

DOI 10.15589/jnn20180304
УДК 681.5
Ч-49

**ANALYSIS OF MODERN CONDITION AND DEVELOPMENT PROSPECTS
OF ELECTROMAGNETIC VIBRATION DRIVE
OF AUTOMATED TECHNOLOGICAL LINES**

**АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДУ
АВТОМАТИЗОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ**

Oleksandr O. Chernov

oleksandr.chernov@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-1670-8276

Anatoliy P. Hurov

anatoly.gurov@nuos.edu.ua
ORCID: —

Anton V. Ivanov

toha18ivanov@gmail.com
ORCID: —

О. О. Черно,

канд. техн. наук, доц.

А. П. Гуров,

канд. техн. наук, проф.

А. В. Иванов,

студент

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. The purpose of the work is to review of electromagnetic vibration drive scope in automated technological lines, analysis of the basic principles of its energy efficiency, review of modern systems of automatic control of frequency and amplitude, analysis of mathematical models and methods of electromagnetic vibration drive research and determination of its promising development directions. The analysis showed that the electromagnetic drive of the vibration equipment has several advantages over other types of vibration drives and has wide prospects for development. The following areas of application of the electromagnetic vibro drive, such as vibration transport and dosing of bulk materials, vibrational separation of bulk substances, vibrational orientation of parts, vibration sealing of mixtures, vibrational proof of flat surfaces, vibration tests, and others are noted. The potentially possible areas of its application are also considered. Three basic principles of energy-efficient electromagnetic vibration drives creation are distinguished, the main of them is the provision of the near-resonant mode of its operation by automatic control of frequency and amplitude of oscillations. The basic principles of the automatic control systems of frequency and the laws of automatic control of the amplitude of vibration drives are analyzed. The review of mathematical models and methods of calculation of electromechanical processes in vibration electromagnetic drive systems has been carried out. As a result of the analysis, perspective directions of the development of electromagnetic vibration drive are determined. The first direction is the modification of mathematical models related to the necessity of depriving the flow-differentiation procedure, as well as the consideration of energy losses for hysteresis and eddy currents. The second direction is the obtaining of the energy characteristics of the electromagnetic vibration drive system, the optimization of the frequency of oscillations by the criterion of the maximum of energy efficiency and the study of the harmonic composition of the current electromagnetic vibrator in order to determine the possibility of using the phase shift between the harmonic components of the current for automatic adjustment to the near-resonance mode. The third direction is the improvement of the automatic control system, which is to determine the law of controlling the frequency and amplitude of the electromagnetic vibration drive, which provides automatic support for the most energy-efficient mode at a given amplitude of oscillations, as well as the resistance to the influence of higher harmonic components of the signals of current and vibration sensors.

Keywords: electromagnetic vibration drive system; scope of application; development prospects; mathematical model.

Анотація. Метою роботи є огляд сфери застосування електромагнітного вібраційного приводу в автоматизованих технологічних лініях, аналіз основних принципів забезпечення його енергетичної ефективності, огляд сучасних систем автоматичного керування частотою та амплітудою, аналіз математичних моделей і методів дослідження електромагнітного вібраційного приводу та визначення перспективних напрямків його розвитку. Проведений аналіз показав, що електромагнітний привід вібраційного обладнання має ряд переваг у порівнянні з іншими видами вібраційних приводів і має широкі перспективи розвитку. Відзначено такі сфери за-

стосування електромагнітного віброприводу, як вібраційне транспортування та дозування сипких матеріалів, вібраційне розділення сипких речовин, вібраційне орієнтування деталей, вібраційне ущільнення сумішей, вібраційне доведення плоских поверхонь, вібраційні випробування та ін. Розглянуто також потенційно можливі сфери його застосування. Виділено три основні принципи побудови енергоефективних електромагнітних вібраційних приводів, основним з яких є забезпечення білярезонансного режиму його роботи шляхом автоматичного керування частотою та амплітудою коливань. Проаналізовано основні принципи побудови систем автоматичного керування частотою та закони автоматичного керування амплітудою вібраційних приводів. Проведено огляд математичних моделей та методів розрахунку електромеханічних процесів у вібраційних електромагнітних приводах. У результаті аналізу визначено перспективні напрямки розвитку електромагнітного вібраційного приводу. Перший напрямок пов'язаний з модифікаціями математичних моделей для виключення процедури диференціювання потокозчеплення, а також урахування втрат енергії на гістерезис та вихрові струми. Другий напрямок — отримання енергетичних характеристик електромагнітного віброприводу, оптимізація частоти коливань за критерієм максимуму коефіцієнта корисної дії та дослідження гармонічного складу струму електромагнітного вібратора з метою визначення можливості використання фазового зрушення між гармонічними складовими струму для автоматичного ладнання на білярезонансний режим. Третім напрямком є вдосконалення системи автоматичного керування, яке полягає у визначенні закону керування частотою та амплітудою електромагнітного вібраційного приводу, що забезпечує автоматичну підтримку найбільш енергоефективного режиму при заданій амплітуді коливань, а також стійкість до впливу вищих гармонічних складових сигналів датчиків струму та вібрації.

Ключові слова: електромагнітний вібраційний привід; сфери застосування; перспективи розвитку; математична модель.

Аннотация. Целью работы является обзор сферы применения электромагнитного вибрационного привода в автоматизированных технологических линиях, анализ основных принципов обеспечения его энергетической эффективности, обзор современных систем автоматического управления частотой и амплитудой, анализ математических моделей и методов исследования электромагнитного вибрационного привода и определение перспективных направлений его развития. Проведенный анализ показал, что электромагнитный привод вибрационного оборудования имеет ряд преимуществ по сравнению с другими видами вибрационных приводов и имеет широкие перспективы развития. Отмечены такие области применения электромагнитного вибропривода, как вибрационная транспортировка и дозирование сыпучих материалов, вибрационное разделение сыпучих веществ, вибрационное ориентирование деталей, вибрационное уплотнение смесей, вибрационная доводка плоских поверхностей, вибрационные испытания и другие. Рассмотрены также потенциально возможные области его применения. Выделены три основных принципа построения энергоэффективных электромагнитных вибрационных приводов, основным из которых является обеспечение околорезонансного режима его работы путем автоматического управления частотой и амплитудой колебаний. Проанализированы основные принципы построения систем автоматического управления частотой и законы автоматического управления амплитудой вибрационных приводов. Проведен обзор математических моделей и методов расчета электромеханических процессов в вибрационных электромагнитных приводах. В результате анализа определены перспективные направления развития электромагнитного вибрационного привода. Первое направление связано с модификациями математических моделей для исключения процедуры дифференцировки потокозчепления, а также учета потерь энергии на гистерезис и вихревые токи. Второе направление — получение энергетических характеристик электромагнитного вибропривода, оптимизация частоты колебаний по критерию максимума коэффициента полезного действия и исследование гармонического состава тока электромагнитного вибратора с целью определения возможности использования фазового сдвига между гармоническими составляющими тока для автоматической настройки на околорезонансный режим. Третьим направлением является совершенствование системы автоматического управления, которое заключается в определении закона управления частотой и амплитудой электромагнитного вибрационного привода, который обеспечивает автоматическую поддержку наиболее энергоэффективного режима при заданной амплитуде колебаний, а также устойчивость к воздействию высших гармонических составляющих сигналов датчиков тока и вибрации.

Ключевые слова: электромагнитный вибрационный привод; области применения; перспективы развития; математическая модель.

REFERENCES

- [1] Lanets, O. S. (2008). *Vysokoelektyvni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromahnitnym pryvodom (Teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia)*. Lviv: Vydavnytstvo Natsionalnoho universytetu "Lvivska politehnika". (in Ukrainian).
- [2] Neyman, L., Neyman, V., & Shabanov, A. (2017). *Vibration dynamics of an electromagnetic drive with a half-period rectifier. Proceedings of 18-th International Conference on Micro/nanotechnologies and Electron Devices* (pp. 503-506) EDM: proc., Altai, Erlagol.
- [3] Povidailo, V. O., Havrylchenko, O. V., & Lanets, O. S. (2000). *Statychnyi rozrakhunok elektromahnitnykh vibrozbudnykh vibratsiinykh mashyn za dopomohoiu EOM*. Lviv: Polytechnic National University Institutional Repository. Retrieved from <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/11225/1/01.pdf>. (in Ukrainian).
- [4] Prots, Ya. I., Savkiv, V. B., Shkodzinskyi, O. K., & Liashuk, O. L. (2011). *Avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv: Navchalnyi posibnyk dlia tekhnichnykh spetsialnostei vyshchykh navchalnykh zakladiv*. Ternopil: Ternopil Ivan Puluj National Technical University. (in Ukrainian).
- [5] Omelianov, O. M. (2017). Features of application of mechanical vibrations in technological processes. *Vibration in engineering and technology*, 4(87), 129-134.
- [6] Shenbor, V., Borovets, V., & Brusentsov, V. (2013). Synthesis of flexible transportation vibration technology systems. *Materialy 11-ho Mizhnarodnoho sympoziumu ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi*. Lviv: NU "Lvivska politehnika". Retrieved from <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/28448> (in Ukrainian).
- [7] Shenbor, V., Serkiz, O., & Brusentsov, V. (2013). Vibratory conveyors with a combined springy systems. *Materialy 11-ho Mizhnarodnoho sympoziumu ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi*. (pp. 97-98) Lviv: NU "Lvivska politehnika". Retrieved from <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/28439> (in Ukrainian).
- [8] Despotovic, Z., Sinik, V., Jankovic, S., Dobrilovic, D., & Bjelica, M. (2015). *Some specific of vibratory conveyor drives*. Proceedings of V International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection. (pp. 247-253). Serbia, Zrenjanin.
- [9] Lanets, O. C. (2008). Rozvytok mizhrezonansnykh mashyn z elektromahnitnym pryvodom. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 42, 3-18. (in Ukrainian).
- [10] Yandrick, R. (2009). Vibratory feeders and conveyors: useful selection tips. *Chemical engineering*, 47-49. Retrieved from <http://go.galegroup.com/ps/anonymous?id=GALE%7CA202073154&sid=googleScholar&v=2.1&it=r&linkaccess=abs&issn=00092460&p=AONE&sw=w>.
- [11] Popescu, S., Ola, D., & Popescu, V. (2008). The influence of the constructive and function parameters of the gravimetric vibration dosing systems for agro-foods bulk solids. *Proceedings of 10-th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture*, 882-887. Antalya, Turkiye.
- [12] Lanets, O. S., Kachmar, R. Ya., & Borovets, V. M. (2016). Obgruntuvannia parametriv vibratsiinoho bunkernoho zhyvylnyka z elektromahnitnym pryvodom. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 50, 54-76. Retrieved from http://ena.lp.edu.ua:8080/bitstream/ntb/37121/1/8_54-76.pdf (in Ukrainian).
- [13] Marinelli, J., & Miller, S. (2017). Feeder design for solids handling. *Chemical engineering*. Retrieved from <http://link.galegroup.com.vlib.interchange.at/apps/doc/A507269073/AONE?u=wash89460&sid=AONE&xid=ceaa3738>.
- [14] Despotovic, Z., Matijevic, M., & Misljen, P. (2015). *Rezonantni vibracioni dozator sa elektromagnetnom pobudom*. University of Belgrade. doi: 10.13140/RG.2.1.2091.1446.
- [15] Volkov, I. V., Styazhkin, V. P., & Mikhaylenko, O. V. (2008). Tiristornye regulatory toka v elektromekhanicheskikh ustanovkakh transportirovaniya i dozirovaniya sypuchikh materialov. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy*, 20, 58. (in Russian).
- [16] Afanas'ev, A. I., & Suslov, D. N. (2012). Regime parameters of auto-resonance vibrating feeder with linear motor. *Refractories and Industrial Ceramics*. doi: 10.1007/s11148-012-9453-y.
- [17] Hsieh, W. H., Lin, G. H., & Tsai, C. H. (2013) Kintmatic analysis of a novel vibratory bowl feeder. *Vibroengineering PROCEDIA*, 2, 92-97.
- [18] Baird, R. K. (2002) & Patent No.: US 6,471,040 B1. USA: FMC Technologies, Inc., Chicago, IL (US).
- [19] Bracacescu, C., & Popescu, S. (2009) Considerations on kinematics and dynamics of shaking sieves electromagnetically driven. *Proceedings of the 3-rd International Conference on Computational Mechanics and Virtual Engineering*, 596-601. Brasov, Romania.

- [20] Bracacescu, C., Sorica, C., Manea, D., Ivanku, B., & Popescu, S. (2014). Theoretical researches on kinematic and dynamics of vibrating sieves electromagnetically driven. *ACTA Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering*, 4(7), 75-78.
- [21] Kurita, Y., & Umezuka, S. (2009). Separation and transportation of works using elliptical vibration (the case of vertical vibration over the jump limit). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 75(752), 874-881.
- [22] Rimai, B. E. (2013) High amplitude, low frequency, vibrational parallel manipulation and assembly of mechanical devices. A dissertation submitted to the faculty of Purdue University in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. West Lafayette, Indiana.
- [23] Povidailo, V. O., & Havrylchenko, O. V. (2000). Vibratsiini mizhoperatsiini nahromodzhuvachi na osnovi transportno-manipuliuiuchykh moduliv. *Lviv Polytechnic National University Institutional Repository*. Retrieved from <http://ena.lp.edu.ua/handle/ntb/8660/>. (in Ukrainian).
- [24] Bazhenov, Yu. M. (1987). *Tekhnologiya betona: Ucheb. posobie dlya tekhnol. spets. stroit. vuzov. 2-e izd., pererab.* Moscow: Vysshaya Shkola Publishers (in Russian).
- [25] Ratushniak, H. S., & Slobodian, N. M. (2007). *Vibrosylova tekhnolohiia formuvannia dekoratyvnykh betonnykh vyrobiv*. Vinnytsia: Universum-Vinnytsia. (in Ukrainian).
- [26] Virnyk, M. M., Isakovych-Lototskyi, R. D., & Veselovska, N. R. (2007). *Vibratsiini ta vibroudarni protsesy i mashyny u lyvarnomu vyrobnytstvi*. Vinnytsia: Universum-Vinnytsia. (in Ukrainian).
- [27] Savelov, D. V. (2015). To question of determination of between's by kinematics parameters at vibro-static compaction of powder-like purveyances. *Vibration in engineering and technology*, 2(78), 52-55.
- [28] Lanets, O. S., Borovets, V. M., Shpak, Ya. V., & Lozynskyi, V. I. (2015). Syntez konstruktsii ta doslidzhennia roboty rezonansnogo dvomasovoho vibratsiinoho stola z elektromahnitnym pryvodom. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 49, 36-60. Retrieved from <http://science.lpnu.ua/sites/default/files/journal-paper/2017/jun/3431/avtomatyzac2015497.pdf>.
- [29] Hurskyi, V. M., & Kuzo, I. V. (2015). Ratsionalnyi syntez dvochastotnykh rezonansnykh vibratsiinykh mashyn. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 49, 8-17. (in Ukrainian).
- [30] Nazarenko, I. I. (2002). Teoriia i praktyka stvorennia mashyn budyndustrii na osnovi syntezy system "mashyna – seredovyshe". *Tekhnika budivnytstva*, 13, 6-14. (in Ukrainian).
- [31] Nazarenko, I. I., Baranov, Yu. O., & Basarab, V. A. (2013). The investigation of interaction of concrete mix with working platform of electromagnetic shock vibration setting. *Vibration in engineering and technology*, 3(71), 55-60.
- [32] Basarab, V. A. (2015). Doslidzhennia polichastotnoho rezhymu kolyvan elektromahnitnoi udarno-vibratsiinoi systemy. *Tekhnika budivnytstva*, 34, 25-29. (in Ukrainian).
- [33] Hurskyi, V. M., Shpak, Ya. V., & Kuzo, I. V. (2016). Realization of the super-resonance vibrations in vibro-impact machine with pulse drive. *Vibration in engineering and technology*, 3(83), 21-28.
- [34] Havrylchenko, O. V., & Zakharov, V. M. (2013). Analiz verstativ vibrovykinchuvalnoi dovodky. *Vibration in engineering and technology*, 2(70), 88-92. (in Ukrainian).
- [35] Lanets, O. S., Shpak, Ya. V., Sholovii, & Yu. P. (2007). Mizhrezonansni vibratsiini prytyralni mashyny z elektromahnitnym pryvodom, rozrobleni na osnovi efektu "nulovoi zhorstkosti". *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 41, 41-48. (in Ukrainian).
- [36] Silin, R. I., Tretko, V. V., & Hordieiev, A. I. (2014). Study of dynamic model resonant vibrating machines for lapping flat surfaces. *Vibration in engineering and technology*, 2(74), 89-92.
- [37] Gludkin, O. P., Yengalychev, A. N., Korobov, A. I., Tregubov, Yu. V., & Korobova A. I. (Red.). (1987). *Ispytaniya radioelektronnoy, elektronno-vychislitel'noy apparatury i ispytatel'noe oborudovanie: Ucheb. posobie dlya vuzov*. Moskva: Radio i svyaz. (in Russian).
- [38] Zhou, L., Han, J., & Ji, G. (2014). Optimum design of new high strenth electrodynamic shaker in broad work frequency range. *Journal of Vibroengineering*, 16(5), 2552-2562.
- [39] Zhou, L., & Han, J. (2015). Optimum design of electrodynamic shaker's support spring to improve low frequency performance. *Journal of Vibroengineering*, 17(1), 346-356.
- [40] *Integrirovannyi servoprivod SPS10*. (2018). Retrieved from <http://www.servotechnica.ru/catalog/type/brand/index.pl?id=18>. (in Russian).

- [41] *Ispytaniya na prochnost uteplitelya "Penoizol"*. (2018). Retrieved from <http://izol.at.ua/news/2009-03-18-9>. (in Russian).
- [42] Koch, U., Wiedemann, D., & Ulbrich, H. (2009). Decoupled decentral control of electromagnetic actuators for car vibration excitation. *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics*. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/document/4957122>.
- [43] Koch, U., Wiedemann, D., Sundqvist, N., & Ulbrich, H. (2009). State-space modelling and decoupling control of electromagnetic actuators for car vibration excitation. *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics*. Malaga, Spain. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/xpl/mostRecentIssue.jsp?punumber=4914928>.
- [44] Silin, R. I., & Hordieiev, A. I. (2009). Vibratsiine obladnannia dlia kavitatsiino-mahnitnoi obrobky vody. *Avtomatyzatsiia vyrobnychkyh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, 43, 33-43. (in Ukrainian).
- [45] Shevchuk, L. I., Aftanaziv, I. S., & Strohan, O. I. (2011). Vibratsiinyi elektromahnitnyi kavitor rezonansnoi dii. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 45, 374-379. (in Ukrainian).
- [46] Silin, R. I., & Hordieiev, A. I. (2013). *Vibration machine to change properties water*. *Vibration in engineering and technology*, 4(72), 123-128.
- [47] Yatsun, S. F., Myshchenko, V. Ya., & Sukhochev, A. V. (2004). Yssledovanye dynamyky peremeshyvaiushchykh ustroystv s elektromahnytnim vybropryvodom. *Vibration in engineering and technology*, 3(35), 149-150. (in Russian).
- [48] Pryadilov, A. V. (2006). Proektirovanie elektromagnitnoy vibratsionnoy ustanovki s izmenyaemoy chastotoy kolebaniy. (Dis. Candidate in Engineering sciences). Togliatti state university, Togliatti (in Russian).
- [49] Sun, F., & Chen, Z. B. (2006). Libration controller of electromagnetic vehicle vibrator. *Journal of Physics: Conference Series*, 48, 593-597.
- [50] Besh, A. N., & Zadorozhnyi, N. A. (2011). Requirements to electric drive of systems for vibro-stabilizing processing of cast and welded frame parts in machine-building industry. *Naukovi pratsi Donetskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu*, 11(186), 50-53.
- [51] Despotovic, Z., & Ribic, I. (2012). *The control of electromagnetic vibratory actuator for efficient flow of dust particulate from the collecting hoppers of electrostatic precipitators*. Serbia: Institute "Mihajlo Pupin", University of Belgrade. Retrieved from <http://e2012.drustvo-termicara.com/papers/download/17>.
- [52] Santos, F. L., Queiros, D. M., Calvalho Pinto, F. A., & Santos, N.T. (2010). Analysis of the coffee harvesting process using an electromagnetic shaker. *Acta Scientiarum. Agronomy*, 3(32), 373-378.
- [53] Jasinskas, A., Sarauskis, E., Domeika, R., Viselga, G., Kucinskas, V., & Vaiciukevicius, E. (2015). Research on herbaceous plants compaction in container stores using vibrating compactors. *Journal of Vibroengineering*, 17(5), 2247-2259.
- [54] Kim, J., Kim, J., Jeong, S., & Han, B. (2012). Design and experiment of an electromagnetic vibration exciter for the rapping of an electrostatic precipitator. *Journal of Magnetism*, 17(1), 61-67.
- [55] Babychev, A. P., Dedone, E., & Derevenko, Y. A. (2014). Improvement for the process of disassembling pressed joints (connections) using vibrowave exposure in the process of repairing and recycling or utilization of machine building engineering products. *Vibration in engineering and technology*, 1(73), 54-60.
- [56] Chubyk, R. V., & Horbatiuk, R. M. (2013). Peredumovy stvorennia ta perspektyvy rozvytku adaptivnykh tekhnologichnykh mashyn dlia vibroabrazivnoi obrobky detalei. *Vibration in engineering and technology*, 2(70), 141-152. (in Ukrainian).
- [57] Horbatiuk, R. M., Kyliivnyk, M. M., Chubyk, R. V., & Skvarok, Yu. Yu. (2014). Automatic machine for machining parts vibroabrasive. *Vibration in engineering and technology*, 3(75), 57-64.
- [58] Kalynovska, O. P., Boiko, O. O., & Strohan, I. I. (2009). *Heometrychna i strukturna kharakterystyka vibratsiinykh ustanovok*. Materialy VIII vidkrytoi naukovo konferentsii profesorsko-vykladatskoho skladu Instytutu prykladnoi matematyky ta fundamentalnykh nauk, prysviachena 165-richchiu Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika". Lviv: Vydavnytstvo NU "Lvivska politekhnika". (in Ukrainian).
- [59] Deinychenko, H. V., Huzenko, V. V., & Mazniak, Z. O. (2017). Use vibration exposure during in the process of membrane concentration food liquids. *Vibration in engineering and technology*, 1(84), 22-28.
- [60] Dudnykov, A. A., Belovod, A. Y., Kelemesh, A. A., & Pasiuta, A. H. (2015). Vibration hardening treatment in technological processes. *Vibration in engineering and technology*, 4(80), 143-146.

- [61] Isakovych-Lototskyi, R. D., & Liubyn, V. S. (2013). Ground of efficiency of processes of dehydration by means of oscillation and vibroshock loading. *Vibration in engineering and technology*, 4(72), 96-100.
- [62] Kolchikov, V. I. (2014). Management quality granulated product to reduce dust emissions. *Modern scientific researches and innovations*, 9(1). Retrieved from <http://web.snauka.ru/issues/2014/09/>.
- [63] Bulat, A. F., Naduty, V. P., & Kornienko, V. Ya. (2015). Experience of application of vibration units in the technology of production of amber. *Vibration in engineering and technology*, 4(80), 128-131.
- [64] Naduty, V. P., Sukharev, V. V., & Kostyrya, S. V. (2014). Results of a comprehensive dewatering rock mass on vibration device. *Vibration in engineering and technology*, 1(73), 88-93.
- [65] Svetkina, Ye. Yu., Lisitskaya, S. M., & Franchuk, V. P. (2016). Use vibroactivation for regeneration limestone waste food production. *Vibration in engineering and technology*, 3(83), 207-212.
- [66] Svetkina, O. Yu., Franchuk, V. P., Bogdanov, O. O., & Lisitska, S. M. (2017). Use of vibrotechnology for intensification of mechanochemical of activating and dehydration of limestone. *Vibration in engineering and technology*, 4(87), 82-86.
- [67] Franchuk, V. P., Antsiferov, A. V., & Shevchenko, A. Ye. (2014). Using of vibration to increase the efficiency of filtration of deep-sea organic mineral sediments of the black sea. *Vibration in engineering and technology*, 136-144.
- [68] Tsurkan, O. V., Herasymov, O. O., Rymar, T. I., & Stanislavchuk, O. V. (2014). Hydrodynamics of process filtration dehydration freshly peeled pumpkin seeds with vibration activa. *Vibration in engineering and technology*, 2(74), 138-144.
- [69] Nazarenko, I. I., & Martyniuk, I. Yu. (2014). Stabilization of vibration table operating conditions for making up small-sized products. *Vibration in engineering and technology*, 4(76), 73-79.
- [70] Nazarenko, I. I., & Ruchynskyi, M. M. (2011). Vibratsiini mashyny tekhnolohichnoho pryznachennia iz bahatorezhymnymi zakonamy rukhu. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 45, 329-335. (in Ukrainian).
- [71] Nazarenko, I. I., Ruchynskyi, M. M., & Sviderskyi, A. T. (2017). *Stvorennia enerhoefektyvnykh vibromashyn budindustrii*. Materialy XVI Mizhnarodnoi nauko-tekhnichnoi konferentsii "Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh". Vinnytsia: Vinnytsia National Technical University. (in Ukrainian).
- [72] Volkov, I. V., Styazhkin, V. P., & Mikhaylenko, O. V. (2009). Povyshenie tekhnologicheskoy effektivnosti vibratsionnykh transportiruyushchikh mashin sredstvami avtomatizirovannogo vibroelektroprivoda. *Scientific Bulletin of National Mining University*, 4, 74-77. (in Russian).
- [73] Yanovych, V. P., Drachyshyn, V. I., Palamarchuk, V. I., & Syzova, T. Yu. (2015). Experimental evaluation frequency response vibroconveyor technological machine. *Vibration in engineering and technology*, 2(78), 145-150.
- [74] Lanets, O. S., Kochan, T. I., & Lozynskyi, V. I. (2009). Obgruntuvannia efektyvnosti ta parametrychnykh osoblyvosti vysokoeffektyvnykh mizhrezonansnykh vibratsiinykh mashyn z elektromahnitnym pryvodom. *Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation*, 43, 17-32. (in Ukrainian).
- [75] Bleshchik, N. P. (1977). *Strukturno-mekhanicheskiye svoystva y reolohiya betonnoi smesy y pressvakuumbetona* (p. 231). Mynsk: Nauka y tekhnika. (in Russian).
- [76] Chubyk, R. V., & Yaroshenko, L. V. (2011). *Kerovani vibratsiini tekhnolohichni mashyny*. Vinnytsia: VNAU. (in Ukrainian).
- [77] Despotovic, Z., & Ribic, A. (2012). The increasing energy efficiency of the vibratory conveying drives with electromagnetic excitation. *International Journal of Electrical and Power Engineering*, 6(1), 38-42. Doi: 10.3923/ijepe.2012.38.42.
- [78] Sinik, V., Despotovic, Z., & Palinkas, I. (2016). Optimization of the operation and frequency control of electromagnetic vibratory feeders. *Elektronika ir Elektrotehnika*, 1(22), 24-30. Doi: 10.5755/j01.eee.22.1.14095.
- [79] Maslov, A. G., Itkin, A. F., Salenko, & Yu. S. (2014). Vibratsionnye mashyny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnykh smesey. Kremenichug: ChP Shcherbatykh A. V. (in Russian).
- [80] Palamarchuk, I. P., Yanovych, V. P., & Kupchuk, I. M. (2015). Experimental evaluation of energy parameters vibration rotary crusher of starch raw materials in the alcohol industry. *Vibration in engineering and technology*, 3(79), 133-136.
- [81] Zav'ialov, V. L., Yanovych, V. P., Drachyshyn, V. I., & Palamarchuk, V. I. (2015). Experimental evaluation power characteristics of vibroconveyor technological machines. *Vibration in engineering and technology*, 3(79), 79-85.

- [82] Balan, H., Tirnovan, R., & Buzdugan, M.I. (2014). Commutation technique in the supply of electromagnetic actuators. *IET Power Electronics*, 7(1), 132-140. doi: 10.1049/iet-pel.2013.0172.
- [83] Balan, H., Chindris, M., Vadan, I., Botezan, A., & Proca, V. (2007). Frequency converter energetic performances analysis. *Proceedings of the International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics and Electromotion Joint Conference*, 195-198. Bodrum, Turkey. Doi: 10.1109/ACEMP.2007.4510500.
- [84] Balan, H., Buzdugan, M. I., Chiorean, C., & Karaissas, P. (2012). Reduction of the distortion current factor of the current drawn by the electromagnetic vibrators supplied at variable frequency. *Materials Science Forum*, 721, 275-280. Doi: 10.4028/www.scientific.net/MSF.721.275.
- [85] Holenkov, H. M., Parkhomenko, D. I. (2014). The electromechanical propulsion performance characteristics of coaxial-linear motor with constant magnets and magnet bracket. *Tekhnichna elektrodynamika*, 6, 56-59.
- [86] Chernyshov, M. M. (2000). Elementy system z postiiny my mahnitamy dlia keruvannya vibratsiiny my prystroiamy. (Dis. Candidate in Engineering sciences). The Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv. (in Ukrainian).
- [87] Despotovic, Z., Stojilkovic, Z. (2007). Power converter control circuits for two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive: simulations and experimental results. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 54(1), 453-466. Doi: 10.1109/TIE.2006.888798.
- [88] Yagi, S., & Nin, Sh. (1995). Patent No. 5,472,079. USA. Yoshida Kogya K.K., Tokyo, Japan.
- [89] Chubyk, R. V., & Yaroshenko, L. V. (2008). Prystrii keruvannya elektromahnitnym vibropryvodom adaptivnykh vibratsiinykh tekhnolohichnykh mashyn. *Vibration in engineering and technology*, 3(52), 30-35. (in Ukrainian).
- [90] Saienko, L. V. (2006). Vibropres z dvochastotnym pryvodom puansona dlia formuvannya dribnoshtuchnykh betonnykh vyrobiv. (Dis. Candidate in Engineering sciences). Kharkivskiy derzhavnyi tekhnichnyi universytet budivnytstva ta arkhitektury, Kharkiv. (in Ukrainian).
- [91] Shovkun, A., Kozbur, I. (2016). Electromagnetic vibratory feeder drive. *Materialy XIX naukovo i konferentsii TNTU im. Iv. Puliuia*. Ternopil: TNTU (in Ukrainian).
- [92] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (1997). Self-excited driving of electromagnetic-type vibratory machine. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 1, 63(605), 35-40.
- [93] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (2001). Resonance property and driving system of vibratory machine with regard to reaction of work. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 1, 66(641), 38-44.
- [94] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (2005). Driving at resonance point of elliptical vibratory machine using frequency entrainment. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 12, 71(12). 3381-3387.
- [95] Babitsky, V. I., Sokolov, I. J. (2007). Autoresonant homeostat concept for engineering application of nonlinear vibration modes. *Nonlinear Dynamics*, 50, 447-460. doi: 10.1007/s11071-006-9181-2.
- [96] Sokolov, I. J., Babitsky, V. I., Halliwell, N. A. (2007). Autoresonant vibro-impact system with electromagnetic excitation. *Journal of sound and vibration*, 308, 375-391. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.04.010>.
- [97] Chubyk, R. V., & Yaroshenko, L. V. (2008). Metod stabilizatsii tekhnolohichno optymalnykh parametriv vibratsiino ho polia adaptivnykh vibratsiinykh tekhnolohichnykh mashyn. *Vibration in engineering and technology*, 2(51), 57-60. Retrieved from <http://vsau.vin.ua/repository/getfile.php/2302.pdf> (in Ukrainian).
- [98] Yiyang, Ch., & Wei, Ch. (2012). Design of highly precise automatic weight measure system based on CS5532. *Proceedings of International Conference on Intelligent System Design and Engineering Application*, 1217-1219. China: IEEE. Doi: 10.1109/ISdea.2012.600.
- [99] Winncy, Y.Du. (1999). *Real-time robust feedback control algorithms for vibratory part feeding*. A thesis presented to the Academic Faculty in partial fulfillment of the requirements for the degree Doctor of Philosophy in mechanical engineering. USA. Georgia Institute of Technology.
- [100] Kurita, Y., Matsumura, Y., Masuda, T., Okamoto, Y., & Yurugi, F. (2009). High speed fixed-quantity supply of works by intermittent drive of vibration transportation machine (realization by velocity feedback control). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C. №6*, 75(754). 1610-1617. Doi: 10.1299/kikaic.75.1610.
- [101] Misljen, P., Tanaskovic, M., Despotovic, Z., Matievic, M. (2018). Controlling electromagnetic vibrating feeder by using a model predictive control algorithm. *Interciencia Journa*, 43(10), 31-47.
- [102] Bernyk, P. S., Chubyk, R. V., & Taianov, S. A. (2005). Alhorytm dlia vyznachennia chastoty ta amplitudy kolyvan vibromashyn. *Vibration in engineering and technology*, 2(40), 1-6. (in Ukrainian).

- [103] Doi, T., Yoshida, K., Tamai, Y., Kono, K., Naito, K., & Ono, T. (2001). Feedback control for electromagnetic vibration feeder (Applications of two-degrees-of-freedom proportional plus integral plus derivative controller with nonlinear element). *JSME International Journal. Series C*, 1(44), 44-52. doi: <https://doi.org/10.1299/jsmec.44.44>.
- [104] Despotovic, Z., Ribic, A., & Sinik, V. (2013). Modelling and control of electromagnetic vibratory actuator applied in vibratory conveying drives. *Conference: XII International Scientific – Professional Symposium Infoteh – Jahorina*, 12, 1049-1054.
- [105] Thesling, W. H. (1999). Patent No. 5,883,478.USA. TS Engineering Inc., Eastlake, Ohio.
- [106] Misljen, P., Mitrovic, R., Despotovic, Z., & Matievic, M. (2015). *SCADA application for control and monitoring of vibratory feeder*. Proceedings of 2nd International Conference on Electrical, Electronic and Computing Engineering IcETRAN. Retrieved from https://www.academia.edu/12931040/SCADA_Application_for_Control_and_Monitoring_of_Vibratory_Feeder?auto=download.
- [107] Mitrović, R. B., Mišljen, P. J., Despotović, Ž. V., & Matijević, M. S. (2016). Implementacija algoritama upravljanja rezonantnog vibracionog dozatora na Simatic S7-1200 iz MATLAB Simulink okruženja. *Tehnika – mašinstvo*, 1(65), 64-69. doi: 10.5937/tehnika1601064M.
- [108] Bolotina, V. V. (Ed.). (1978). *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t. T. 1. Kolebaniya lineynykh sistem*. Moskva: Mashinostroenie. (in Russian).
- [109] Ho, J. H., Nguen, V. D., & Woo, K. Ch. (2011). Nonlinear dynamics of a new electro-vibro-impact system. *Nonlinear Dynamics*, 63, 35-49. Doi: 10.1007/s11071-010-9783-6.
- [110] Baskakov, A. V. (2004). *Avtomatyzatsiya vybroploshchadky dlia proghrammnoho upravleniya napravlenyem y chastotoi kolebaniy uplotniaemoi betonnoi smesy*. (Dis. Candidate in Engineering sciences). Samarskaya gosudarstvennaya arkhitekturno-stroitel'naya akademiya, Samara. (in Russian).
- [111] Borovets, V. M., & Borovets, Ya. V. (2016). Influence of the working environment on the kinematics of vibrating machines. *Vibration in engineering and technology*, 2(82), 10-15.
- [112] Nesterenko, M. P., Ped, D. S. (2009). Matematychni modeliuvannia vibratsiinykh mashyn dlia formuvannia zalizobetonnykh vyrobiv z urakhuvanniam vplyvu betonnoi sumishi na robochyi orhan. *Scientific journal "Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University"*, 1(54), 78-80. (in Ukrainian).
- [113] Nazarenko, I. I. (1993). *Prikladnye zadachi teorii vibratsionnykh sistem: Ucheb. posobie*. Kiev: ISIO. (in Russian).
- [114] Nazarenko, I. I. (2005). Mashyny i obladnannia tekhnolohichnykh protsesiv. *Tekhnika budivnytstva*, 17, 4-13. (in Ukrainian).
- [115] Olshansky, V. P., Burlaka, V. V., Slipchenko, M. V., & Malets, O. M. (2017). About the motion of a grain mixture on a flat vibrosieve. *Vibration in engineering and technology*, 2(85), 20-27. Retrieved from <http://vibrojournal.vsau.org/files/pdfa/3644.pdf>.
- [116] Hurskyi, V. M., Lanets, O. S., Shpak, Ya. V., & Lozynskyi, V. I. (2011). Vplyv neliniinosti zusyllia elektromahnitnoho pryvodu na dynamiku vibratsiinykh mashyn. *Vibration in engineering and technology*, 1(61), 25-31. (in Ukrainian).
- [117] Thai, T. M. (2012). The character of amplitude-frequency curves of Electromagnetic vibrator, powered by pulsating current source. News of the Tula state university. *Technical sciences*, 9, 153-158.
- [118] Bozhko, A. Ye., Belykh, V. I., Ivanov, Ye. M., Myagkokhleb, K. B., & Bozhko, A. Ye. (Ed.) (2010). *Prikladnaya teoriya upravleniya elektromagnitnymi vibrovzbudytelyami: monografiya*. Kharkov: National University "Kharkiv Polytechnic Institute". (in Russian).
- [119] Belhaq, M., Bichri, A., Hagopian, J., Mahfoud, J. (2011) Effect of electromagnetic actuations on the dynamics of a harmonically excited cantilever beam. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 46(6), 828-833. doi: 10.1016/j.ijnonlinmec.2011.03.001.
- [120] Bozhko, A. E. (2008). O korrektyve v tiahovom uslyly elektromahnytnoho vybrovzbudytelia. *Dopovidi Natsionalnoi akademii nauk Ukrainy*, 4, 111-113. (in Russian).
- [121] Misljen, P. J., Despotovic, Z. V., & Matijevic, M. S. (2016). Modeling and control of bulk material flow on the electromagnetic vibratory feeder. *Automatika*, 4(57), 936-947.
- [122] Vyshtak, T. V., Kondratenko, I. P., & Rashchepkin, A. P. (2011). Electrical parameters and forces of the electromagnetic oscillator for continuous casting machines of billets. *Tekhnichna elektrodynamika*, 2, 57-63.

- [123] Milykh, V. I., Tkachenko, S. V. (2010). Mathematical providing of numerical analysis of impulsive excitation of linear electric motor with two-parameter function of magnetic flux linkage. Scientific journal "Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University", 3(2), 70-73.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вібраційне обладнання широко використовується у складі автоматизованих виробничих ліній для забезпечення різних технологічних процесів [1]. Найбільш розповсюдженим є вібраційне обладнання з дебалансним, ексцентриковим, електромагнітним, пневматичним та гідравлічним приводами. Але останнім часом саме електромагнітний вібраційний привід привертає найбільшу увагу дослідників як найбільш перспективний. У порівнянні з іншими типами приводів він має низку переваг [1–3]:

- простота регулювання амплітуди коливань робочого органа незалежно від частоти;
- простота отримання прямолінійних коливань;
- простота формування різних траєкторій коливань за допомогою двох вібраторів;
- простота синхронізації вібраторів;
- висока енергетична ефективність при роботі в режимах, близьких до резонансного;
- відсутність проблеми проходження резонансу під час пуску та зупинки;
- висока надійність і довговічність завдяки відсутності рухомих механічних з'єднань;
- низький рівень шуму.

Тому актуальною проблемою є розвиток електромагнітного вібраційного приводу та розширення його сфери застосування з метою підвищення енергетичної ефективності, надійності, робочого ресурсу та якості роботи сучасного вібротехнологічного обладнання.

МЕТА РОБОТИ — аналіз основних принципів забезпечення його енергетичної ефективності й огляд сучасних систем автоматичного керування частотою та амплітудою електромагнітного вібраційного приводу, а також аналіз математичних моделей і методів дослідження електромагнітного вібраційного приводу з визначенням перспективних напрямків розвитку.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Сфери застосування електромагнітного вібраційного приводу

У сучасній техніці вібраційні установки з електромагнітним приводом забезпечують такі технологічні операції, як транспортування і дозування сипких матеріалів, вібраційне розділення, орієнтування деталей, ущільнення сумішей та багато інших.

Найбільш широкою сферою застосування електромагнітного вібраційного приводу на сьогодні є вібраційні конвеєри (транспортери) [4–10] та живильники (дозатори) [9–17].

Вібраційні конвеєри використовуються переважно для транспортування сипких матеріалів, таких, як

зерно, або твердих матеріалів різних фракцій, таких, як руда, вугілля тощо. Перевагами вібраційного методу транспортування є відсутність зношення вантажно-несучого органа, можливість роботи з абразивними, гарячими й хімічно активними речовинами, можливість суміщення процесу транспортування з просушкою, віянням та іншими технологічними процесами.

Особливу групу вібраційних транспортуючих пристроїв складають вібраційні живильники, що забезпечують дозовану подачу матеріалу. Живильники можуть працювати в режимі постійної подачі із заданою швидкістю або в повторно-короткочасному режимі, забезпечуючи подачу матеріалу окремими дозованими порціями. Обидва режими потребують точного керування амплітудою коливань, тому зазвичай у вібраційних живильниках використовують електромагнітний привід із системою автоматичного керування [18].

Важливий технологічний процес багатьох виробництв — очищення і сепарування сипучої сільськогосподарської сировини, що полягає у відділенні сторонніх домішок від вихідного сипучого матеріалу та поділі останнього на окремі фракції [5]. Для забезпечення такого процесу застосовують вібраційні сепаратори, що містять одне або декілька віброуючих сит [19, 20] і працюють за принципом, схожим на принцип дії вібраційних конвеєрів та живильників. Основна вимога до таких пристроїв — забезпечення високої продуктивності при мінімальній ушкодженості зерен. Для цього використовують спеціальні форми отворів сит, а також спеціальне налаштування параметрів вібрації. Тому поряд з інерційним та ексцентриковим приводами на вібраційних сепараторах первинної обробки насіння зернових також застосовується регульований електромагнітний привід [20].

Вібраційне розділення використовується також у багатьох інших технологічних процесах, наприклад при сортуванні електронних компонентів. При цьому, як показано у роботі [21], необхідно створювати вібрації спеціальної еліптичної форми, що також доцільно здійснювати за допомогою електромагнітного приводу, що діє у двох перпендикулярних напрямках з різною амплітудою.

Складальні лінії, на яких відбувається складання виробів, потребують не тільки дозованої подачі деталей, але й їх певної орієнтації у просторі. Для цього застосовуються бункерні вібраційні живильники зі спіральною доріжкою [22].

Транспортно-маніпулюючі модулі з електромагнітним вібраційним приводом виконують операції транспортування виробів та забезпечують їх орієнта-

цію. На основі таких модулів побудовані міжопераційні нагромаджувачі автоматичних ліній [23].

Одна з найпоширеніших сфер використання вібраційної техніки — це ущільнення бетонних сумішей при формуванні бетонних та залізобетонних виробів [24, 25]. Вібрація також застосовується для ущільнення формувальної суміші під час виготовлення форм у ливарному виробництві [26]. Під дією вібрації суміш заповнює порожнини, а частинки повітря та води виходять нагору. Таким чином забезпечується висока міцність виробів. Існує також ущільнення методом вібраційного пресування, яке використовується як для різноманітних сумішей, так і для порошкових заготовок [27].

На сьогодні традиційним у цій сфері є застосування відцентрового вібраційного приводу [1]. Але останнім часом вимоги підвищення якості виробів та продуктивності вібромашин обумовлюють розвиток технологій вібраційного ущільнення в наступних напрямках:

- високочастотне вібрування (частота 100 Гц і вище) [1, 28];
- послідовне вібрування на різних частотах від низької (10...30 Гц) до високої (70...100 Гц) [29];
- полічастотне вібрування [29];
- віброударний режим [30–33].

Реалізація таких режимів за допомогою відцентрового приводу викликає певні труднощі, в тому числі його швидке руйнування [1, 28]. Тому все більшого поширення набувають установки для віброущільнення з електромагнітним приводом [28–33].

При виготовленні прецизійних деталей важливим етапом є викінчувальне доведення їх поверхней [34]. Ця операція виконується на вібраційних притиральних машинах (вібровикінчувальних верстатах). Найбільш ефективними серед вібраційних притиральних машин для двостороннього притирання плоских поверхонь деталей є машини з коловими коливаннями притирів [35]. Коливання по колових траєкторіях забезпечують сталість швидкостей різання в кожній точці робочої поверхні притира, а резонансний електромагнітний привід зручний у керуванні та дозволяє реалізувати процес обробки в широкому діапазоні параметрів і з мінімальними енергетичними затратами [36].

Радіоелектронна апаратура, двигуни та інші технічні вироби перед тим, як потрапляють до споживача, проходять обов'язкові випробування на вібраційну міцність за допомогою спеціальних пристроїв — вібростендів. Найбільше розповсюдження отримали електродинамічні універсальні вібростенди [37–39], які характеризуються широким діапазоном частот (0...104 Гц) та великими зусиллями (більше 104 Н). Вони також забезпечують проведення випробувань на вплив полігармонійної вібрації, випадкової вібрації, різних видів ударів та інших діянь [37].

Але існує багато виробів, які не потребують таких складних вібраційних випробувань. Наприклад, випробування сервоприводів проводиться на частотах від 0 до 70 Гц із прискоренням 1,2 g [40]. Випробування утеплювача “Пеноізол” проводяться методом фіксованих частот у діапазоні 15...100 Гц із амплітудою вібропереміщення 1,5 мм до частоти 20 Гц і амплітудою віброприскорення 1 g після 20 Гц [41]. У таких випадках немає необхідності у застосуванні універсальних електродинамічних вібростендів зі складною та дорогою системою керування. Набагато вигідніше використовувати більш прості та дешеві електромагнітні вібраційні стенди, зокрема, для випробувань автомобілів [42, 43].

Існує багато інших сфер застосування електромагнітного вібраційного приводу. На його основі побудовані установки для кавітаційної обробки води [44–46], перемішувальні пристрої [47], обладнання для проведення вібраційної сейсморозвідки [48, 49], системи вібростабілізуючої обробки литих та зварних деталей [50], очищувачі бункерів від пилу [51] і навіть механізовані пристрої для збору врожаю кави [52].

Є також вібраційні технології, де електромагнітний привід поки що не використовується, але має перспективу застосування. Прикладом може бути вібраційне пресування трав'янистих рослин у контейнери [53]. Цей процес забезпечується вібраційними пристроями з відцентровим приводом. Пристрій містить дебалансні електровібратори, встановлені на вантажі, що знаходиться на поверхні рослинної маси. Під дією сили ваги, а також динамічних вібраційних зусиль рослинна маса ущільнюється, займаючи мінімальний об'єм. Заміна відцентрового приводу електромагнітним сприятиме підвищенню надійності та робочого ресурсу пристрою, а також збільшенню його енергетичної ефективності. Більші габарити і маса приводу — головний недолік електромагнітного у порівнянні з відцентровим — у даному випадку не мають значення, оскільки збільшення маси приводу можна компенсувати зменшенням маси вантажу, а збільшення габаритів буде незначним.

У роботі [54] описано магнітоелектричний вібраційний привід, що видаляє частинки пилу з пластин електростатичного очищувача повітря. Він створює вібрацію пластин амплітудою близько 0,4 мм і частотою 80 Гц, працюючи в дорезонансному режимі (резонансна частота складає близько 109 Гц). З точки зору енергоефективності для цього процесу більш доцільно використовувати електромагнітний резонансний привід. На резонансній частоті 109 Гц потрібне значення вібраційного прискорення буде забезпечуватися при амплітуді коливань близько 0,2 мм і значно меншому електромагнітному зусиллі, ніж на інших частотах. Завдяки цьому енергоспоживання буде значно меншим у порівнянні з магнітоелектрич-

ним приводом, але для забезпечення стійкої роботи в резонансному режимі необхідно автоматично підтримувати задану амплітуду системою керування зі зворотним зв'язком.

Крім того, електромагнітний привід може бути використаний у таких сферах, як розборка пресових з'єднань шляхом застосування віброхвильового діяння [55], віброабразивна обробка деталей [56, 57], вібраційна інтенсифікація тепломасообмінних процесів [58], технології концентрування харчових рідин [59], вібраційна зміцнююча обробка деталей [60], вібраційне та віброударне зневоднення вторинних продуктів харчової та переробної промисловості [61], виробництво гранульованих продуктів [62], вібраційні технології видобутку корисних копалин [63], вібраційне зневоднення гірничої маси [64], віброударна активація і зневоднення вапняку [65, 66], інтенсифікація процесів фільтрування органо-мінеральних осадів [67] та зневоднення насіння [68].

Таким чином, електромагнітний вібраційний привід використовується у багатьох галузях промисловості та має перспективи розвитку і розповсюдження на інші галузі.

Основні принципи побудови енергоефективних електромагнітних вібраційних приводів

Відомо, що найбільша енергетична ефективність електромагнітних вібраційних приводів спостерігається у режимах, близьких до резонансного [36, 69–72], оскільки при цьому приводу доводиться долати тільки силу тертя, а сили інерції та пружності взаємно компенсуються [72]. Основною проблемою, що виникає при побудові резонансних вібраційних установок, є висока чутливість амплітуди коливань до зміни дисипативних властивостей матеріалу і флуктуації резонансної частоти [19, 69, 72, 73].

Можна виділити три основні шляхи розв'язання цієї проблеми при побудові резонансних вібраційних приводів. Перший полягає у проектуванні механіки коливальної системи таким чином, щоб два її резонанси знаходилися поблизу один до одного, а робоча частота — між ними. Такі системи отримали назву міжрезонансних. Іншим шляхом є автоматичне керування частотою та амплітудою вимушених коливань з метою відстеження резонансної частоти й забезпечення стабільної амплітуди. Ще одним способом автоматичної стабілізації резонансного режиму є регулювання резонансної частоти за рахунок зміни жорсткості пружного зв'язку. Розглянемо зазначені способи більш детально.

Міжрезонансні системи. Тримасові вібраційні установки можуть працювати у стійкому білярезонансному режимі при зміні маси навантаження в певному діапазоні. Для цього їхні механічні параметри повинні бути розраховані за спеціальною методикою, наведеною у [1, 74]. Такі установки називають міжрезонансними, оскільки їхня амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) має два близько розташованих один до одного резонанси, а робоча частота знаходиться між ними (рис. 1, крива 1). Збільшення маси оброблюваного матеріалу призводить до зменшення другої резонансної частоти (див. рис. 1, крива 2), але при цьому збільшується і дисипація енергії, тому амплітуда коливань на робочій частоті залишається практично незмінною [1].

Перевагою міжрезонансних систем є відсутність необхідності керування електромагнітними вібраторами: оскільки робоча частота може бути незмінною, їх можна підключити напряму до мережі змінного струму. Якщо для технологічного процесу потрібна частота, некратна частоті мережі, використовується

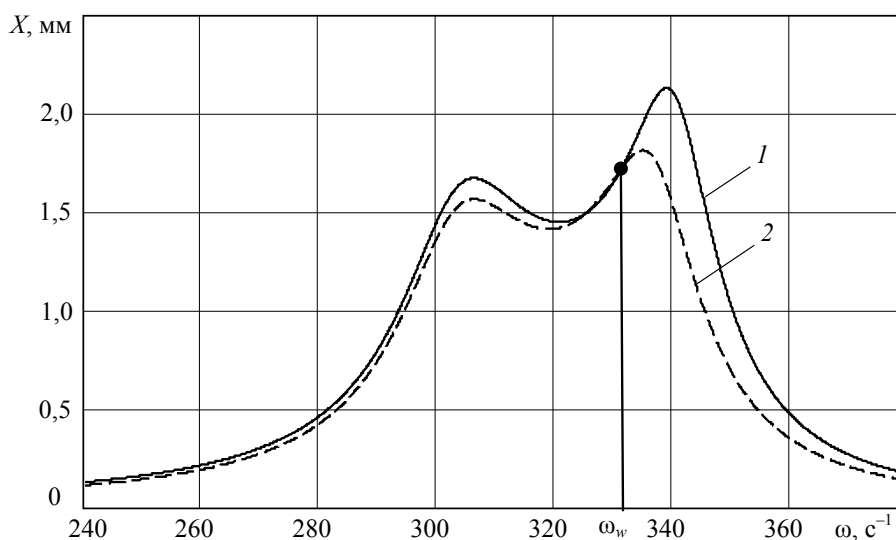


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика міжрезонансної вібраційної установки

перетворювач частоти, але немає необхідності застосування датчиків та керуючого мікропроцесора.

Але такі системи мають і свої недоліки. По-перше, близькість до резонансу досягається тільки у вузькому діапазоні зміни навантаження, а в недовантаженому режимі спостерігається значний відхід від резонансу (див. рис. 1). Тому в технологічних процесах, що супроводжуються значними змінами механічних властивостей матеріалу, практично неможливо забезпечити стабільний білярезонансний режим. До таких процесів належить вібраційне ущільнення бетонної суміші: в ході процесу її жорсткість істотно зростає, а коефіцієнт демпфування зменшується [75].

По-друге, АЧХ з двома близько розташованими резонансами можуть бути отримані тільки при відносно малих величинах жорсткості пружного зв'язку між осердям і якорем електромагніта. Це унеможливає застосування простих за конструкцією і широко розповсюджених однокатних електромагнітних вібраторів та вимагає використання двокатних, які характеризуються складністю конструкції і потребують тонкого налаштування величин повітряних зазорів.

Тому міжрезонансні коливальні системи не є універсальним розв'язанням проблеми підвищення енергетичної ефективності вібраційних приводів. Їх сфера застосування обмежується установками, що характеризуються незначними змінами навантаження.

Системи з автоматичним регулюванням частоти вимушених коливань. Найбільш перспективним способом підтримки стійкого білярезонансного режиму в умовах зміни маси або механічних властивостей оброблюваного матеріалу є автоматичне керування частотою вібрації [76, 77 та ін.]. Для цього жорсткість пружних елементів вібратора обирається таким чином, що резонансна частота установки знаходиться поблизу частоти коливань, необхідної для забезпечення технологічного процесу. Флуктуація резонансної частоти, викликана зміною характеристик навантаження, відстежується системою керування, яка за допомогою перетворювача частоти змінює частоту вимушених коливань таким чином, щоб вона завжди знаходилася поблизу резонансної. Оскільки при цьому частота змінюється в досить невеликому діапазоні, це практично не впливає на якість технологічного процесу. З іншого боку, на частотах, близьких до резонансної, амплітуда коливань визначається в основному демпфувальними властивостями оброблюваного матеріалу [19, 69, 73], які можуть змінюватися в широкому діапазоні. Тому при роботі в білярезонансному режимі слід також автоматично регулювати амплітуду коливань. Одночасне керування амплітудою та частотою електромагнітного вібраційного приводу дає змогу забезпечувати необхідні параметри вібрації при мінімальному енергоспоживанні вібраційного обладнання.

Вважається, що максимальна енергетична ефективність електромагнітного вібраційного приводу має місце на резонансній частоті [76, 78 та ін.]. Така загальноприйнята думка виходить з того, що саме на цій частоті потрібна амплітуда коливань створюється при мінімальній амплітуді змушуючої сили. Але те, що при цьому споживання енергії буде також мінімальним, не є очевидним. Проте у жодній з робіт, присвячених дослідженню енергетичних характеристик вібраційних приводів [79–84], не розглянуто питання визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) електромагнітного вібраційного приводу залежно від частоти вібрації та не знайдено оптимальну частоту за критерієм максимуму ККД. Тому на сьогодні ці задачі залишаються не розв'язаними.

Системи з регулюванням жорсткості підвісу. Ще одним способом автоматичної підтримки білярезонансного режиму коливань є регулювання жорсткості пружного зв'язку за допомогою магнітного підвісу [47, 85, 86]. При цьому частота вимушених коливань залишається незмінною, близькою до резонансної, величина якої регулюється шляхом зміни жорсткості. Перевагами такого способу є стабільність частоти вібрації, а також можливість проведення технологічних процесів послідовно на різних частотах, зберігаючи білярезонансний режим. Недоліками є ускладнення конструкції та збільшення габаритів вібраторів, зниження їх надійності, а також додаткові втрати енергії, необхідні для створення поля магнітної пружини. Це істотно обмежує сферу застосування даного способу.

Таким чином, найбільш перспективними є системи з автоматичним регулюванням частоти вимушених коливань. Вони не вимагають використання складних конструкцій електромагнітних вібраторів та тонкого налаштування механіки вібраційної машини і забезпечують високу енергетичну ефективність вібраційного приводу без значного підвищення його вартості. У разі необхідності проведення технологічного процесу на різних частотах можливе комбіноване використання регулювання частоти вимушених коливань і резонансної частоти із застосуванням елементів з регульованою жорсткістю.

Системи автоматичного керування електромагнітними приводами

Для забезпечення ефективної роботи вібраційного обладнання з електромагнітним приводом система керування повинна виконувати дві основні задачі: автоматичне налаштування віброустановки на резонансний режим шляхом регулювання частоти струму та автоматичну підтримку амплітуди коливань на заданому рівні шляхом регулювання амплітуди напруги на обмотці вібратора. У сучасних системах керування в електромагнітних вібраційних приводах використовуються різні принципи керування частотою та різні закони керування амплітудою вібрації.

На сьогодні існує два основних принципи побудови систем автоматичного налаштування вібраційних систем на резонанс (або білярезонанс) частоту: екстремальне регулювання і фазова автопідстройка частоти.

Екстремальна система керування частотою працює за алгоритмом пошуку максимуму амплітудно-частотної характеристики вібраційної установки [78, 87]. Описаний у [78] алгоритм працює наступним чином. Через рівні проміжки часу визначається поточне значення амплітуди коливань робочого органа, яке порівнюється з попереднім значенням. За наявності зменшення амплітуди відбувається зміна частоти на певну величину. Якщо при цьому амплітуда продовжує зменшуватися, частота змінюється в інший бік. Таким чином, відбувається зміна частоти у напрямку, що відповідає збільшенню амплітуди до тих пір, поки не встановиться новий резонансний режим.

У роботі [88] запропоновано алгоритм пошуку резонансної частоти, який полягає у визначенні максимуму третьої гармонічної складової струму обмотки вібратора, що відповідає максимуму амплітуди відносних коливань якоря та осердя електромагніта. Пошук резонансу відбувається методом сканування шляхом поступового збільшення частоти в заданому діапазоні при зменшеній амплітуді струму. Після цього система працює на фіксованій частоті, що від-

повідає частоті власних коливань установки. Такий алгоритм може бути застосований для установок, де в процесі роботи резонансна частота практично не змінюється та її потрібно визначати тільки перед запуском.

Екстремальні системи керування можуть також виконувати пошук максимуму певного критерію ефективності, наприклад відношення амплітуди коливань до діючого значення струму, що забезпечить максимум ККД.

Перевагою систем екстремального керування частотою вібраційних приводів є можливість безпосереднього впливу на величину певного критерію енергетичної ефективності. Основним недоліком таких систем є великий час налаштування на резонанс. Це обумовлено тим, що в процесі покрокового пошуку екстремуму потрібно після кожного кроку зміни частоти чекати на встановлення амплітуди для її вимірювання.

Система фазової автопідстройки частоти здійснює керування частотою за різницею фаз між коливаннями якоря електромагніта та електромагнітною силою. На рис. 2 наведено функціональну схему пристрою для керування електромагнітним вібраційним приводом, який здійснює керування амплітудою вібрації та автоматично налаштовує систему на резонанс за принципом фазової автопідстройки частоти [89].

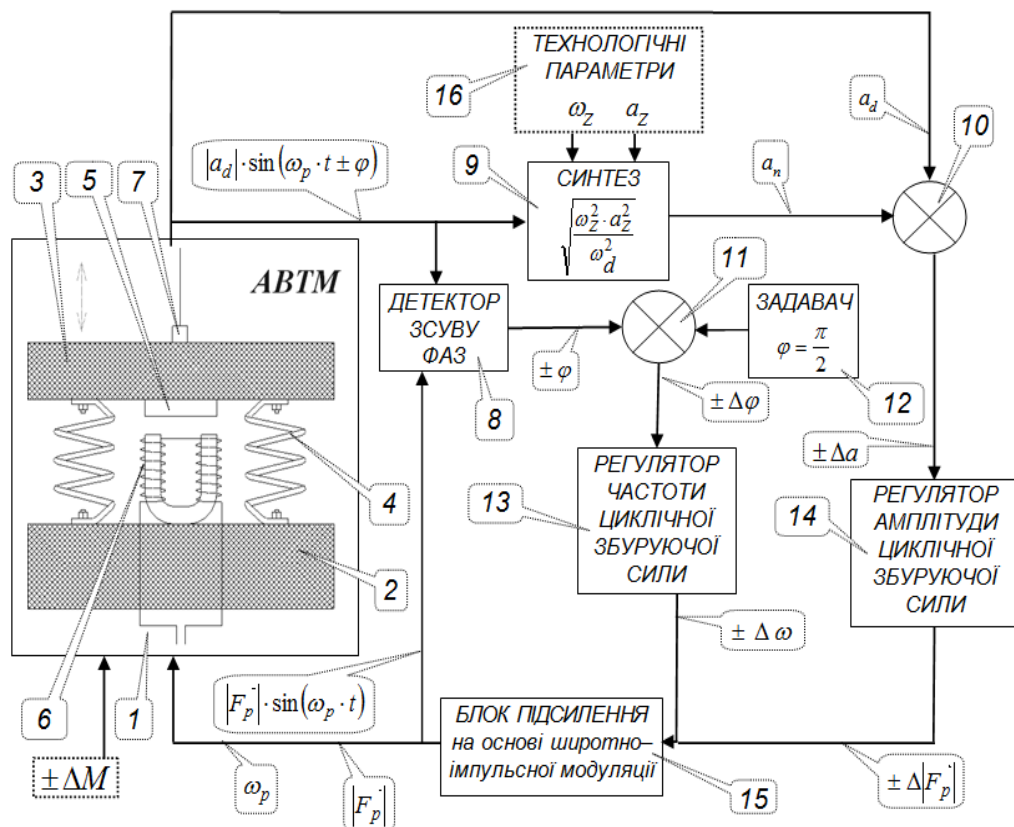


Рис. 2. Функціональна схема пристрою для керування електромагнітним віброприводом [89]

На схемі прийнято наступні позначення: 1 — двомасова адаптивна вібротехнологічна машина; 2 — реактивна маса; 3 — робочий орган; 4 — пружна система; 5 — якір електромагніта; 6 — осердя з обмотками; 7 — акселерометр; 8 — детектор зсуву фаз; 9 — блок визначення приписаного значення вібраційного прискорення; 10 — блок порівняння амплітуд; 11 — блок порівняння зсуву фаз; 12 — елемент завдання приписаного значення зсуву фаз між коливаннями якоря електромагніта та електромагнітною силою; 13 — регулятор частоти; 14 — регулятор амплітуди; 15 — підсилювач; 16 — елемент завдання технологічно оптимальних параметрів вібрації робочого органа.

Контур регулювання частоти працює наступним чином [89]. Детектор зсуву фаз 8 у результаті обробки сигналів з акселерометра і датчика струму визначає фазове зрушення між коливаннями якоря електромагніта та електромагнітною силою. Отримана величина порівнюється з приписаним значенням фазового зрушення, що для резонансного режиму складає $\pi/2$, і визначається величина помилки за фазою. Залежно від сигналу помилки регулятор частоти змінює частоту струму живлення вібратора таким чином, щоб звести помилку до нуля, що відповідає резонансному режиму роботи.

Перевагами системи фазової автопідстройки частоти, у порівнянні із системами екстремального регулювання, є значно більша швидкодія, можливість виходу на резонансний режим без перерегулювання за частотою і без зайвих коливань амплітуди.

Але під час реалізації такої системи часто виникають проблеми точного визначення фазового зрушення через наявність високочастотних складових вібраційного прискорення та електромагнітних перешкод. У роботі [76] розглянуто алгоритм цифрової обробки сигналу з акселерометра, де вплив вищих гармонік виключається шляхом виділення короткочасних переходів сигналу через 0, усереднення відповідних до них моментів часу та обчислення таким чином моментів часу переходів через 0 основної гармонійної складової. Але такий алгоритм може бути застосований лише у випадках, коли вищі гармонійні складові вібраційного прискорення на порядок менші за рівнем, ніж основна гармоніка. У той же час для

багатьох вібраційних установок, таких, як вібростоли для формування залізобетонних виробів, характерна наявність вищих гармонік віброприскорення, сумірних з основною [90]. Тому актуальною залишається задача побудови структури системи фазової автопідстройки частоти, що передбачає цифрову фільтрацію сигналу акселерометра для визначення фази основної гармонійної складової коливань робочого органа.

До систем фазової автопідстройки частоти можна також віднести авторезонансні вібраційні системи [77, 91–96]. Принцип їх дії базується на використанні позитивного зворотного зв'язку, за допомогою якого здійснюється саморозгойдування коливальної системи до певної межі. При цьому на кожному циклі коливань до рухомої маси прикладається сила, яка за фазою збігається зі швидкістю руху. Таким чином, у системі автоматично встановлюється резонансна частота коливань.

На рис. 3 наведено структурну схему авторезонансної вібраційної системи, запропоновану японськими вченими в роботі [92]. На ній прийнято наступні позначення: K — великий коефіцієнт підсилення (теоретично нескінченно великий); s — оператор Лапласа; a — стала, що характеризує динамічні властивості електромагнітної системи; k — коефіцієнт жорсткості пружного підвісу робочого органа віброустановки; c — коефіцієнт в'язкого тертя; m — маса робочого органа; x — координата переміщення.

Алгоритм роботи системи наступний. При переході координати переміщення робочого органа через нульовий рівень (положення статичної рівноваги) здійснюється релейне перемикавання полярності напруги, що подається на обмотку електромагнітного вібратора. Струм в обмотці зростає і досягає максимуму в момент наступного переходу координати через нульовий рівень, коли відбувається наступне перемикавання полярності напруги. Далі струм поступово зменшується до нуля, а в момент наступного переходу x через нуль знову починає збільшуватися. Таким чином, моменти максимуму та мінімуму струму відповідають моментам переходу координати робочого органа через нуль, тому електромагнітна сила за фазою збігається з його швидкістю, що відповідає резонансному режиму роботи. Процес саморозгой-

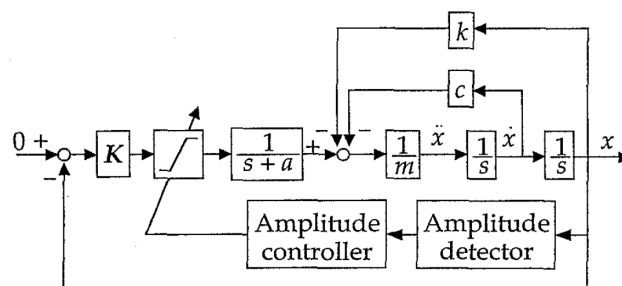


Рис. 3. Структурна схема авторезонансної вібраційної системи [92]

дування коливальної системи закінчується при досягненні амплітудою коливальних заданого рівня, який автоматично підтримується шляхом регулювання границь обмеження напруги (на схемі блок обмеження розташований після ланки підсилення з коефіцієнтом K) [92].

Подібна за принципом дії авторезонансна система запропонована хорватськими дослідниками у роботі [77]. Її відмінність полягає в тому, що керування амплітудою вібрації здійснюється не регулюванням амплітуди прямокутних імпульсів напруги (як у [92–94]), а зміною їх ширини.

У роботах [95, 96] розглядається авторезонансна коливальна система з двотактними електромагнітними вібраторами. Перевагою таких систем є відносна простота структури. Недоліки полягають у наступному. Для запобігання великим сплескам амплітуди вібрації під час відновлення резонансного режиму система керування частотою повинна працювати на порядок повільніше, ніж система керування амплітудою [19, 78]. У розглянутих авторезонансних системах налаштування на резонансну частоту відбувається протягом одного півперіоду коливальних. Така надвисока швидкодія може призводити до великих сплесків амплітуди і навіть нестійкої роботи системи керування амплітудою [78]. Крім того, через наявність вищих гармонічних складових вібрації та електромагнітних перешкод можуть виникати проблеми визначення моментів переходу координати переміщення робочого органа через нульовий рівень.

Таким чином, найбільш перспективними є системи фазової автопідстройки частоти, що забезпечують плавний вихід коливальної системи на резонанс, використовуючи сигнал фазового зрушення і регулятор частоти з певними динамічними властивостями. Для забезпечення стійкості до впливу вищих гармонік вібрації та електромагнітних перешкод така система повинна містити у своїй структурі блок цифрової фільтрації сигналу акселерометра для визначення фази основної гармонічної складової коливальних робочого органа.

Метою керування амплітудою вібрації є підтримка заданих параметрів технологічного режиму. Керування здійснюється за принципом зворотного зв'язку: виміряна величина амплітуди порівнюється з її приписаним значенням, визначається помилка, залежно від якої згідно з певним законом регулювання змінюється амплітудне значення напруги на обмотці вібратора.

Приписане значення амплітуди визначається вимогами технологічного процесу [97]. Наприклад, для вібраційних конвеєрів необхідна амплітуда вібрації визначається залежно від потрібної швидкості транспортування [8].

Для вібраційних установок абразивної обробки деталей застосовується принцип підтримки постій-

ної питомої роботи вібраційного поля, яка визначається добутком квадратів амплітуди та частоти [97]. При зміні частоти приписане значення амплітуди має змінюватися таким чином, щоб питома робота вібраційного поля залишалася постійною і відповідала вимогам технологічного процесу [89].

У вібраційних живильниках може використовуватися головний зворотний зв'язок за виміряною вагою дозованого матеріалу [98], а також за координатою переміщення деталі по робочій поверхні [99]. В останньому випадку контур регулювання амплітуди вібрації є підпорядкованим по відношенню до контуру регулювання координати переміщення. Якщо живильник працює у повторно-короткочасному режимі, для швидкого регулювання амплітуди застосовується зворотний зв'язок за миттєвим значенням швидкості [100].

При використанні замкненого контуру регулювання амплітуди однією з головних задач є її визначення. У роботі [101] для визначення амплітуди коливальних запропоновано алгоритм цифрової обробки сигналу вібраційного переміщення, заснований на обчисленні різниці значень послідовних відліків сигналу і пошуку вибірки, після якої ця різниця змінює свій знак з додатного на від'ємний. При відносно невеликому рівні високочастотних перешкод та вищих гармонічних складових вібрації коливання визначеного значення амплітуди будуть також невеликими.

У роботі [102] розглядається алгоритм визначення амплітуди коливальних шляхом інтегрування модуля вібраційного переміщення відносно положення рівноваги. Подібний алгоритм запропоновано у [103], де здійснюється інтегрування модуля вібраційного прискорення віброконвеєра із застосуванням цифрового рекурсивного фільтра нижніх частот для зменшення впливу високочастотних перешкод та вищих гармонік вібрації на результат визначення амплітуди.

Визначення амплітуди коливальних шляхом інтегрування сигналів вібраційного переміщення або прискорення (з фільтром нижніх частот) доцільно здійснювати, якщо рівень вищих гармонік цих сигналів є істотно меншим у порівнянні з основною гармонічною складовою. Але, як вже було зазначено, форма коливальних робочого органа може суттєво відрізнятися від синусоїдальної. У роботі [90] проведено аналіз осцилограм вібраційного переміщення та прискорення робочого органа вібраційного преса для формування дрібноштучних бетонних виробів. Визначено, що на другій стадії ущільнення коливання робочого органа вібраційного преса містять вищі гармоніки, сумірні з основною гармонічною складовою, а також субгармоніки. Істотна несинусоїдальність коливальних характерна також для вібростолів та інших вібраційних пристроїв, де має місце ударний характер взаємодії робочої поверхні з крупними фракціями матеріалу, що обробляється або транспортується. У таких систе-

мах визначення амплітуди коливань за допомогою одного з розглянутих алгоритмів [101–103] призведе до великих пульсацій отриманого значення амплітуди, що є неприпустимим для забезпечення зворотного зв'язку.

Амплітуда вібрації може також бути визначена за допомогою спостерегачів стану. В роботі [104] розглядається застосування спостерегача Люенбергера в системі керування амплітудою вібраційного конвеєра. Але при цьому зроблено припущення, що коливання робочого органа є гармонічними. Досвід використання спостерегачів стану для визначення амплітуди істотно несинусоїдальних коливань на сьогодні в літературних джерелах не описаний.

У системі керування бункерним вібраційним живильником для подачі та орієнтації деталей, запропонованій у [88], сигнал зворотного зв'язку за амплітудою вібрації формується на підставі визначення амплітуди третьої гармонічної складової струму, яка зумовлена коливаннями якоря електромагніта відносно осердя. Такий спосіб визначення амплітуди коливань має дві переваги. По-перше, застосовується тільки сигнал датчика струму, що дає змогу позбутися датчика вібрації та проблем, пов'язаних з його монтажем. По-друге, третя гармонічна складова струму зумовлена тільки основною гармонікою коливань, тому інші гармонічні складові руху робочого органа не впливають на сигнал зворотного зв'язку. Але таким чином можна визначити амплітуду тільки за умови, що якор електромагніта жорстко кріпиться до робочого органа, а осердя є практично нерухомим. Саме таку одномасову коливальну систему являє собою розглянутий у [88] бункерний вібраційний живильник. Більшість вібраційних пристроїв з електромагнітним приводом має рухоме осердя, тому для них визначити амплітуду вібрації робочого органа тільки за сигналом датчика струму неможливо. Крім того, даний спосіб потребує точної калібровки та виставлення повітряного зазору, що є істотним недоліком. З іншого боку, ідея використання третьої гармоніки струму є перспективною з точки зору її застосування в системі фазової автопідстройки частоти. Але в цьому напрямку дослідження не проводилися.

Таким чином, залишається актуальною задача розробки алгоритму цифрової фільтрації сигналів датчиків вібрації, що дозволить визначити амплітуду основної гармонічної складової істотно несинусоїдальних коливань робочого органа з метою формування сигналу зворотного зв'язку за амплітудою. Також набуває актуальності задача дослідження гармонічного складу струму електромагнітного вібратора в різних режимах роботи з метою використання величини фазового зрушення між гармонічними складовими для керування частотою коливань.

Якість керування амплітудою залежить від структури та параметрів регулятора, на вхід якого надхо-

дить сигнал помилки ε_x за амплітудою вібраційного переміщення, а на виході — амплітудне значення напруги U , що подається на обмотку вібратора. Більшість дослідників у даній області пропонують використання пропорційно-інтегрального (ПІ) регулятора:

$$U(t) = k_p \varepsilon_x(t) + k_i \int_0^t \varepsilon_x(t) dt,$$

де k_p, k_i — коефіцієнти.

При цьому інтегральна складова забезпечує відсутність статичної помилки, а пропорційна — забезпечує необхідну швидкодію.

У роботі [104] розглядається застосування ПІ-регулятора з алгоритмом антисамозбудження. Запобігання виникненню ефекту самозбудження досягається шляхом обмеження вихідного сигналу регулятора.

Якщо сигнал зворотного зв'язку за амплітудою не має великих східчастих змін, для керування можна використовувати пропорційно-інтегрально-диференціальний (ПІД) регулятор. Його застосування в системі керування амплітудою розглянуто в роботах [103, 105–107]. Запропонований у [106, 107] ПІД-регулятор, як і ПІ-регулятор [104], має обмеження вихідного сигналу для запобігання виникненню самозбудження.

У роботі [103] запропоновано комбіновану систему керування амплітудою, де в колі керування помилково використовується ПІД-регулятор, а в колі керування за вхідним діянням — нелінійний ПІД-регулятор (рис. 4).

На схемі прийнято наступні позначення: r — сигнал завдання амплітуди; G_{amp} — сигнал зворотного зв'язку за амплітудою, отриманий шляхом інтегрування модуля вібраційного прискорення віброконвеєра з використанням цифрового рекурсивного фільтра нижніх частот; u_{FB} — вихідний сигнал ПІД-регулятора; u_{FF} — вихідний сигнал нелінійного ПІД-регулятора.

Статична характеристика пропорційного регулятора в колі керування за сигналом завдання визначається як зворотна залежність між амплітудою вібрації робочого органа та амплітудним значенням напруги живлення обмотки вібратора. Диференціальний регулятор є лінійним і має передавальну функцію $\alpha p / (\beta p + 1)$, де α і β — сталі часу, причому $\alpha \gg \beta$ [103].

Застосування комбінованого принципу керування із запропонованими у [103] регуляторами дає змогу досягти високої точності та швидкодії системи керування амплітудою при невеликому перерегулюванні й малій коливальності.

У роботі [101] для керування амплітудою вібраційного живильника запропоновано регулятор на основі прогнозуючої моделі (МРС-регулятор). Вихідний сигнал регулятора визначається на кожному

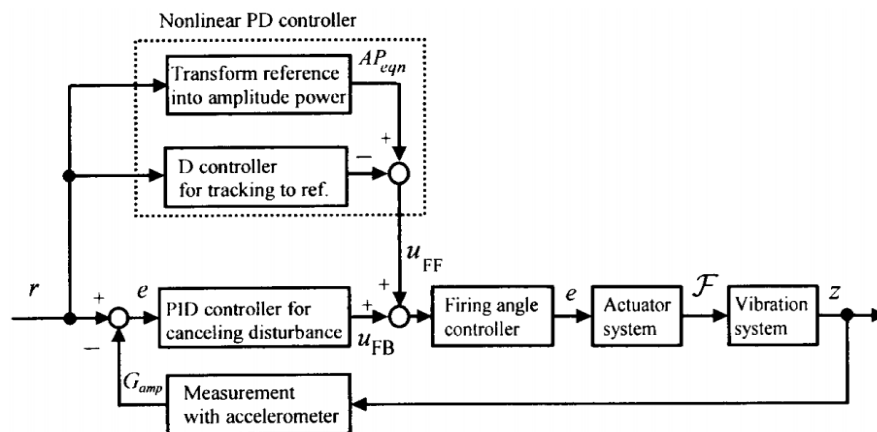


Рис. 4. Структура комбінованої системи керування амплітудою вібраційного живильника [103]

дискретному відліку як оптимальне діяння, що забезпечує мінімум функціоналу, який складається із суми квадратів відхилень прогнозованого значення амплітуди від приписаного та суми квадратів приростів напруги, що подається на обмотку вібратора. Проведене у [101] порівняння динамічних властивостей систем з ПІ- та МРС-регуляторами показало відносно невелику перевагу останнього у швидкодії.

Таким чином, для керування амплітудою вібраційних пристроїв використовуються ПІ, ПІД, МРС та інші регулятори, які в достатній мірі описані в літературних джерелах та забезпечують необхідні для технологічних процесів показники якості керування. Але існуючі на сьогодні алгоритми визначення амплітуди коливань, що потрібні для формування сигналу зворотного зв'язку, не пристосовані до роботи з істотно несинусоїдальними сигналами датчиків вібрації, і тому не можуть бути застосовані для вібраційних установок, де робочий орган знаходиться під впливом істотних ударних навантажень з боку оброблюваного матеріалу.

Математичні моделі та методи розрахунку електромеханічних процесів у вібраційних електромагнітних приводах

Вібраційні установки з електромагнітним приводом складаються з механічної коливальної системи (в загальному випадку — багатомасової), приєднаного до однієї з рухомих мас робочого органа з оброблюваним матеріалом, електромагнітного вібратора і системи керування. При математичному описі механічних коливань вібраційну установку звичайно уявляють динамічною схемою із зосередженими масами, пружними елементами та елементами в'язкого тертя (рис. 5). На схемі позначено: m_j — j -а маса; $b_{j,k}$ і $c_{j,k}$ — відповідно коефіцієнт в'язкого тертя й жорсткості пружного зв'язку між j -ю та k -ю масами при $j \neq k$; c_{jj} — жорсткість пружного зв'язку між j -ю масою і фундаментом; b_{jj} — коефіцієнт в'язкого тертя, пропорційний абсолютній швидкості j -ї маси; n — кількість мас; $F_{j\Sigma}$ — сумарна зовнішня сила, що діє на j -у масу; $j = 0, 1, \dots, n-1$; $k = 0, 1, \dots, n-1$.

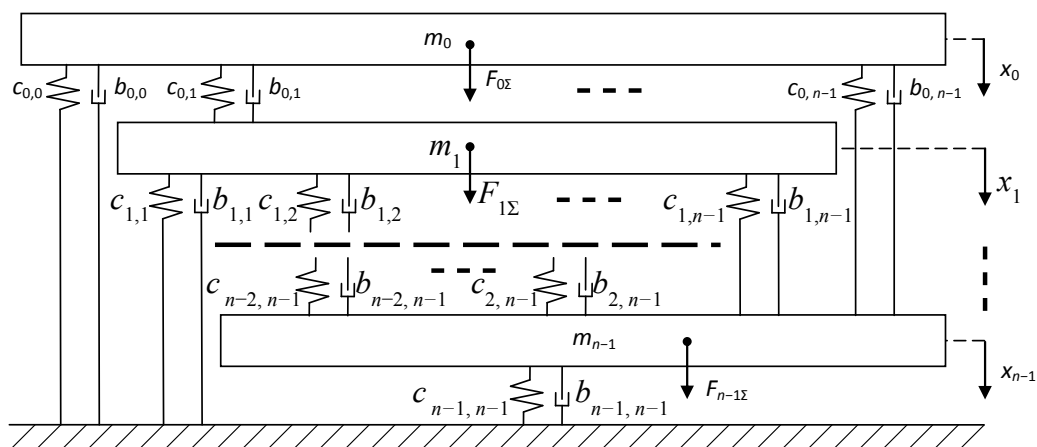


Рис. 5. Узагальнена динамічна схема n -масової коливальної системи

Якщо елементи схеми (див. рис. 5) описуються лінійними залежностями, процеси у коливальній системі можуть бути описані системою лінійних диференціальних рівнянь, складених на підставі рівняння Лагранжа II роду [108]:

$$\begin{cases} m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + \frac{dx_0}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{0,j} - \sum_{j=1}^{n-1} b_{0,j} \frac{dx_j}{dt} + x_0(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{0,j} - \sum_{j=1}^{n-1} c_{0,j} x_j(t) = F_{0\Sigma}(t); \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{dx_1}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{1,j} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq 1}}^{n-1} b_{1,j} \frac{dx_j}{dt} + x_1(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{1,j} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq 1}}^{n-1} c_{1,j} x_j(t) = F_{1\Sigma}(t); \\ \vdots \\ m_{n-1} \frac{d^2 x_{n-1}}{dt^2} + \frac{dx_{n-1}}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{n-1,j} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq n-1}}^{n-1} b_{n-1,j} \frac{dx_j}{dt} + x_{n-1}(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{n-1,j} - \sum_{j=1}^{n-1} c_{n-1,j} x_j(t) = F_{n-1\Sigma}(t). \end{cases} \quad (1)$$

За наявності явищ, що описуються нелінійними рівняннями, таких, як удари, або сухе тертя, може бути використана нелінійна модель, запропонована у [109].

Прийmemo рухому масу m_0 як робочий орган установки, що безпосередньо контактує з оброблюваним матеріалом. Будемо також вважати, що якір електромагніта жорстко кріпиться до робочого органа, а осердя — до рухомої маси m_1 . Тоді зовнішні сили, що діють на рухомі маси, визначатимуться наступним чином:

$$F_{0\Sigma} = F_e + F_r; \quad F_{1\Sigma} = -F_e; \quad F_{2\Sigma} = F_{3\Sigma} = \dots = F_{n-1\Sigma} = 0,$$

де F_e — електромагнітна сила, що створюється вібратором; F_r — сила реакції оброблюваного матеріалу.

З урахуванням цього запишемо систему (1) в операторній формі:

$$\begin{cases} \sum_{j=0}^{n-1} M_{0,j}(p)x_j(p) = F_e(p) + F_r(p); \\ \sum_{j=0}^{n-1} M_{1,j}(p)x_j(p) = -F_e(p); \\ \sum_{j=0}^{n-1} M_{2,j}(p)x_j(p) = 0; \\ \vdots \\ \sum_{j=0}^{n-1} M_{n-1,j}(p)x_j(p) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{де } M_{j,j}(p) = m_j p^2 + \sum_{k=0}^{n-1} (b_{j,k} p + c_{j,k});$$

$M_{j,k}(p) = -(b_{j,k} p + c_{j,k})$ при $j \neq k$; p — оператор Лапласа.

Реакція оброблюваного матеріалу F_r залежить від параметрів руху робочого органа і характеристик робочого середовища. Її визначення є досить складною задачею, розв'язанню якої присвячено багато наукових робіт. Для опису поведінки таких матеріалів, як бетонна суміш, використовуються дискретні та

континуальні математичні моделі. Дискретні моделі [110–112] є більш простими для реалізації. При їх побудові оброблювана суміш уявляється як зосереджена маса, що пов'язана з робочим органом пружним зв'язком і елементом в'язкого тертя. Величини жорсткості пружного зв'язку та коефіцієнта в'язкого тертя визначаються таким чином, щоб отримані в результаті моделювання сила пружності та дисипація енергії дорівнювали відповідним значенням у реальних умовах. Слід зазначити, що на різних стадіях ущільнення бетонної суміші її механічні властивості суттєво відрізняються, тому відповідні коефіцієнти динамічної схеми повинні бути змінними [110].

Континуальна модель бетонної суміші запропонована у [30, 31, 113, 114]. Вона є більш складною, але її застосування дає можливість більш точно описати рух середовища, зокрема врахувати хвильові процеси. У роботі [115] запропоновано континуальну модель руху зернової суміші при її сепарації на віброрешеті.

Таким чином, для урахування впливу оброблюваного матеріалу необхідно до системи рівнянь (2) додати рівняння, що визначають силу реакції F_r залежно від параметрів руху робочого органа, використовуючи відомі дискретні або континуальні математичні моделі.

Сила F_e , що створюється електромагнітним вібратором, розраховується в результаті моделювання електромеханічних процесів. У роботі [116] електромагнітна сила вібратора з U-подібним магнітопроводом розраховується за спрощеною формулою, яка не враховує магнітного опору сталі, випучування магнітного поля в зазорі та потоків розсіювання:

$$F_e(t) = \mu_0 S_p \left(\frac{Wi(t)}{2\delta(t)} \right)^2, \quad (3)$$

де $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м — магнітна проникність повітря; S_p — площа поверхні полюсів електромагніта; W — кількість витків обмотки; $i(t)$ — миттєве значення струму; $\delta(t) = \delta_0 - x_0(t) + x_1(t)$ — миттєве значення величини повітряного зазору; δ_0 — величина повітря-

ного зазору в стані статичної рівноваги коливальної системи; x_0 , x_1 — координати переміщення рухомих мас з якорем та осердям електромагніта відповідно.

Величина струму входить до рівняння балансу напруг у колі обмотки:

$$\frac{d\psi}{dt} + Ri(t) = u(t), \quad (4)$$

де ψ — потокозчеплення; R — активний опір обмотки; u — миттєве значення прикладеної напруги.

Величина потокозчеплення визначається з розрахунку спрощеного магнітного кола, де магнітна напруга падає тільки у повітряних зазорах:

$$\psi(t) = \frac{\mu_0 S_p W^2 i(t)}{2\delta(t)}. \quad (5)$$

Рівняння (3)–(5) є найбільш спрощеною моделлю електромеханічних процесів у вібраційному приводі. Їх розв'язання сумісно з рівняннями механіки (1) дає можливість у першому наближенні розрахувати рух вібраційної установки при заданому законі зміни у часі вхідної напруги.

Подібна модель використовується також у роботах [117, 118]. Перевагою такої моделі є її простота. Але нехтування такими факторами, як магнітний опір сталі, нерівномірність розподілу поля в зазорі та потоки розсіювання, призводить до великих похибок, що можуть досягати десятків відсотків.

У роботі [119] розглядається електромагнітний вібратор із Ш-подібним магнітопроводом, для якого визначається електромагнітна сила з урахуванням магнітного опору сталі:

$$F_e(t) = \frac{\mu_0 S_p}{2} \left(\frac{Wi(t)}{\delta(t) + \frac{h_p + 2b_p + b_w}{\mu_r}} \right)^2,$$

де μ_r — відносна магнітна проникність сталі.

При цьому не враховуються нерівномірний розподіл магнітного поля в зазорі, потоки розсіювання і насичення магнітопроводу.

Нерівномірність розподілу магнітного поля в зазорі обумовлена наявністю так званих полів випучування, які враховуються у роботі [120]. Але при цьому не враховуються магнітний опір сталі та потоки розсіювання.

У роботі [121] електромагнітна сила визначається шляхом диференціювання індуктивності електромагніта за величиною повітряного зазору:

$$F_e = \frac{1}{2} \frac{\partial L(\delta)}{\partial \delta} i^2,$$

де $L(\delta)$ — експериментально визначена залежність індуктивності від величини повітряного зазору. Такий метод дає змогу врахувати всі особливості просторового розподілу магнітного поля і магнітний опір сталі, але не дає можливості враховувати насичення магнітопроводу, оскільки експеримент проводиться при фіксованому значенні магніто-рушійної сили (МРС). Головним недоліком даного методу є велика похибка, що виникає при диференціюванні залежності $L(\delta)$.

Найбільш точними є математичні моделі, побудовані на основі апроксимації залежностей електромагнітної сили та потокозчеплення від координати переміщення якоря електромагніта, отриманих у результаті числових розрахунків магнітного поля. Такий підхід використовується як для електромагнітних вібраторів [2, 122], так і для лінійних електродвигунів [123]. Його суть полягає у наступному. Для фіксованого положення якоря електромагніта і фіксованого значення постійного струму в обмотці здійснюється числовий розрахунок просторового магнітного поля з урахуванням нелінійності характеристики намагнічування магнітопроводу. Далі шляхом інтегрування магнітної індукції за площею витків обмотки визначають величину потокозчеплення:

$$\psi = \sum_{j=1}^W \int_{S_{wj}} \mathbf{B} \mathbf{n}_{wj} dS_{wj},$$

де S_{wj} — площа j -го витка обмотки; $\mathbf{B}$ — вектор магнітної індукції; $\mathbf{n}_{wj}$ — нормаль до площини j -го витка обмотки.

За формулою Максвела визначається вектор електромагнітної сили, що діє на якор електромагніта:

$$\mathbf{F}_e = \frac{1}{\mu_0} \oint_S \left((\mathbf{B} \mathbf{n}) \mathbf{B} - \frac{1}{2} B^2 \mathbf{n} \right) dS,$$

де S — поверхня якоря; $\mathbf{n}$ — вектор нормалі до поверхні якоря.

Зазвичай конструкція електромагнітного вібратора побудована таким чином, що вектор $\mathbf{F}_e$ спрямований уздовж напрямку ходу якоря. Тому $F_e = |\mathbf{F}_e|$.

Аналогічно визначаються величини потокозчеплення та електромагнітної сили для ряду комбінацій значень величини повітряного зазору і постійного струму в обмотці. Результати розрахунків заносять до двох таблиць, що відображають залежності потокозчеплення ψ і електромагнітної сили F_e від величини повітряного зазору δ і МРС обмотки IW .

У результаті апроксимації табличних залежностей отримують неперервні функції $\psi(IW, \delta)$ і $F_e(IW, \delta)$, які потім використовують при розв'язанні системи рівнянь, побудованої на підставі (1) і (4):

$$\left\{ \begin{array}{l}
m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + \frac{dx_0}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{0,j} - \sum_{j=1}^{n-1} b_{0,j} \frac{dx_j}{dt} + x_0(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{0,j} - \sum_{j=1}^{n-1} c_{0,j} x_j(t) = \\
= F_e(IW(t), \delta(t)) + F_r(t); \\
m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{dx_1}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{1,j} - \sum_{j=1}^{n-1} b_{1,j} \frac{dx_j}{dt} + x_1(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{1,j} - \sum_{j=1}^{n-1} c_{1,j} x_j(t) = \\
= -F_e(IW(t), \delta(t)); \\
\vdots \\
m_{n-1} \frac{d^2 x_{n-1}}{dt^2} + \frac{dx_{n-1}}{dt} \sum_{j=0}^{n-1} b_{n-1,j} - \sum_{j=0}^{n-2} b_{n-1,j} \frac{dx_j}{dt} + x_{n-1}(t) \sum_{j=0}^{n-1} c_{n-1,j} - \sum_{j=1}^{n-1} c_{n-1,j} x_j(t) = 0; \\
\delta(t) = \delta_0 - x_0(t) + x_1(t); \\
IW(t) = \frac{W}{R} \left(u(t) - \frac{d}{dt} \psi(IW(t), \delta(t)) \right).
\end{array} \right. \quad (6)$$

Сумісно із системою (6) розв'язуються рівняння, що описують зв'язок сили реакції F_r з рухом робочого органа, отримані одним з методів, які описані у [30, 31, 110–115].

Під час розв'язання системи (6) рівняння механіки (перші n рівнянь) перетворюються на $2n$ диференціальних рівнянь першого порядку (форма Коші), які інтегруються за методом Рунге–Кутта. При цьому поточне значення МРС визначається за останнім рівнянням системи (6) шляхом диференціювання величини потокозчеплення, розрахованої під час попередньої ітерації. Похибка, що виникає при диференціюванні, на порядки перевищує похибку інтегрування диференціальних рівнянь. Для підвищення точності розрахунку необхідно зменшити крок ітерацій, що призводить до значного збільшення часу моделювання.

Крім того, розглянута математична модель не передбачає врахування втрат на гістерезис та вихрові струми, що унеможлиблює її використання для точних розрахунків енергетичних характеристик вібраційного приводу.

Таким чином, математична модель, побудована на основі апроксимації табличних залежностей потокозчеплення й електромагнітної сили від МРС та величини повітряного зазору, отриманих шляхом числових розрахунків магнітного поля, забезпечує найбільшу точність моделювання динаміки електромагнітного вібраційного приводу завдяки врахуванню всіх особливостей просторового розподілу магнітного поля і насичення магнітопроводу. Але вона має такі недоліки, як необхідність диференціювання величини потокозчеплення, що викликає додаткову похибку, і неможливість урахування втрат енергії на

гістерезис та вихрові струми. Тому дана модель потребує вдосконалень.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Проведений аналіз сучасного стану розвитку електромагнітного вібраційного приводу дозволяє зробити наступні висновки.

Вібраційне обладнання з електромагнітним приводом застосовується у різних галузях промисловості для забезпечення технологічних процесів, таких, як транспортування та дозування сипких матеріалів, сепарація, ущільнення сумішей і багатьох інших. Електромагнітний привід має ряд переваг у порівнянні з іншими видами вібраційних приводів: простота регулювання амплітуди коливань робочого органа незалежно від частоти, простота отримання прямолінійних коливань, простота формування різних траєкторій коливань за допомогою двох вібраторів, простота синхронізації вібраторів, висока енергетична ефективність при роботі в режимах, близьких до резонансного, відсутність проблеми проходження резонансу під час пуску та зупинки, висока надійність і довговічність завдяки відсутності рухомих механічних з'єднань, низький рівень шуму. Тому він має перспективи розвитку і поширення на інші галузі.

Основним принципом побудови енергоефективного вібраційного обладнання є забезпечення білярезонансного режиму його роботи шляхом автоматичного керування частотою та амплітудою коливань.

На сьогодні не було розв'язано задачу визначення ККД електромагнітного вібраційного приводу залежно від частоти вібрації та не знайдено оптимальну частоту за критерієм максимуму ККД. Вважається,

що найбільш енергоефективний режим має місце на частоті резонансу, але це твердження не є науково обґрунтованим.

Для автоматичного керування частотою електромагнітного вібраційного приводу найбільш перспективними є системи фазової автопідстройки частоти, що забезпечують плавний вихід коливальної системи на резонанс, використовуючи сигнал фазового зрушення між силою та переміщенням і регулятор частоти з певними динамічними властивостями.

Для керування амплітудою вібраційних пристроїв застосовуються ПІ, ПІД, МРС та інші регулятори, які в достатній мірі описані в літературних джерелах та забезпечують необхідні для технологічних процесів показники якості керування.

Існуючі на даний час алгоритми визначення амплітуди коливальних та фазового зрушення між силою та переміщенням не пристосовані до роботи з істотно несинусоїдальними сигналами датчиків вібрації, і тому не можуть бути використані для вібраційних установок, де робочий орган знаходиться під впливом істотних ударних навантажень з боку оброблюваного матеріалу, що істотно обмежує сферу застосування керованого електромагнітного вібраційного приводу.

Аналіз гармонічного складу струму електромагнітного вібратора може бути використаний для керування вібраційним приводом без застосування датчика вібрації.

Для дослідження електромеханічних процесів у вібраційних установках з електромагнітним приводом доцільно використовувати математичні моделі, побудовані на основі апроксимації табличних залежностей поточкозчеплення й електромагнітної сили від МРС та величини повітряного зазору, отриманих шляхом числових розрахунків магнітного поля.

Найбільш досконала з існуючих математичних моделей електромеханічних процесів у електромагнітному вібраційному приводі потребує модифікацій, пов'язаних з необхідністю позбавлення процедури диференціювання поточкозчеплення, а також урахування втрат енергії на гістерезис та вихрові струми.

ВИСНОВКИ. Основні принципи забезпечення енергетичної ефективності електромагнітного вібраційного приводу базуються на автоматичній підтримці режимів, близьких до резонансного. В існуючих на сьогодні системах автоматичного керування віброустановками з електромагнітним приводом використовуються алгоритми визначення амплітуди коливальних

і фазового зрушення між силою та переміщенням, які не пристосовані до роботи з істотно несинусоїдальними сигналами датчиків вібрації, і тому не можуть бути застосовані для вібраційних установок, де робочий орган знаходиться під впливом істотних ударних навантажень з боку оброблюваного матеріалу.

Серед існуючих математичних моделей електромагнітного вібраційного приводу найбільш досконалими є моделі, побудовані на основі апроксимації табличних залежностей поточкозчеплення й електромагнітної сили від МРС та величини повітряного зазору, отриманих шляхом числових розрахунків магнітного поля. Але вони потребують модифікацій, пов'язаних з необхідністю позбавлення процедури диференціювання поточкозчеплення, а також урахування втрат енергії на гістерезис та вихрові струми.

На теперішній час не було розв'язано задачу визначення ККД електромагнітного вібраційного приводу залежно від частоти вібрації та не знайдено оптимальну частоту за критерієм максимуму ККД.

Аналіз гармонічного складу струму електромагнітного вібратора може бути застосований для керування вібраційним приводом без використання датчика вібрації. Але на сьогодні це застосовується тільки для керування амплітудою вібрації. Керування частотою за різницею фаз між гармонічними складовими струму досі не розглядалося.

У результаті визначено перспективні напрямки розвитку електромагнітного вібраційного приводу:

- розвиток математичної моделі, що полягає в її модифікації з метою позбавлення процедури диференціювання поточкозчеплення, а також урахування втрат енергії на гістерезис та вихрові струми;

- визначення енергетичних характеристик електромагнітного вібраційного приводу, оптимізація його частоти за критерієм максимуму ККД;

- дослідження гармонічного складу струму електромагнітного вібратора і визначення можливості використання фазового зрушення між гармонічними складовими струму для автоматичного налаштування на білярезонансний режим;

- визначення закону керування частотою та амплітудою електромагнітного вібраційного приводу, що забезпечує автоматичну підтримку найбільш енергоефективного режиму при заданій амплітуді коливальних, а також стійкість до впливу вищих гармонічних складових сигналів датчиків струму та вібрації;

- визначення факторів, що впливають на стійкість системи керування вібраційним приводом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Ланець, О. С. (2008). *Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення)*. Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”.
- [2] Neyman, L., Neyman, V., & Shabanov, A. (2017). *Vibration dynamics of an electromagnetic drive with a half-period rectifier. Proceedings of 18-th International Conference on Micro/nanotechnologies and Electron Devices* (pp. 503-506) EDM: proc., Altai, Erlagol.

- [3] Повідайло, В. О., Гаврильченко, О. В., & Ланець, О. С. (2000). *Статичний розрахунок електромагнітних віброзбудників вібраційних машин за допомогою ЕОМ*. Lviv. Polytechnic National University Institutional Repository. Взято з <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/11225/1/01.pdf>.
- [4] Проць, Я. І., Савків, В. Б., Шкодзінський, О. К., & Ляшук, О. Л. (2011). *Автоматизація виробничих процесів: Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів*. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя.
- [5] Омелянов, О. М. (2017). Особливості застосування механічних коливань в технологічних процесах. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(87), 129-134.
- [6] Шенбор, В., Боровець, В., Брусенцов, В. (2013). *Синтез гнучких вібраційних транспортно-технологічних систем*. Матеріали 11-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. Національний університет "Львівська політехніка". Львів: КІНПАТРИ ЛТД.
- [7] Шенбор, В., Серкіз, О., Брусенцов, В. (2013). *Вібраційні конвеєри з комбінованими пружними системами*. Матеріали 11-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. (с. 97-98) Національний університет "Львівська політехніка". Львів: КІНПАТРИ ЛТД.
- [8] Despotovic, Z., Sinik, V., Jankovic, S., Dobrilovic, D., & Bjelica, M. (2015). *Some specific of vibratory conveyor drives*. Proceedings of V International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection (pp. 247-253). Serbia, Zrenjanin.
- [9] Ланець, О. С. (2008). Розвиток міжрезонансних машин з електромагнітним приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 42, 3-18. Взято з <http://ena.lp.edu.ua:8080/bitstream/ntb/1426/1/01.pdf>.
- [10] Yandrick, R. (2009). Vibratory feeders and conveyors: useful selection tips. *Chemical engineering*, 47-49. Retrieved from <http://go.galegroup.com/ps/anonymouse?id=GALE%7CA202073154&sid=googleScholar&v=2.1&it=r&linkaccess=abs&isn=00092460&p=AONE&sw=w>.
- [11] Popescu, S., Ola, D., & Popescu, V. (2008). *The influence of the constructive and function parameters of the gravimetric vibration dosing systems for agro-foods bulk solids*. Proceedings of 10-th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture, pp. 882-887. Antalya, Turkey.
- [12] Ланець, О. С., Качмар, Р. Я., & Боровець, В. М. (2016). Обґрунтування параметрів вібраційного бункерного живильника з електромагнітним приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 50, 54-76. Взято з http://ena.lp.edu.ua:8080/bitstream/ntb/37121/1/8_54-76.pdf.
- [13] Marinelli, J., & Miller, S. (2017). Feeder design for solids handling. *Chemical engineering*. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/320435868_Feeder_design_for_solids_handling.
- [14] Despotovic, Z., Matijevic, M., & Misljen, P. (2015). *Rezonantni vibracioni dozator sa elektromagnetnom pobudom*. University of Belgrade. doi: 10.13140/RG.2.1.2091.1446.
- [15] Волков, И. В., Стяжкин, В. П., & Михайленко, О. В. (2008). Тиристорные регуляторы тока в электромеханических установках транспортирования и дозирования сыпучих материалов. *Праці ІЕД НАНУ*, 20, 58.
- [16] Afanas'ev, A. I., & Suslov, D. N. (2012). Regime parameters of auto-resonance vibrating feeder with linear motor. *Refractories and Industrial Ceramics*. doi: 10.1007/s11148-012-9453-y.
- [17] Hsieh, W. H., Lin, G. H., & Tsai, C. H. (2013). Kintmatic analysis of a novel vibratory bowl feeder. *Vibroengineering PROCEDIA*, 2, 92-97.
- [18] Baird, R. K. (2002). Patent No.: US 6,471,040 B1. USA: FMC Technologies, Inc., Chicago, IL (US).
- [19] Bracacescu, C., & Popescu, S. (2009). *Considerations on kinematics and dynamics of shaking sieves electromagnetically driven*. Proceedings of the 3-rd International Conference on Computational Mechanics and Virtual Engineering, 596-601. Brasov, Romania.
- [20] Bracacescu, C., Sorica, C., Manea, D., Ivanku, B., & Popescu, S. (2014). Theoretical researches on kinematic and dynamics of vibrating sieves electromagnetically driven. *ACTA Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering*, 4(7), 75-78.
- [21] Kurita, Y., & Umezuka, S. (2009). Separation and transportation of works using elliptical vibration (the case of vertical vibration over the jump limit). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 75(752), 874-881.
- [22] Rimai, B. E. (2013) High amplitude, low frequency, vibrational parallel manipulation and assembly of mechanical devices. A dissertation submitted to the faculty of Purdue University in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. West Lafayette, Indiana.
- [23] Повідайло, В. & О., Гаврильченко, О. В. (2000). Вібраційні міжопераційні нагромаджувачі на основі транспортно-маніпулюючих модулів. *Lviv Polytechnic National University Institutional Repository*. Взято з <http://ena.lp.edu.ua/handle/ntb/8660>.
- [24] Баженов, Ю. М. (1987). *Технология бетона: Учеб. пособие для технол. спец. строит. вузов. 2-е изд., перераб.* Москва: Высшая школа.
- [25] Ратушняк, Г. С., & Слободян, Н. М. (2007). *Вібросилова технологія формування декоративних бетонних виробів*. Вінниця: Універсум-Вінниця.
- [26] Вірник, М. М., Ісакович-Лотоцький, Р. Д., & Веселовська, Н. Р. (2007). *Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві*. Вінниця: Універсум-Вінниця.
- [27] Савелов, Д. В. (2015). К вопросу определения соотношений между кинематическими параметрами при статико-вибрационном прессовании порошковых заготовок. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(78), 52-55.

- [28] Ланець, О. С., Боровець, В. М., Шпак, Я. В., & Лозинський, В. І. (2015). Синтез конструкції та дослідження роботи резонансного двомасового вібраційного стола з електромагнітним приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 49, 36-60.
- [29] Гурський, В. М., & Кузьо, І. В. (2015). Рациональний синтез двочастотних резонансних вібраційних машин. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 49, 8-17.
- [30] Назаренко, І. І. (2002). Теорія і практика створення машин будіндустрії на основі синтезу систем “машина – середовище”. *Техніка будівництва*, 13, 6-14.
- [31] Назаренко, І. І., Баранов, Ю. О., & Басараб, В. А. (2013). Дослідження взаємодії бетонної суміші з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної установки. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(71), 55-60.
- [32] Басараб, В. А. (2015). Дослідження полічастотного режиму коливань електромагнітної ударно-вібраційної системи. *Техніка будівництва*, 34, 25-29.
- [33] Гурський, В. М., Шпак, Я. В., & Кузьо, І. В. (2016). Реалізація суперрезонансних коливань у віброударних машинах з імпульсним приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(83), 21-28.
- [34] Гаврильченко, О. В., & Захаров, В. М. (2013). Аналіз верстатів вібровикінчувальної доводки. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(70), 88-92.
- [35] Ланець, О. С., Шпак, Я. В., & Шоловій, Ю. П. (2007). Міжрезонансні вібраційні притиральні машини з електромагнітним приводом, розроблені на основі ефекту “нульової жорсткості”. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 41, 41-48.
- [36] Сілін, Р. І., Третко, В. В., & Гордєєв, А. І. (2014). Дослідження динамічної моделі резонансного вібраційного верстата для доведення плоских поверхонь. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(74), 89-92.
- [37] Глудкин, О. П., Енгальчев, А. Н., Коробов, А. И., Трегубов, Ю. В., & Коробова А. И. (Ред.). (1987). *Испытания радиоэлектронной, электронно-вычислительной аппаратуры и испытательное оборудование: Учеб. пособие для вузов*. Москва: Радио и связь.
- [38] Zhou, L., Han, J., & Ji, G. (2014). Optimum design of new high strength electrodynamic shaker in broad work frequency range. *Journal of Vibroengineering*, 16(5), 2552-2562.
- [39] Zhou, L., & Han, J. (2015). Optimum design of electrodynamic shaker's support spring to improve low frequency performance. *Journal of Vibroengineering*, 17(1), 346-356.
- [40] *Інтегрований сервопривод СПШ10*. (2018). Взято з <http://www.servotechnica.ru/catalog/type/brand/index.pl?id=18>.
- [41] *Испытания на прочность утеплителя “Пеноизол”*. (2018). Взято з <http://izol.at.ua/news/2009-03-18-9>.
- [42] Koch, U., Wiedemann, D., & Ulbrich, H. (2009). *Decoupled decentral control of electromagnetic actuators for car vibration excitation*. Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/document/4957122>.
- [43] Koch, U., Wiedemann, D., Sundqvist, N., & Ulbrich, H. (2009). State-space modelling and decoupling control of electromagnetic actuators for car vibration excitation. *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics*. Malaga, Spain. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/xpl/mostRecentIssue.jsp?punumber=4914928>.
- [44] Сілін, Р. І., & Гордєєв, А. І. (2009). Вібраційне обладнання для кавітаційно-магнітної обробки води. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 43, 33-43.
- [45] Шевчук, Л. І., Афтаназів, І. С., & Строган, О. І. (2011). Вібраційний електромагнітний кавітатор резонансної дії. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 45, 374-379.
- [46] Сілін, Р. І., & Гордєєв, А. І. (2013). Вібраційні машини для зміни властивостей води. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(72), 123-128.
- [47] Яцун, С. Ф., Мищенко, В. Я., & Сухочев, А. В. (2004). Исследование динамики перемешивающих устройств с электромагнитным виброприводом. *Вибрации в технике и технологиях*, 3(35), 149-150.
- [48] Прядилов, А. В. (2006). Проектирование электромагнитной вибрационной установки с изменяемой частотой колебаний. (Дис. канд. техн. наук). Тольяттинский государственный университет, Тольятти.
- [49] Sun, F., & Chen, Z. B. (2006). Libration controller of electromagnetic vehicle vibrator. *Journal of Physics: Conference Series*, 48, 593-597.
- [50] Беш, А. Н., & Задорожний, Н. А. (2011). Требования к электроприводу систем для вибростабилизирующей обработки литых и сварных деталей в машиностроении. *Наукові праці Донецького національного технічного університету*, 11(186), 50-53.
- [51] Despotovic, Z., & Ribic, I. (2012). *The control of electromagnetic vibratory actuator for efficient flow of dust particulate from the collecting hoppers of electrostatic precipitators*. Serbia: Institute “Mihajlo Pupin”, University of Belgrade. Retrieved from <http://e2012.drustvo-termicara.com/papers/download/17>.
- [52] Santos, F. L., Queiros, D. M., Calvalho Pinto, F. A., & Santos, N.T. (2010). Analysis of the coffee harvesting process using an electromagnetic shaker. *Acta Scientiarum. Agronomy*, 3(32), 373-378.
- [53] Jasinskas, A., Sarauskis, E., Domeika, R., Viselga, G., Kucinskas, V., & Vaiciukevicius, E. (2015). Research on herbaceous plants compaction in container stores using vibrating compactors. *Journal of Vibroengineering*, 17(5), 2247-2259.
- [54] Kim, J., Kim, J., Jeong, S., & Han, B. (2012). Design and experiment of an electromagnetic vibration exciter for the rapping of an electrostatic precipitator. *Journal of Magnetism*, 17(1), 61-67.

- [55] Бабичев, А. П., Дьедоне, Э., & Деревенко, И. А. (2014). Совершенствование процесса разборки прессовых соединений за счет применения виброволнового воздействия при ремонте и утилизации изделий машиностроения. *Вібрації в техніці та технологіях*, 1(73), 54-60.
- [56] Чубик, Р. В., & Горбатюк, Р. М. (2013). Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(70), 141-152.
- [57] Горбатюк, Р. М., Килівник, М. М., Чубик, Р. В., & Скварок, Ю. Ю. (2014). Автомат для віброабразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(75), 57-64.
- [58] Калиновська, О. П., Бойко, О. О., & Строган, І. І. (2009). *Геометрична і структурна характеристика вібраційних установок*. Матеріали VIII відкритої наукової конференції професорсько-викладацького складу Інституту прикладної математики та фундаментальних наук, присвячена 165-річчю Національного університету "Львівська політехніка". Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка".
- [59] Дейниченко, Г. В., Гузенко, В. В., & Мазняк, З. О. (2017). Використання вібраційного впливу в процесі мембранного концентрування харчових рідин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 1(84), 22-28.
- [60] Дудников, А. А., Беловод, А. И., Келемеш, А. А., & Пасюта, А. Г. (2015). Вибрационная упрочняющая обработка в технологических процессах. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(80), 143-146.
- [61] Ісакович-Лотоцький, Р. Д., & Любин, В. С. (2013). Обґрунтування ефективності процесів зневоднення за допомогою вібраційного та віброударного навантаження. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(72), 96-100.
- [62] Колчков, В. И. (2014). Управление качеством гранулированного продукта для снижения пылевых выбросов. *Современные научные исследования и инновации*, 9(1). Взято с <http://web.snauka.ru/issues/2014/09/>.
- [63] Булат, А. Ф., Надутый, В. П., & Корниенко, В. Я. (2015). Опыт применения вибрационных установок в технологии добычи янтаря. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(80), 128-131.
- [64] Надутый, В. П., Сухарев, В. В., & Костыря, С. В. (2014). Результаты комплексного обезвоживания горной массы на вибрационном устройстве. *Вібрації в техніці та технологіях*, 1(73), 88-93.
- [65] Светкина, Е. Ю., Лисицкая, С. М., & Франчук, В. П. (2016). Использование виброударной активации для регенерации известняковых отходов пищевого производства. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(83), 207-212.
- [66] Светкина, О. Ю., Франчук, В. П., Богданов, О. О., & Лисицкая, С. М. (2017). Застосування вібротехнології для інтенсифікації механохімічної активації та зневоднення вапняку. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(87), 82-86.
- [67] Франчук, В. П., Анциферов, А. В., & Шевченко, А. Е. (2014). Использование вибрационного воздействия для повышения эффективности фильтрования глубоководных органо-минеральных осадков Черного моря. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(75), 136-144.
- [68] Цуркан, О. В., Герасимов, О. О., Римар, Т. І., & Станіславчук, О. В. (2014). Гідродинаміка процесу фільтраційного зневоднення свіжочищеного насіння гарбуза з вібраційною активацією. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(74), 138-144.
- [69] Назаренко, І. І., & Мартинюк, І. Ю. (2014). Стабілізація режиму роботи вібромайданчика для формування малогабаритних виробів. *Вібрації в техніці та технологіях*, 4(76), 73-79.
- [70] Назаренко, І. І., & Ручинський, М. М. (2011). Вібраційні машини технологічного призначення із багаторежимними законами руху. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 45, 329-335.
- [71] Назаренко, І. І., Ручинський, М. М., & Свідерський, А. Т. (2017). *Створення енергоефективних вібромашин будіндустрії*. Матеріали XVI Міжнародної науково-технічної конференції "Вібрації в техніці та технологіях". Вінниця: ВНТУ.
- [72] Волков, И. В., Стяжкин, В. П., & Михайленко, О. В. (2009). Повышение технологической эффективности вибрационных транспортирующих машин средствами автоматизированного виброэлектропривода. *Науковий вісник Національного гірничого університету*, 4, 74-77.
- [73] Янович, В. П., Драчишин, В. І., Паламарчук, В. І., & Сизова, Т. Ю. (2015). Експериментальна оцінка амплітудно-частотних характеристик віброконвеєрної технологічної машини. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(78), 145-150.
- [74] Ланець, О. С., Кочан, Т. І., & Лозинський, В. І. (2009). Обґрунтування ефективності та параметричних особливостей високоефективних міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 43, 17-32.
- [75] Блещик, Н. П. (1977). *Структурно-механические свойства и реология бетонной смеси и прессвакуумбетона*. Минск: Наука и техника.
- [76] Чубик, Р. В., & Ярошенко, Л. В. (2011). *Керовані вібраційні технологічні машини* (с. 355). Вінниця: ВНАУ.
- [77] Despotovic, Z., & Ribic, A. (2012). The increasing energy efficiency of the vibratory conveying drives with electromagnetic excitation. *International Journal of Electrical and Power Engineering*, 6(1), 38-42. Doi: 10.3923/ijepe.2012.38.42
- [78] Sinik, V., Despotovic, Z., & Palinkas, I. (2016). Optimization of the operation and frequency control of electromagnetic vibratory feeders. *Elektronika ir Elektrotechnika*, 1(22), 24-30. Doi: 10.5755/j01.eee.22.1.14095.
- [79] Маслов, А. Г., Иткин, А. Ф., & Саленко, Ю. С. (2014). *Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей*. Кременчуг: ЧП Щербатых А. В.
- [80] Паламарчук, І. П., Янович, В. П., & Купчук, І. М. (2015). Експериментальна оцінка енергетичних параметрів віброторарної дробарки крохмаловмістної сировини спиртової промисловості. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(79), 133-136.

- [81] Зав'ялов, В. Л., Янович, В. П., Драчишин, В. І., & Паламарчук, В. І. (2015). Експериментальна оцінка енергетичних характеристик віброконвеєрної технологічної машини. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(79), 79-85.
- [82] Balan, H., Tirnovan, R., & Buzdugan, M.I. (2014). Commutation technique in the supply of electromagnetic actuators. *IET Power Electronics*, 7(1), 132-140. doi: 10.1049/iet-pel.2013.0172.
- [83] Balan, H., Chindris, M., Vadan, I., Botezan, A., & Proca, V. (2007). Frequency converter energetic performances analysis. *Proceedings of the International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics and Electromotion Joint Conference* (p. 195-198). Bodrum, Turkey: IEEE Xplore. DOI: 10.1109/ACEMP.2007.4510500.
- [84] Balan, H., Buzdugan, M. I., Chiorean, C., & Karaissas, P. (2012). Reduction of the distortion current factor of the current drawn by the electromagnetic vibrators supplied at variable frequency. *Materials Science Forum*, 721, 275-280. Doi: 10.4028/www.scientific.net/MSF.721.275.
- [85] Голенков, Г. М., & Пархоменко, Д. І. (2014). Електромеханічні тягові характеристики коаксіально-лінійного двигуна з постійними магнітами та магнітним підвісом. *Технічна електродинаміка*, 6, 56-59.
- [86] Чернишов, М. М. (2000). Елементи систем з постійними магнітами для керування вібраційними пристроями. (Дис. канд. техн. наук). Інститут електродинаміки Національної академії наук України, Київ.
- [87] Despotovic, Z., & Stojilkovic, Z. (2007). Power converter control circuits for two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive: simulations and experimental results. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 54(1), 453-466.
- [88] Yagi, S., & Nin, Sh. (1995). Patent No. 5,472,079. USA. Yoshida Kogya K.K., Tokyo, Japan.
- [89] Чубик, Р. В., & Ярошенко, Л. В. (2008). Пристрій керування електромагнітним віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 3(52), 30-35.
- [90] Саєнко, Л. В. (2006). Вібропрес з двочастотним приводом пуансона для формування дрібноштучних бетонних виробів. (Дис. канд. техн. наук). Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури, Харків.
- [91] Шовкун, О. П., & Козбур, І. Р. (2016). *Електромагнітний вібраційний привід живильника*. Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет. Взято з <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17432>.
- [92] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (1997). Self-excited driving of electromagnetic-type vibratory machine. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, №1, 63 (605), 35-40.
- [93] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (2001). Resonance property and driving system of vibratory machine with regard to reaction of work. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*. №1, 66 (641), 38-44.
- [94] Kurita, Y., & Muragishi, Y. (2005). Driving at resonance point of elliptical vibratory machine using frequency entrainment. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*. №12, 71 (12). 3381-3387.
- [95] Babitsky, V. I., & Sokolov, I. J. (2007). Autoresonant homeostat concept for engineering application of nonlinear vibration modes. *Nonlinear Dynamics*, 50, 447-460. doi: 10.1007/s11071-006-9181-2.
- [96] Sokolov, I. J., Babitsky, V. I., & Halliwell, N. A. (2007). Autoresonant vibro-impact system with electromagnetic excitation. *Journal of sound and vibration*, 308, 375-391. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.04.010>.
- [97] Чубик, Р. В., & Ярошенко, Л. В. (2008). Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(51), 57-60. Взято з <http://vsau.vin.ua/repository/getfile.php/2302.pdf>.
- [98] Yiyang, Ch., & Wei, Ch. (2012). Design of highly precise automatic weight measure system based on CS5532. *Proceedings of International Conference on Intelligent System Design and Engineering Application*, 1217-1219. China: IEEE. Doi: 10.1109/ISdea.2012.600.
- [99] Winncy, Y.Du. (1999). *Real-time robust feedback control algorithms for vibratory part feeding*. A thesis presented to the Academic Faculty in partial fulfillment of the requirements for the degree Doctor of Philosophy in mechanical engineering. USA. Georgia Institute of Technology.
- [100] Kurita, Y., Matsumura, Y., Masuda, T., Okamoto, Y., & Yurugi, F. (2009). High speed fixed-quantity supply of works by intermittent drive of vibration transportation machine (realization by velocity feedback control). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*. №6, 75(754). 1610-1617. Doi: 10.1299/kikaic.75.1610.
- [101] Misljen, P., Tanaskovic, M., Despotovic, Z., & Matievic, M. (2018). Controlling electromagnetic vibrating feeder by using a model predictive control algorithm. *Interciencia Journal*, 43(10), 31-47.
- [102] Берник, П. С., Чубик, Р. В., & Таянов, С. А. (2005). Алгоритм для визначення частоти та амплітуди коливань вібромашин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(40), 1-6.
- [103] Doi, T., Yoshida, K., Tamai, Y., Kono, K., Naito, K., & Ono, T. (2001). Feedback control for electromagnetic vibration feeder (Applications of two-degrees-of-freedom proportional plus integral plus derivative controller with nonlinear element). *JSME International Journal. Series C*, 1(44), 44-52. doi: <https://doi.org/10.1299/jsmec.44.44>.
- [104] Despotovic, Z., Ribic, A., & Sinik, V. (2013). Modelling and control of electromagnetic vibratory actuator applied in vibratory conveying drives. *Infoteh – Jahorina*, 12, 1049-1054.
- [105] Thesling, W. H. (1999). Patent No. 5,883,478.USA. TS Engineering Inc., Eastlake, Ohio.
- [106] Misljen, P., Mitrovic, R., Despotovic, Z., & Matievic, M. (2015). *SCADA application for control and monitoring of vibratory feeder*. Proceedings of 2nd International Conference on Electrical, Electronic and Computing Engineering IcETRAN. Retrieved from https://www.academia.edu/12931040/SCADA_Application_for_Control_and_Monitoring_of_Vibratory_Feeder?auto=download.

- [107] Mitrović, R. B., Mišljen, P. J., Despotović, Ž. V., & Matijević, M. S. (2016). Implementacija algoritama upravljanja rezonantnog vibracionog dozatora na Simatic S7-1200 iz MATLAB Simulink okruženja. *Tehnika – mašinstvo*, 1(65), 64-69. Doi: 10.5937/tehnika1601064M.
- [108] Болотина, В. В. (Ред.). (1978). *Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т. 1. Колебания линейных систем*. Москва: Машиностроение.
- [109] Ho, J. H., Nguen, V. D., & Woo, K. Ch. (2011). Nonlinear dynamics of a new electro-vibro-impact system. *Nonlinear Dynamics*, 63, 35-49. Doi: 10.1007/s11071-010-9783-6.
- [110] Баскаков, А. В. (2004). Автоматизация виброплощадки для программного управления направлением и частотой колебаний уплотняемой бетонной смеси. (Дис. канд. техн. наук). Самарская государственная архитектурно-строительная академия, Самара.
- [111] Боровець, В. М., & Боровець, Я. В. (2016). Вплив робочого середовища на кінематику вібраційних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(82), 10-15.
- [112] Нестеренко, М. П., & Педь, Д. С. (2009). Математичне моделювання вібраційних машин для формування залізобетонних виробів з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган. *Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського*, 1(54), 78-80.
- [113] Назаренко, И. И. (1993). *Прикладные задачи теории вибрационных систем: Учеб. пособие*. Киев: ИСИО.
- [114] Назаренко, I. I. (2005). Машини і обладнання технологічних процесів. *Техніка будівництва*, 17, 4-13.
- [115] Ольшанський, В. П., Бурлака, В. В., Сліпченко, М. В., & Малець, О. М. (2017). Про рух шару зерноsumіші на плоскому віброрешеті. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(85), 20-27. Взято з Retrieved from <http://vibrojournal.vsau.org/files/pdfa/3644.pdf>.
- [116] Гурський, В. М., Ланець, О. С., Шпак, Я. В., & Лозинський, В. І. (2011). Вплив нелінійності зусилля електромагнітного приводу на динаміку вібраційних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*, 1 (61), 25-31.
- [117] Тхай, Ч. М. (2012). Характер амплитудно-частотных кривых электромагнитного вибратора, работающего от источника пульсирующего тока. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 9, 153-158.
- [118] Божко, А. Е., Белых, В. И., Иванов, Е. М., Мякохлеб, К. Б., & Божко, А. Е. (Ред.) (2010). *Прикладная теория управления электромагнитными вибровозбудителями: монография*. Харьков: НТУ "ХПИ".
- [119] Belhaq, M., Bichri, A., Hagopian, J., & Mahfoud, J. (2011) Effect of electromagnetic actuations on the dynamics of a harmonically excited cantilever beam. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 46(6), 828-833.
- [120] Божко, А. Е. (2008). О коррективе в тяговом усилии электромагнитного вибровозбудителя. *Доповіді Національної академії наук України*, 4, 111-113.
- [121] Misljen, P. J., Despotovic, Z. V., & Matijevic, M. S. (2016). Modeling and control of bulk material flow on the electromagnetic vibratory feeder. *Automatika*, 4(57), 936-947.
- [122] Виштак, Т. В., Кондратенко, И. П., & Ращепкин, А. П. (2011). Электрические параметры и силы электромагнитного вибратора для кристаллизатора машин непрерывного литья заготовок. *Технічна електродинаміка*, 2, 57-63.
- [123] Милых, В. И., & Ткаченко, С. В. (2010). Математическое обеспечение численного анализа импульсного возбуждения линейного электродвигателя с двухпараметрической функцией магнитного потокоscепления. *Вісник Кременчуцького державного університету ім. М. Остроградського*, 3(2), 70-73.

© О. О. Черно, А. П. Гуров, А. В. Иванов

Надійшла до редколегії 28.02.2019

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. В. М. Рябенський