

Науковий вісник Львівського національного університету  
ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького.  
Серія: Харчові технології

Scientific Messenger of Lviv National University  
of Veterinary Medicine and Biotechnologies.  
Series: Food Technologies

ISSN 2519-268X print  
ISSN 2707-5885 online

doi: 10.32718/nvlvet-f9305  
<https://nvlvet.com.ua/index.php/food>

UDC 621.867.157

## Improving the performance of vibration feeders with an electromagnetic vibration drive and a combined vibration system

A. L. Bespalov, I. G. Svidrak, O. O. Boiko

National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine

### Article info

Received 24.01.2020  
Received in revised form  
25.02.2020  
Accepted 26.02.2020

University "Lviv Polytechnic",  
S. Bandera Str., 12, Lviv,  
79013, Ukraine.  
Tel.: +38-066-229-50-87  
E-mail: [svidrak99@gmail.com](mailto:svidrak99@gmail.com)

*Bespalov, A. L., Svidrak, I. G., & Boiko, O. O. (2020). Improving the performance of vibration feeders with an electromagnetic vibration drive and a combined vibration system. Scientific Messenger of Lviv National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies, 22(93), 26–30. doi: 10.32718/nvlvet-f9305*

Vibration loading devices are widely used in various branches of mechanical engineering to load piece blanks of automatic machines and automatic lines as well as robotic systems, automated systems and flexible automated production. Vibration devices for transportation and loading of miniature, small and medium-sized products are the most widely used. Modern designs of vibratory feeders, made according to the classical dynamic scheme and having a two-mass oscillating system, do not fully use the energy of the vibratory exciter to perform useful work. In addition, due to the presence of a heavy reactive mass, they have a fairly large weight. When the vibrating feeder is operating, the energy of the vibration exciter is spent on pumping both the hopper, which performs useful work, and the reactive plate, which performs idle vibrations. Thus, part of the energy of the vibration exciter is not used for performing useful work, but is spent idly. To increase the efficiency of the device, increase its performance and reduce its weight and metal consumption, it is necessary to change the design of the vibratory feeder and some of its elements, which affect the redistribution of the oscillation amplitudes of the working (hopper) and reactive mass of the vibratory feeder. Modern production involves the creation of new models of machines with high technical and economic indicators, therefore, improving the efficiency of existing equipment and the development of new schemes of machines is an important task for designers and manufacturers of technological equipment, as the minimum improvement of its technological and operational performance can lead to a tangible economic effect. To solve this problem we developed a new design vibrating hopper feeder, in which the increase of the horizontal component of the oscillation amplitude of the working element (hopper) is not at the expense of increased power of the vibratory exciter, but due to internal redistribution of energy between the elements of the oscillating system that makes better use of the energy of the vibratory exciter to perform useful work, i.e. to increase the coefficient of useful action. In addition, the weight and metal content of the vibrating feeder structure are simultaneously reduced.

**Key words:** vibrating transportation, performance, vibratory feeder, efficiency, energy redistribution, vibrational system, efficiency factor.

## Підвищення продуктивності віброживильників з електромагнітним вібраційним приводом і комбінованою коливальною системою

A. Л. Беспалов, І. Г. Свідрак, О. О. Бойко

Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

Вібраційні завантажувальні пристрої отримали широке розповсюдження в різноманітних галузях машинобудування для завантаження штучними заготовками верстатів-автоматів та автоматичних ліній а також робототехнічних систем, автоматизованих комплексів та гнучких автоматизованих виробництв. Найбільше розповсюдження вібраційні бункерні завантажувальні пристрої отримали для транспортування та завантаження мініатюрних, дрібних та середніх виробів. Сучасні конструкції вібраційних бункерних завантажувальних пристроїв, що виконані за класичною динамічною схемою і мають двомасову коливальну систему, не повністю використовують енергію вібробудівача для виконання корисної роботи. Окрім того, через наявність в

конструкції важкої реактивної маси вони мають достатньо велику вагу. При роботі вібраційного бункерного завантажувального пристрою енергія вібробуджувача витрачається на розкачку як бункера, що виконує корисну роботу, так і реактивної плити, що здійснює холості коливання. Таким чином, частина енергії вібробуджувача не використовується для виконання корисної роботи, а витрачається вхолосту. Для підвищення коефіцієнту корисної дії пристрою, збільшення його продуктивності та зменшення його ваги і витрат металу необхідно змінити конструкцію вібраційного завантажувального пристрою та деяких його елементів, що впливають на перерозподіл амплітуд коливання робочої (бункера) та реактивної мас пристрою. Сучасне виробництво передбачає створення нових зразків машин з високими техніко-економічними показниками, тому, підвищення ефективності роботи існуючого обладнання і розробка нових схем машин є важливим завданням для проєктантів та виробників технологічного обладнання, оскільки мінімальне покращання його технологічних та експлуатаційних показників може привести до відчутного економічного ефекту. Для вирішення поставленої проблеми авторами було розроблено нову конструкцію вібраційного бункерного живильника, в якому збільшення горизонтальної складової амплітуди коливань його робочого елемента (бункера) здійснюється не за рахунок збільшення потужності вібробуджувача, а за рахунок внутрішнього перерозподілу енергії між елементами його коливальної системи, що дозволяє більш повно використати енергію вібробуджувача для виконання корисної роботи, тобто, збільшити коефіцієнт його корисної дії. Крім того, одночасно зменшується маса і металоемність конструкції віброживильника.

**Ключові слова:** вібраційне транспортування, продуктивність, віброживильник, ефективність роботи, перерозподіл енергії, коливальна система, коефіцієнт корисної дії.

## Вступ

При автоматизації виробничих та технологічних процесів в машинобудуванні та приладобудуванні все більшого застосування набувають вібраційні бункерні живильники. У робототехнічних комплексах або системах їх застосовують для подачі заготовок чи виробів до захватів маніпуляторів, що завантажують автоматизовані верстати а також для завантажування штучними заготовками автоматичних ліній і автоматизованих комплексів та гнучких автоматизованих виробництв та іншого автоматизованого технологічного обладнання.

**Актуальність теми.** Сучасні конструкції вібраційних бункерних живильників, що виконані за класичною динамічною схемою і мають двомасову коливальну систему, не повністю використовують енергію вібробуджувача для виконання корисної роботи. Окрім того, через наявність в конструкції пристрою важкої реактивної маси вони мають достатньо велику вагу. Для підвищення коефіцієнту корисної дії, а також для зменшення ваги таких вібраційних живильників необхідно змінити деякі елементи пристрою, а також внести до його конструкції нові елементи.

Існуючі конструкції вібраційних бункерних живильників, що виконані за класичною динамічною схемою, мають двомасову коливальну систему (Chelomej, 1981a). Вони складаються з робочого елемента (бункера) і реактивної плити, що зв'язані між собою направленою пружною системою, електромагнітного вібробуджувача, нерухомої основи і системи амортизаторів. При вмиканні живлення приводу бункера і реактивна плита живильника здійснюють проти-фазні коливання з відносною сумарною амплітудою коливань, що складається з амплітуд коливання бункера і реактивної плити. Сумарна відносна амплітуда коливань вібраційного бункерного живильника постійна і залежить від потужності вібробуджувача, мас і моментів інерції бункера і реактивної плити, а також від величини відлаштування пружної системи від частоти вимушених коливань вібраційного пристрою. Таким чином, при роботі вібраційного бункерного живильника енергія вібробуджувача витрачається на розкачку як бункера, що виконує корисну роботу, так і реактивної плити, що здійснює холості коливання. Якщо врахувати, що оптимальне співвідношення мас і

моментів інерції реактивної плити і бункера у вібраційних живильників знаходиться в межах 2...3 до одного, а співвідношення амплітуд коливань реактивної плити і бункера зворотно-пропорційне їх масам і моментам інерції, то очевидно, що амплітуда коливань бункера буде у 2...3 рази більшою за амплітуду коливань реактивної плити (Chelomej, 1981a). Таким чином, частина енергії вібробуджувача (а це складає приблизно 25...30 %) не використовується для виконання корисної роботи, а витрачається вхолосту.

**Мета і методи дослідження.** Для підвищення коефіцієнту корисної дії пристрою, збільшення його продуктивності та зменшення його ваги і витрат металу необхідно змінити конструкцію вібраційного бункерного живильника та деяких його елементів, що впливають на перерозподіл амплітуд коливання робочої (бункера) та реактивної мас пристрою.

## Матеріал і методи досліджень

Для збільшення амплітуди коливань бункера відносно нерухомої основи пристрою при збереженні величини сумарної відносної амплітуди коливань можна збільшити співвідношення між реактивною та робочою масами за рахунок збільшення реактивного елемента (випадок зменшення маси бункера не розглядається, бо він при проєктуванні вібраційного живильника вибирається мінімально можливим і зменшенню не підлягає). Однак, якщо врахувати, що реактивний елемент віброживильника є найбільш важким в конструкції, то збільшення його маси приводить до значного збільшення маси всього віброживильника, що, в свою чергу, приведе до збільшення потужності вібробуджувача, необхідної для забезпечення потрібної сумарної відносної амплітуди коливань, а також до невиправданого збільшення витрат металу.

## Результати та їх обговорення

Для досягнення поставленої мети авторами представлена нова конструкція вібраційного бункерного живильника з покращеною динамічною схемою. Підвищення продуктивності цього живильника досягається за рахунок збільшення амплітуди коливань бункера відносно нерухомої основи, але існуючі розміри конструкції та споживана потужність вібраційного

приводу не збільшуються. Крім того зменшується маса реактивної плити і, з цим, – маса всього пристрою. Без зміни залишаються бункер, пружна система і вібраційний привід, а змінюється лише реактивна плита. До неї прикріплюються додаткові маси за допомогою пружних елементів і двомасова динамічна схема коливальної системи віброживильника змінюється на тримасову. Власні частоти коливань цих мас на пружинах менші на 2...6 % від основної частоти коливань вібраційного бункерного живильника, що досягається підбором жорсткості цих пружин.

Два варіанти конструктивної схеми запропонованого пристрою зображено на рис. 1 та рис. 2 (Bespalov, 1990). Вібраційний бункерний живильник складається з робочого органу – бункера 1 та реактивної маси 2, зв'язаних між собою основною пружною системою 3 у вигляді гратчастого гіперболоїдного торсіону, електромагнітного віброзбудника коливань 4, якір якого закріплено до бункера 1, а електромагніт – до реактивної маси 2, додаткових вантажів 6, що закріплені на периферії реактивної плити 2 за допомогою пружин 7 та нерухомої основи 5, на яку опирається вібраційний живильник через гумові амортизатори 8. У якості пружин 7 (рис. 1) застосовано спеціальні точені циліндричні пружини з прорізним гвинтовим пазом (Chelomej, 1978), які забезпечують надійне заземлення їх кінців, що виключає стуки та шуми при експлуатації вібраційного живильника. У другому варіанті (рис. 2) застосовано плоскі пружини 7.

Вібраційний бункерний живильник працює таким чином. При подачі електроживлення до електромагнітного віброзбудника коливань 4 бункер 1 (рис. 1, рис. 2) і реактивна маса 2, що з'єднані між собою гратчастим гіперболоїдним торсіоном 3, здійснюють коливання у протифазі з частотою, змущуючого зусилля віброзбудника 4. Сумарна відносна амплітуда коливань системи складається з амплітуди коливань бункера 1 і амплітуди коливань реактивної маси 2, при чому, амплітуда коливань бункера 1 відносно

нерухомої основи 5 дорівнює приблизно  $2/3...3/4$  від неї. Відповідно, амплітуда коливань реактивної маси складає приблизно  $1/3...1/4$  частину сумарної амплітуди. При коливанні реактивної маси 2 за рахунок кінетичного збудження здійснюють коливання додаткові маси 6, що закріплені на ній за допомогою пружин 7. Це відбувається за рахунок того, що власна частота коливань вантажів 6 на пружинах 7 –  $47...49$  Гц, а частота змущуючого зусилля вібраційного приводу –  $50$  Гц. Вантажі 6 коливаються у протифазі з коливаннями реактивної маси 2 за рахунок того, що власні частоти коливань вантажів 6 на пружинах 7 нижчі за частоту змущених коливань елементів живильника. Додаткові вантажі 6 діють як інерційні динамічні гасники коливань. За рахунок цього вони зменшують горизонтальну складову амплітуди коливань реактивної маси 2 відносно нерухомої основи 5 (Chelomej, 1981b). Завдяки прикладеному зусиллю вібраційного приводу сумарна відносна горизонтальна складову амплітуди коливань системи вібраційного живильника залишається майже незмінною. Таким чином, на величину зменшення горизонтальної складової амплітуди коливань реактивної маси 2 збільшиться горизонтальна складову амплітуди коливань бункера 1 відносно нерухомої основи 5 (тобто абсолютна амплітуда коливань робочого органу). Можна досягти часткового зменшення горизонтальної складової амплітуди коливань або майже повної зупинки коливань реактивної маси 2 у горизонтальному напрямку, збільшивши тим самим горизонтальну складову амплітуди коливань бункера 1 до величини сумарної відносної амплітуди коливань системи у горизонтальному напрямку. Це досягається підбором величини вантажів 6 і жорсткості пружин 7. Таким чином, продуктивність вібраційного живильника збільшиться. Майже повна віброізоляція конструкції здійснюється закріпленням її за допомогою амортизаторів 8, до нерухомої основи 5.

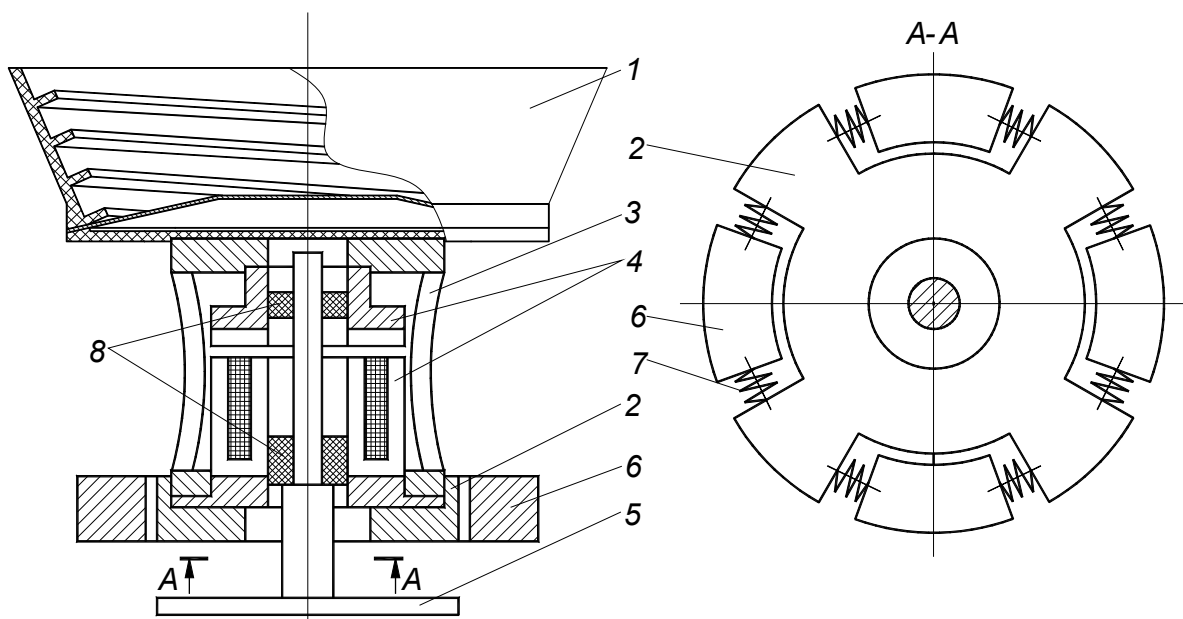


Рис. 1. Конструктивна схема вібраційного живильника (варіант з циліндричними пружинами 7)

Для зменшення або погашення коливань реактивної плити 2 необхідно, щоб інерційні сили додаткових вантажів 6, що коливаються, були близькі до сил інерції реактивної плити 2, що коливається, тобто,

$$K \cdot n \cdot m_1 \cdot A_1 \cdot \omega^2 \leq I_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega^2,$$

де  $m_1$  – приведена маса вантажів 6,  $I_2$  – приведений момент інерції реактивної плити 2,  $A_1$  – амплітуда коливань вантажів 6,  $\varepsilon_2$  – кутова амплітуда коливань реактивної плити 2,  $n$  – кількість вантажів 6,  $\omega$  – кругова частота вимушених коливань віброживильника,

$K$  – коефіцієнт переводу лінійних коливань у кутові, який залежить від параметрів основної пружної системи – гратчастого гіперболічного торсіону. З цієї умови визначається необхідна для погашення коливань реактивної плити 2 амплітуда коливань додаткових вантажів 6. Ця амплітуда реалізується за рахунок вибору власної частоти коливань вантажів 6 на закріплюючих пружинах 7, що досягається підбором жорсткості цих пружин.

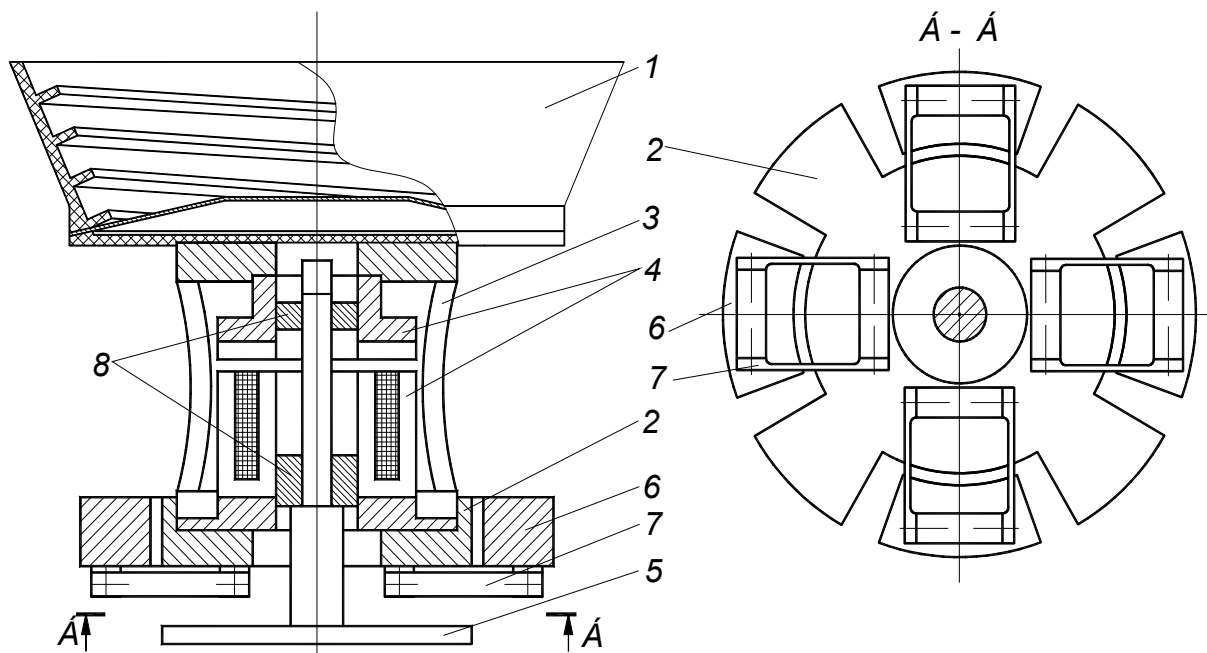


Рис. 2. Конструктивна схема вібраційного живильника (варіант з плоскими пружинами 7)

Завдяки наявності додаткових вантажів, що закріплені на периферії реактивної плити за допомогою додаткових пружин, відпадає необхідність у класичному співвідношенні мас і моментів інерції бункера і реактивної плити (1 до 2...3) і це співвідношення в запропонованій конструкції приймається 1 до 1. Це значно зменшує масу вібраційного бункерного живильника і витрати металу на виготовлення реактивної плити, а необхідне співвідношення амплітуд коливань бункера і реактивної плити буде досягнуто за рахунок динамічного гашення амплітуди коливань реактивної плити додатковими вантажами і відповідного збільшення амплітуди коливань бункера пристрою відносно нерухомої основи (Chelomej, 1978). Маса додаткових вантажів набагато менша за масу реактивної плити, а ефект зменшення горизонтальної складової коливань реактивної плити або доведення її до нуля досягається за рахунок великої амплітуди коливань додаткових вантажів, що реалізується величиною відлаштування власної частоти коливань вантажів на додаткових пружинах від частоти вимушених коливань основної коливальної системи вібраційного бункерного живильника.

## Висновки

Таким чином, запропоновані в новій конструкції вібраційного бункерного живильника динамічні гасники коливань у вигляді додаткових вантажів, що розташовані за допомогою пружин на периферії реактивної плити, зменшують горизонтальну складову амплітуди коливань реактивної плити, яка стає майже нульовою. Але, за рахунок того, що сумарна відносна горизонтальна складову амплітуди коливань віброживильника, яка залежить від потужності віброзбуджувача і параметрів основної коливальної системи, залишається незмінною, горизонтальна складову амплітуди бункера відносно нерухомої основи зростає і стає майже рівною величині горизонтальної складової сумарної відносної амплітуди коливань, тобто, величина її збільшиться приблизно в 1,2...1,3 рази (на 20...30 %). Отже, підвищення продуктивності вібраційного бункерного живильника завдяки збільшенню горизонтальної складової амплітуди коливань його робочого елемента (бункера) здійснюється не за рахунок збільшення потужності віброзбуджувача, а за рахунок внутрішнього перерозподілу енергії між елементами його коливальної системи, що дозволяє більш повно використати енергію віброзбуджувача для виконання корисної роботи, тобто, збільшити коефіцієнт його корисної дії. Крім того, одночасно

зменшується маса і металоємність конструкції вібраційного живильника, що зменшує матеріальні витрати при виготовленні запропонованого пристрою.

*Перспективи подальших досліджень.* Після виготовлення дослідного зірця вібраційного бункерного живильника за представленою в роботі конструкцією необхідно експериментально визначити переваги або недоліки одного варіанту конструкції (рис. 1) відносно другого (рис. 2) з точки зору технологічності виготовлення та складності налаштування цих варіантів пристрою. Також необхідно провести експериментальні дослідження характеристик роботи цих конструкцій (продуктивність, коефіцієнт швидкості, віброізоляція тощо).

## References

- Bespalov, A. L. (1990). Vibracionnyj bunkernyj pitatel'. AS №1558809, B.I. № 15, 1990 g. (in Russian).
- Chelomej, V. N. (1978). Vibracii v tehnikе: spravochnik v 6-ti t. M.: Mashinostroenie. T. 1: Kolebanija linejnyh sistem. pod redakciej V. V. Bolotina. <http://www.zodchii.ws/books/info-1219.html> (in Russian).
- Chelomej, V. N. (1981a). Vibracii v tehnikе: spravochnik v 6-ti t. M.: Mashinostroenie. T. 4: Vibracionnye processy i mashiny. <http://www.zodchii.ws/books/info-1222.html> (in Russian).
- Chelomej, V. N. (1981b). Vibracii v tehnikе: spravochnik v 6-ti t. M.: Mashinostroenie. T. 6: Zashhita ot vibracii i udarov. pod redakciej K. V. Frolova. M. <http://www.zodchii.ws/books/info-1224.html> (in Russian).