінювання ефективності рідинного автобалансувального пристрою для правильно-віджимної машини залежно від її динамік. В роботі [15] доведено, що покращення динаміки роторної машини значно підвищує ефективність автоматичного балансування.

Висновки

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

Доведено, що проведене удосконалення експериментальної установки для зменшення її віброактивності підвищує ефективність застосування рідинних автобалансирів прямої дії. Показано, що рідинні АБП ефективно знижують вібрації роторних машин не тільки в зарезонансній зоні обертання, але й при переході через резонанс.

Фінансування

Дослідження фінансувалось МОН України (Проект № 0120U102067).

Література

1. Ribeiro, E. A., Pereira, J. T., & Bavastri, 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. Wan, S. K., Li, X. H., Su, W. J. et al. Active damping of milling chatter vibration via a novel spindle system with an integrated electromagnetic actuator. *Precision Engineering*, 2019, 57: 203–210.
7. Fan, H. W., Zhi, J. J., Shi, B. J. et al. Adaptive rotor balancing algorithm and single-disk rotation test for electromagnetic balancer. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(8): 15–21, 29.
8. Pan, X., Lu, J., Huo, J. et al. A Review on Self-Recovery Regulation (SR) Technique for Unbalance Vibration of High-End Equipment. *Chin. J. Mech. Eng.* 33, 89 (2020). <https://doi.org/10.1186/s10033-020-00514-7>
9. Peng, C., He, J. X., Zhu, M. T. et al. Optimal synchronous vibration control for magnetically suspended centrifugal compressor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 132: 776–789.
10. Goncharov, V., Filimonikhin, G., Dumenko, K. et al. Studying the peculiarities of balancing of flexible double-support rotors by two passive automatic balancers placed near supports. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016, 4(7): 4–9.
11. Royzman, V., Drach, I., Tkachuk, V., Pilkauskas, K., Čižauskas, G., & Šulginas, A. (2018). Operation of passive fluid self-balancing device at resonance transition regime. *Mechanics*, 24(6), 805–810.
12. Xiao, L., Zhang, S. (2017). Analysis and optimization of drum washing machine vibration isolation system based on rigid-flexible virtual prototype model. *Journal of Vibroengineering* Vol. 19, Issue 3. P. 1653–1664
13. Druke, S., Bicker, R., Schuller, B., Henke, C., Trächtler, A. (2019) Rotordynamic Instabilities in Washing Machines. In: Cavalca K., Weber H. (eds) *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM. IFToMM 2018. Mechanisms and Machine Science*, vol 61. Springer, Cham
14. Ulaszar, A., Lazoglu, I. Design and analysis of a new magneto rheological damper for washing machine. *J Mech Sci Technol* 32, 1549–1561 (2018). <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0308-4>
15. Drach I., Goroshko A., Dwornicka R. Design Principles of Horizontal Drum Machines with Low Vibration. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2021; 15(2): 258–268. <https://doi.org/10.12913/22998624/136441>
16. Fetisov, V. G., Alekhin, S. N., & Petrosov, S. P. (2012). Study of Nonhomogeneous Equations with Variable Coefficients Describing Washing Machines Vibration. *European Researcher*, (5-2), 609–612.

Надійшла/Paper received : 18.07.2021 р. Надрукована/Printed : 26.08.2021 р.