



Yaroslav V. Ivanchuk
Іванчук
Ярослав
Володимирович



Rostyslav D. Iskovych-Lototsky
Іскович-Лотоцький
Ростислав
Дмитрович



Ivan V. Kots
Коц
Іван
Васильович



Ivan V. Sevostyanov
Севостьянов
Іван
В'ячеславович

УДК 62-932.4

MATHEMATICAL MODELING OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF SHIP LOADING WITH A VIBRATING CONVEYOR

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
ЗАВАНТАЖЕННЯ СУДНА ВІБРАЦІЙНИМ КОНВЕЄРОМ**

DOI 10.15589/SMI20180208

Yaroslav V. Ivanchuk

Я. В. Іванчук, канд. техн. наук, доц.
ivanchuck@ukr.net

ORCID: 0000-0002-4775-6505

Rostyslav D. Iskovych-Lototsky

Р. Д. Іскович-Лотоцький, д-р техн. наук, проф.
islord@gmail.com

ORCID: 0000-0003-3920-3019

Ivan V. Kots

І. В. Коц, канд. техн. наук, проф.
ivan.kots.2014@gmail.com

ORCID: 0000-0003-0870-6385

Ivan V. Sevostyanov

І. В. Севостьянов, д-р техн. наук, проф.
ivansev70@gmail.com

ORCID: 0000-0001-8965-9810

Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Abstract. The high efficiency of the technological process of loading and unloading operations on sea and river transport through the use of vibration loads is determined. A high degree of intensification of the vibration transportation process is achieved by using the developed original designs of vibration conveyors with a hydraulic pulse drive based on a single-stage pulsator valve. Single-stage pulsator valves are represented by original designs with shut-off elements of ball and slide valve types. The mathematical model of the technological processes of the vibratory movement of bulk loads by the vibrating conveyor with a hydroimpulse drive has been improved. It is based on the basis of the laws of hydrodynamics using mechanoreological phenomenology and generalized laws of mechanics. When developing a mathematical model, the technological process was divided into working phases of a hydro-pulse drive and combined with three stages of moving bulk cargo: the joint movement of the cargo in the absence of slippage, the presence of slippage of the cargo and the free movement of the cargo. Based on the developed mathematical model using the finite volume method, the pressure distribution and velocity of the working fluid in the hydro-pulse drive of the vibrating conveyor were obtained using numerical simulation and the fitting method. Also obtained were diagrams of changes in the horizontal and vertical components of the movement of the layers of the transporting material relative to the surface of the load-carrying body. The developed original model of vibratory movement of bulk materials made it possible to obtain the dependences of the change in the displacement of the centers of the mass of the layers of transporting bulk materials. The obtained working dependences of the main operating characteristics of the vibrating conveyor based on a hydro-pulse drive made it possible to obtain the basic working dependences for further improving the efficiency of the technological process of vibratory displacement of bulk materials. The results of numerical modeling of technological processes of loading and unloading operations on ships by a vibrating conveyor, showed the advantages of the chosen approach to design, and also allowed to prove the effectiveness of the developed design.

Keywords: cargo ship; vibrating conveyor; mathematical model; vibration movement; hydro-pulse drive; valve.

Анотація. Визначено високу ефективність технологічного процесу вантажно-розвантажувальних робіт на морському та річковому транспорті за допомогою використання вібраційних навантажень. Високий ступінь інтенсифікації процесу вібраційного транспортування досягається застосуванням розроблених оригінальних конструкцій вібраційних конвеєрів з гідроімпульсним приводом на базі однокаскадного клапана-пульсатора. Однокаскадні клапани-пульсатори — оригінальні конструкції із запірними елементами кульового і золотникового типів. Удосконалено математичну

модель технологічних процесів вібраційного переміщення сипких вантажів вібраційним конвеєром з гідроімпульсним приводом на базі законів гідродинаміки з використанням механореологічної феноменології та узагальнених законів механіки. Під час розробки математичної моделі технологічний процес було розділено на робочі фази гідроімпульсного приводу і поєднано з трьома етапами переміщення сипкого вантажу: спільний рух вантажу за відсутності проковзування, наявність проковзування вантажу і вільний рух вантажу. На основі розробленої математичної моделі методом скінченних об'ємів за допомогою числового моделювання і методу припасовування отримано розподіл тиску й швидкості робочої рідини в гідроімпульсному приводі вібраційного конвеєра. Також було отримано діаграми зміни горизонтального і вертикального складників переміщення шарів транспортувального матеріалу до поверхні вантажонесучого органа. Розроблена оригінальна модель вібраційного переміщення сипких матеріалів дозволила отримати залежності зміни переміщення центрів мас шарів транспортуваних сипких вантажів. Отримані робочі залежності основних робочих характеристик вібраційного конвеєра на базі гідроімпульсного приводу дозволили отримати основні робочі залежності для подальшого підвищення ефективності технологічного процесу вібраційного переміщення сипких матеріалів. Отримані результати числового моделювання технологічних процесів вантажно-розвантажувальних робіт на судах вібраційним конвеєром показали переваги обраного підходу до проектування, а також дозволили довести ефективність розробленої конструкції.

Ключові слова: вантажне судно; вібраційний конвеєр; математична модель; вібраційне переміщення; гідроімпульсний привід; клапан.

Аннотация. Определена высокая эффективность технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ на морском и речном транспорте посредством использования вибрационных нагрузок. Высокая степень интенсификации процесса вибрационной транспортировки достигается применением разработанных оригинальных конструкций вибрационных конвейеров с гидроимпульсным приводом на базе однокаскадного клапана-пульсатора. Однокаскадные клапаны-пульсаторы представлены оригинальными конструкциями с запорными элементами шарикового и золотникового типов. Усовершенствована математическая модель технологических процессов вибрационного перемещения сыпучих грузов вибрационным конвейером с гидроимпульсным приводом на базе законов гидродинамики с использованием механореологической феноменологии и обобщенных законов механики. При разработке математической модели технологический процесс был разделен на рабочие фазы гидроимпульсного привода и объединён с тремя этапами перемещения сыпучего груза: совместное движение груза при отсутствии проскальзывания, наличие проскальзывания груза и свободное движение груза. На основе разработанной математической модели методом конечных объемов с помощью численного моделирования и метода подгонки получено распределение давления и скорости рабочей жидкости в гидроприводе вибрационного конвейера. Также было получено диаграммы изменения горизонтальной и вертикальной составляющих перемещения слоев транспортируемого материала к поверхности вантажонесущего органа. Разработанная оригинальная модель вибрационного перемещения сыпучих материалов позволила получить зависимости изменения перемещения центров масс слоев транспортирующих сыпучих грузов. Полученные рабочие зависимости основных рабочих характеристик вибрационного конвейера на базе гидроимпульсного привода позволили получить основные рабочие зависимости для дальнейшего повышения эффективности технологического процесса вибрационного перемещения сыпучих материалов. Полученные результаты численного моделирования технологических процессов погрузочно-разгрузочных работ на судах вибрационным конвейером показали преимущества выбранного подхода к проектированию, а также позволили доказать эффективность разработанной конструкции.

Ключевые слова: грузовое судно; вибрационный конвейер; математическая модель; вибрационное перемещение; гидропривод; клапан.

References

- [1] Iskovych-Lototsky, R. D., Zelinska, O. V., & Ivanchuk, Y. V. (2018). *Tekhnolohiia modeliuvannia otsinky parametriv formoutvorennia zahotovok z poroshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni z hidroimpulsnym pryvodom* [The technology of modeling the evaluation of the parameters of forming blanks of powder materials on the vibropress equipment with a hydro-pulse drive]. monograph. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].
- [2] Hou, Y. J., Du, M. J., Fang, P., & Zhang, L. P. (2017). Synchronization and stability of an elastically coupled tri-rotor vibration system. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 55 (1), 227-240. doi: 10.15632/jtam-pl.55.1.227.
- [3] Guang, L., & Min, W. (2005). Modeling and controlling of a flexible hydraulic manipulator. *Journal of Central South University of Technology: Science & Technology of Mining and Metallurgy*, 12 (5), 578-583.
- [4] Cheng, C., Chen, Z., Shi, H., Liu, Z., & Xiong, Y. (2016). System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. *Shock and Vibration*, 1-9. – doi: 10.1155/2016/2413578.

- [5] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2016). Optymizatsiia konstruktyvnykh parametriv inertsiinoho vibropres-molota [Optimization of the design parameters of the inertia vibropress hammer]. *Bulletin of engineering and transport*, 2, 43-50 [in Ukrainian].
- [6] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2017). Modeliuvannia robochykh protsesiv hidroimpulsnoho pryvoda z odnokaskadnym klapanom pulsatorom [Modeling the working processes of a hydro-pulse drive with a single-stage pulsator valve]. *Vibrations in engineering and technology*. Vinnytsia, 3 (86), 10-19 [in Ukrainian].
- [7] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2017). Fundamentals of the resonant-structural theory of vehicle vibration impact unloading [Osnovy rezonansno-strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv]. *Science and transport progress*. Bulletin of the Dnipropetrovsk National University of Railway Transport academician V. Lazaryan, 5 (53), 109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458 [in Ukrainian].

Постановка задачі. Вантажно-розвантажувальні роботи на морських і річкових транспортних засобах належать до категорії найбільш трудомістких та важких. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на вантажних судах дає можливість прискорити розвантаження, знизити витрати й скоротити наднормативні простої морських і річкових транспортних засобів. До найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій належать вібраційні, які реалізуються за допомогою пристроїв із різними типами приводів, зокрема механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим.

Успіхи у розвитку вібраційної техніки і технології значно зумовлені ґрунтовною розробкою питань теорії, яка базується на математичному моделюванні робочих процесів вібраційних машин. Математичне моделювання дозволяє глибоко і повно досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на основні характеристики роботи вібраційного пристрою і визначити конкретні шляхи покращення, істотно знизивши при цьому обсяги експериментальних досліджень.

Тому розробка теорії вібраційних процесів на базі математичного моделювання, що містить феноменологічну реологію і методи розрахунку вібраційних машин під навантаженням з урахуванням характеристик приводу [4], є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У праці [2] для теоретичного дослідження руху вібраційного конвеєра (далі — ВК) було розроблено математичну модель переміщення вантажу вгору у вертикальній і горизонтальних площинах. У цій математичній моделі сумарна швидкість переміщення вантажу складається зі швидкості поступального руху і приросту вібраційної швидкості. Остання подана також сумою складників швидкості вібрації в горизонтальній і вертикальній площинах. Ця математична модель не розглядає визначення динамічних сил навантаження на поверхню вантажонесучого

органа вібраційного живильника, а також складники сил взаємодії шарів переміщуваного вантажу між собою.

У праці [3] розглянуто математичне моделювання ВК на базі гідроімпульсного приводу (далі — ГІП) [5]. Використаний у цій математичній моделі спрощений опис дисипативних властивостей системи призводить дуже часто до отримання надлишкових, нереалізованих вібраційною і віброударною системою рухів. Певна лінеаризація отриманих співвідношень законів руху виконавчої ланки обмежує сферу використання в математичних моделях в основному невисокої розмірності, в яких не врахований вплив усіх перехідних процесів у гідравлічній ланці ГІП вібраційного конвеєра. Цей підхід до моделювання не дозволяє досліджувати всі гідродинамічні процеси, що проходять у системі ГІП, та вплив на робочі характеристики й експлуатаційні параметри ВК у цілому.

Вирішення цих питань не є можливим без застосування реологічних моделей, рівняння нерозривності й Нав'є–Стокса, яке вимагає використання методу кінцевих об'ємів для дослідження складного руху робочої рідини за різних режимів течії [6]. Проведення таких досліджень ґрунтується на сучасних методах математичного моделювання з проведенням розрахунків за допомогою комп'ютерних систем із застосуванням сучасних інформаційних технологій. Це дозволяє запобігти невиправдано великій кількості складних та дорогих експериментальних досліджень, значно скоротити час та вартість проектних робіт, провести якісні та кількісні оцінки фізичних явищ із достатньою для інженерної практики точністю [7].

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ — підвищення ефективності теоретичного дослідження технології вібраційного транспортування за допомогою розробки перспективних математичних моделей фізичних процесів переміщення насипних вантажів за допомогою вібраційного конвеєра на базі ГІП.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання:

- розробити ефективну конструкцію вібраційного конвеєра із ГПП на базі однокаскадного клапана-пульсатора для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного транспортування насипних вантажів;
- розробити математичну модель технології вібраційного транспортування вібраційним конвеєром на базі ГПП з однокаскадним клапаном-пульсатором;
- на основі розробленої математичної моделі отримати робочі залежності для визначення основних характеристик досліджуваного технологічного процесу вантажно-розвантажувальних робіт на судах.

Основний матеріал. У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування було розроблено вібраційний конвеєр (рис. 1) на базі ГПП [1]. Він складається з вантажонесучого органа 1 (лотка), до якого через пружні елементи ресорного типу 2 приєднана інерційна маса 3.

Вібраційні коливання створюються ГПП, який складається з гідроциліндра 4 і генератора імпульсів тиску (ГІТ) 5, у вигляді однокаскадного клапана-пульсатора, який може бути представлений із запірним елементом кулькового (рис. 2, а) і золотникового типів (див. рис. 2, б). У порожнині гідроциліндра 4 ГІТ створює імпульси тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$. Налагодження тиску спрацювання p_2 ГІТ залежить від налагодження пружини 6, а з'єднання напірної

гідролінії зі зливною відбувається за допомогою (скидання робочого тиску до тиску p_1) від запірного елемента 6 у вигляді кулькового клапана. Вібраційне переміщення насипного вантажу реалізується за допомогою асиметричного вібраційного навантаження на вантажонесучий орган 1 (лоток) від дії ГПП [4].

Для розробки математичної моделі технологічного процесу неперервного транспортування сипких вантажів вібраційним конвеєром використаємо методи механореологічної феноменології [7], яка дозволяє створювати феноменологічні моделі для дослідження різних типів вібраційного транспортування штучних і масових вантажів.

На рис. 3 наведено трикомпонентну (просторову шестимасову) інерційну модель.

Ця модель дозволяє моделювати пружно-в'язкопластичні властивості великокускових насипних вантажів по осях x , y і z під дією вібраційних навантажень від ГПП.

Розглянемо вібротранспортування феноменологічної моделі транспортувального вантажу за несучим органом вібраційної машини, що здійснює коливання, яке направлене під кутом β до горизонту несучого органа. Уведемо рухомі системи координат — $xOyz$, жорстко зв'язану із несучим органом 1; $x''O''y''z''$, жорстко зв'язану з інерційною масою 2 і виконавчим гідроциліндром; $y^{IV}O^{IV}z^{IV}$, жорстко зв'язану із запірним елементом 3 (кульковий, або золотниковий (див. рис. 3, в) клапан). А також уведемо абсолютну

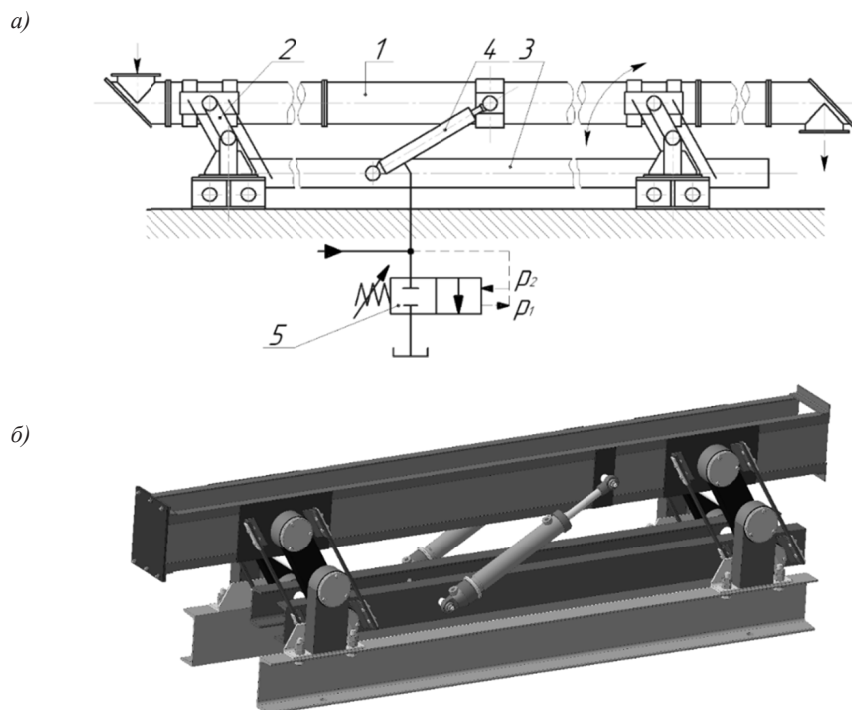


Рис. 1. Вібраційний конвеєр на базі ГПП:
а — типова схема; б — тривимірна модель

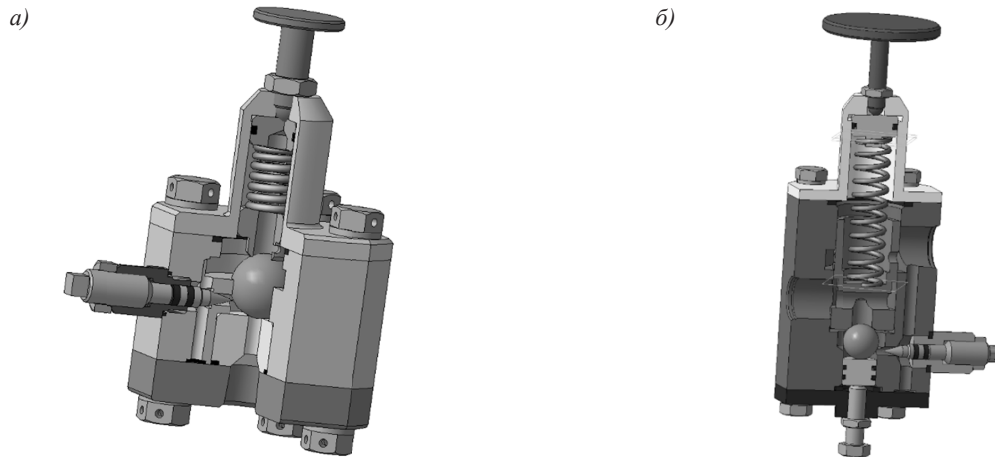


Рис. 2. Тривимірні моделі ГТТ:

а — із кульковим запірним елементом; б — із золотниковим запірним елементом

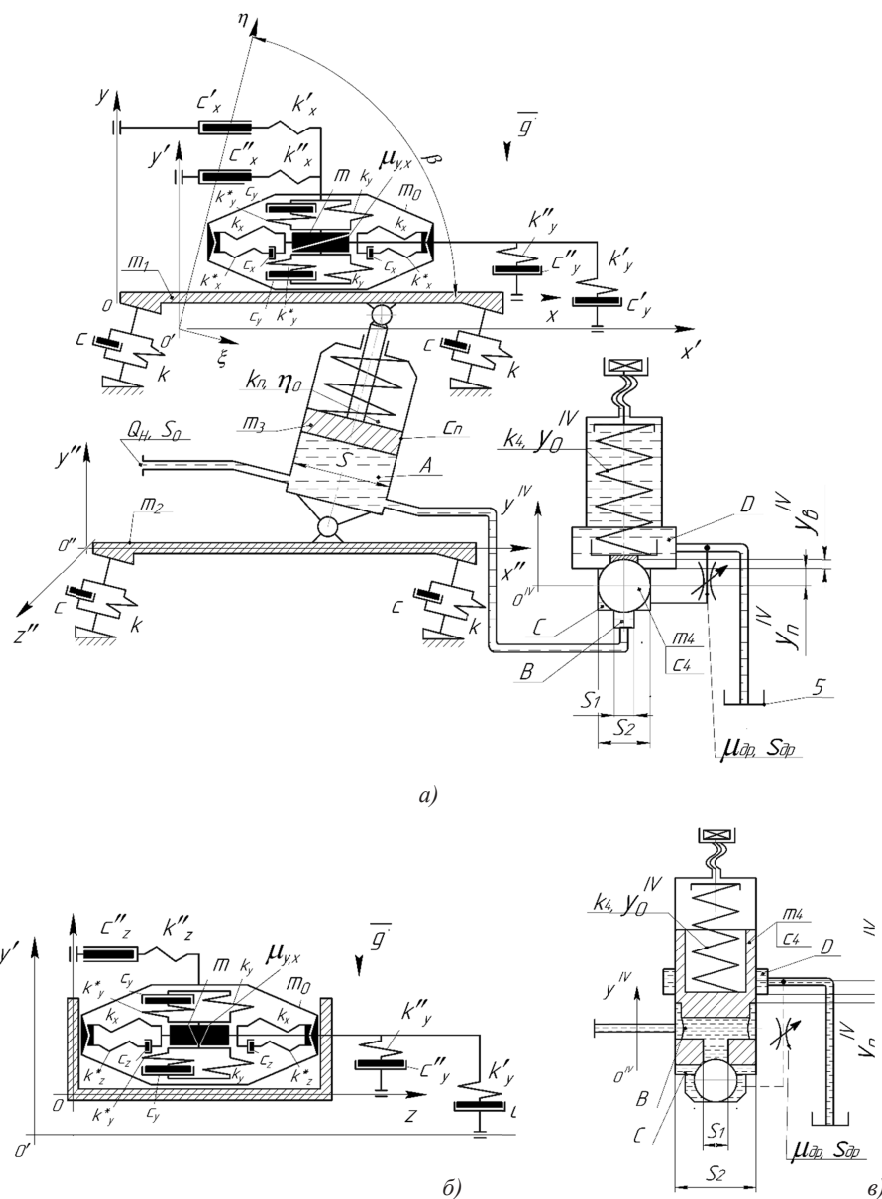


Рис. 3. Динамічна модель вібраційного конвеєра з ГПТ на базі пружнов'язкопластичної феноменологічної моделі великокускових сипких вантажів:

а — розрахункова модель у перерізі yx ; б — розрахункова модель у перерізі yz ; в — розрахункова модель клапана-пульсатора золотникового типу в перерізі yx

(нерухому) систему координат $\eta O\zeta$, вісь ζ якої збігається з напрямком коливань несучого органа.

Несучий орган здійснює коливання в площині $\eta O\zeta$ (xOy) за законом $\eta = f(\omega t)$, тоді проекції його переміщення на додаткові осі абсолютної (нерухомої) системи координат $x'O'y'$:

$$x' = \eta \cos \beta + x'_2; \quad y' = \eta \sin \beta + y'_2; \quad z' = 0. \quad (1)$$

У загальному випадку вібротранспортування можливі рух моделі в контакт з несучим органом і вільний рух. У напрямку осі Ox модель вантажу розглядається як двомасова коливальна система з масами m і m_0 (див. рис. 3, а), що зв'язані між собою двома пружними елементами жорсткістю k_x , k_x^* і двома демперами з коефіцієнтом в'язкості c_x . Крім цього, в напрямку осі O_x у режимі спільного руху діють сили сухого тертя, а в режимі вільного руху — сили опору, пропорційні абсолютній швидкості переміщення (пружні демпери з коефіцієнтами в'язкого тертя c'_x , c''_x і жорсткості k'_x , k''_x).

У напрямку осі O_y модель вантажу є одномасовою коливальною системою (див. рис. 3, б), так як маса m_0 у режимі спільного руху нерухома і відносно вантажонесучого органа пружнов'язкі властивості моделюються двома демперами з коефіцієнтами в'язкого тертя $(1/2)c_y$ і двома пружними елементами $(1/2)k_y$; незворотні деформації — клиновим елементом і парою сухого тертя. У режимі вільного руху маси m , m_0 по осі O_y переміщуються спільно, долаючи в'язкісні сили опору, пропорційні відносній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c''_y , k''_y) і абсолютній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c'_y , k'_y). У напрямку осі z діє боковий розпір N_z . Беремо $k_x^* = k_y^* = 0$, $N_z = 0$.

На шар вантажу в процесі вібротранспортування діють сили: на ділянці спільного руху — сила тяжіння mg , відновлювальні сили пружних зв'язків $k_y y$ і $k_x(x - x_0)$, сили в'язких опорів, пропорційні відносним швидкостям переміщення $c_y \dot{y}$ і $c_x(\dot{x} - \dot{x}_0)$, а також сили сухого тертя між частинками вантажу $\mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0)$, вантажем і транспортувальною поверхнею $\mu_x N_y^{(1,2)}$, де x_H — початкова пружна деформація шару, а $tg\alpha_0$ — коефіцієнт, що враховує ущільнення шару при стиску.

Процес вібраційного транспортування вантажу описується системою диференціальних, складених для кожного етапу руху, і трансцендентних рівнянь [6] для визначення моменту переходу від одного етапу руху або деформації до іншого.

Під час руху моделями вантажу по осі Oy є такі (на етапі спільного руху маса m_0 нерухома) пружнов'язкі деформації:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - c_y \dot{y} - k_y y, \quad (2)$$

пластичні деформації:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - \mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0). \quad (3)$$

Сили, що діють на вантаж при пружнов'язких і пластичних деформаціях:

$$\begin{cases} N_y^{(1)} = -c_y \dot{y} - k_y y; \\ N_y^{(2)} = -\mu_g k_x x_H. \end{cases} \quad (4)$$

Сила $N_y^{(1)}$ деформує транспортувальний шар вантажу (модель), прагнучи викликати незворотні деформації (зрушити клин). Поперечні деформації моделі будуть залишатися пружними до того моменту, поки деформувальна сила $N_y^{(1)}$ не перевищить опір зсуву клина $N_y^{(2)}$.

Модель контактує з несучим органом доти, поки нормальна реакція не перетвориться в нуль:

$$-N_y^{(1,2)} = \begin{pmatrix} c_y \dot{y} + k_y y \\ \mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0) \end{pmatrix}. \quad (5)$$

На етапі вільного руху маси m і m_0 спільно переміщуються:

$$(m + m_0)\ddot{y} = -(m + m_0)\ddot{y}' - (m + m_0)g - c(\dot{y} + \dot{y}'). \quad (6)$$

Під час переміщення моделі по осі Ox складаються диференціальні рівняння для мас m і m_0 .

Рух маси m у режимі спільного і вільного рухів описується одним рівнянням:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{x}' - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0). \quad (7)$$

Сила $-c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0)$ діє в площині транспортування, вона деформує шар переміщуваного вантажу і діє на масу m_0 .

Для маси m_0 на етапі спільного руху характерні такі режими:

— відносна рівновага

$$\ddot{x}_0 = 0; \quad (8)$$

— ковзання вперед або назад

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 = & -m_0 \ddot{x}' - N_y^{(1,2)} \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) + \\ & + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0). \end{aligned} \quad (9)$$

Модель вантажу залишається на несучому органі у відносному спокої, якщо сила, що зрушує масу m_0 , не перевищує за абсолютною величиною граничного значення сили статичного тертя $\mu_{cm} N_y^{(1,2)}$ (μ_{cm} — коефіцієнт тертя спокою вантажу на несучому органі). Вектор сили сухого тертя змінює свій напрямок залежно від характеру руху вантажу:

$$\text{sign}(\dot{x}_0) = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{x}_0 > 0, \\ -1 & \text{при } \dot{x}_0 < 0. \end{cases} \quad (10)$$

Крім цього, сила сухого тертя змінюється залежно від величини нормальної реакції $N_y^{(1,2)}$, тому рівняння можна записати так:

$$m_0 \ddot{x}_0 = -m_0 \ddot{x}' - \left(\frac{c_y \dot{y} + k_y y}{\mu_y k_x (x_H + y \tan \alpha_0)} \right) \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0). \quad (11)$$

На етапі вільного руху рівняння для маси m_0 запишемо

$$m_0 \ddot{x}_0 = -m_0 \ddot{x}' + m_0 g - c'_x (\dot{x}_0 - \dot{x}') + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0). \quad (12)$$

Якщо в зведених диференціальних рівняннях розділити всі члени на коефіцієнт при старшій похідній, а також ввести коефіцієнт λ , який зв'язує маси m і m_0 співвідношенням $m = \lambda m_0$.

На етапі спільного руху за відсутності проковзування в парах тертя

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y \dot{y} - p_y^2 y; \\ \ddot{x} = -\ddot{x}' - 2n_x (\dot{x} - \dot{x}_0) - p_x^2 (x - x_0); \\ \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \quad (13)$$

За наявності проковзування

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - \mu_y p_x^2 x_H + y \tan \alpha_0; \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' + 2n_x \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2 \lambda (x - x_0) - \\ - \left(\frac{p_y^2 y + 2n_y \dot{y}}{\mu_y p_k^2 (x_H + y \tan \alpha_0)} \right) \lambda \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0). \end{cases} \quad (14)$$

На етапі вільного руху

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y'' \dot{y} - 2n_y' (\dot{y} + \dot{y}'); \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' - 2n_x' \lambda (\dot{x}_0 - \dot{x}') + \\ + 2n_x'' \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2 \lambda (x - x_0). \end{cases} \quad (15)$$

де p_x, p_y — власні частоти коливань моделі вантажу в напрямку осей Ox і Oy , $p_x = \sqrt{k_x / m}$, $p_y = \sqrt{k_y / m}$; n_x, n_y — коефіцієнти затухання, зумовлені внутрішніми опорами переміщенню моделі шару вантажу в напрямку осей Ox і Oy на етапі спільного руху, $2n_y = c_y / m$, $2n_x = c_x / m$; n_y', n_x' — коефіцієнти за-

тухання, зумовлені зовнішніми опорами руху моделі шару на ділянці вільного переміщення в напрямку осей Oy і Ox , $2n_y'' = c_y'' / (m + m_0)$, $2n_y' = c_y' / (m + m_0)$, $2n_x' = c_x' / m$, $2n_x'' = c_x'' / m$.

Для визначення моментів переходу від одного режиму руху до іншого використовуються трансцендентні рівняння, які визначають вибір необхідного рівняння і початкових умов для його рішення, оскільки розв'язок і аналітично, і на ЕОМ виконується методом припасовування [1]. Вираз: $y = g / p_y^2$, визначає статичну деформацію і є початковою умовою у розв'язанні рівнянь.

Момент переходу від пружної в'язкої деформації моделі до пластичної t_{yp} і назад t_{py} визначається в результаті розв'язку трансцендентного рівняння, отриманого прирівнюванням $N_y^{(1)}$ і $N_y^{(2)}$ із рівнянь (4) і (5):

$$\begin{cases} k_y y + c_y \dot{y} \geq \mu_y k_x (x_H + y \tan \alpha_0); \\ k_y y + c_y \dot{y} < \mu_y k_x (x_H + y \tan \alpha_0). \end{cases} \quad (16)$$

Перехід від ковзання моделі до зупинки $t \pm 0$ відбувається у момент $\dot{x} = 0$ і за умови, що сили статичного тертя в цей момент є більшими або дорівнюють силі, яка прагне перевести вантаж у режим проковзування:

$$\mu_{cm} |N^{(1,2)}| \geq |-m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0)|. \quad (17)$$

Зворотний перехід від зупинки до ковзання відбувається за тієї умови, що сили статичного тертя не перевищують модуля сили, яка прагне перевести модель у режим проковзування:

$$\mu_{cm} |N^{(1,2)}| < |-m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0)|. \quad (18)$$

Момент переходу від спільного руху до вільного (момент відриву вантажу t_0) визначається в результаті розв'язку такого трансцендентного рівняння: $N_y^{(1,2)} = 0$.

У момент t_n відбувається падіння моделі вантажу на вантажонесучий орган і починається фаза співударяння. Цей момент визначається трансцендентним рівнянням $y(t) = 0$.

Для визначення закону $\eta = f(\omega t)$ коливання несучого органа масою m_1 із приєднанням до нього поршнем виконавчого гідроциліндра масою m_3 , що здійснюють коливання в площині $\eta O\xi (xOy)$, запишемо їх закон руху за осями x, y .

На етапі спільного руху несучого органа і вантажу за відсутності проковзування в парах тертя

$$\begin{cases} (m_1 + m_3) \ddot{y}_3' = -(m_1 + m_3)g + c_y \dot{y} + k_y y - 2c\dot{y}_3' \sin \beta - 2k y_3' \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}_3' - \dot{y}_2'') \sin \beta - k_n (y_3' - y_2'' - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}_3' = c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) - 2c\dot{x}_3' \cos \beta - 2k x_3' \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}_3' - \dot{x}_2'') \cos \beta - k_n (x_3' - x_2'' - \eta_0) \cos \beta; \\ \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \quad (19)$$

За наявності проковзування

$$\begin{cases} (m_1 + m_3) \ddot{y}_3' = -(m_1 + m_3)g + \mu_y k_x (x_H + y t g \alpha_0) - 2c\dot{y}_3' \sin \beta - 2k y_3' \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}_3' - \dot{y}_2'') \sin \beta - k_n (y_3' - y_2'' - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}_3' = \begin{pmatrix} k_y y + c_y \dot{y} \\ \mu_y k_k (x_H + y t g \alpha_0) \end{pmatrix} \lambda \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}_3' \cos \beta - 2k x_3' \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}_3' - \dot{x}_2'') \cos \beta - k_n (x_3' - x_2'' - \eta_0) \cos \beta. \end{cases} \quad (20)$$

На етапі вільного руху

$$\begin{cases} (m_1 + m_3) \ddot{y}_3' = -(m_1 + m_3)g + c_y'' \dot{y} + c_y'' (\dot{y} + \dot{y}_3') - k_n (y_3' - y_2'' - \eta_0) \sin \beta - \\ - 2c\dot{y}_3' \sin \beta - 2k y_3' \sin \beta + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}_3' - \dot{y}_2'') \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}_3' = c_x' \lambda (\dot{x}_0 - \dot{x}_3') - c_x'' \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x \lambda (x - x_0) - 2c\dot{x}_3' \cos \beta - \\ - 2k x_3' \cos \beta + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}_3' - \dot{x}_2'') \cos \beta - k_n (x_3' - x_2'' - \eta_0) \cos \beta. \end{cases} \quad (21)$$

де η_0 — попередній натяг пружини виконавчого гідроциліндра; k_n — жорсткість пружини виконавчого гідроциліндра; c_n — сили в'язкого тертя у виконавчому гідроциліндрі; c — сили в'язкого тертя у рухомих з'єднаннях пружних зв'язків торсійного типу (див. рис. 1); $p_s(t)$ — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра на нижню поверхню поршня площею S ; $k = \frac{3EJ}{l^3 + 0,75h^2l}$ — зведений коефіцієнт жорсткості [7] пружних зв'язків ресорного типу (див. рис. 1); h , l — товщина і ширина площі поперечного перерізу сталюї пластини, з якої складаються пружні зв'язки ресорного типу [7]; J — момент інерції сталюї пластини [1]; E — модуль пружності за умов розтягу матеріалу сталюї пластини.

Системи рівнянь (21)–(23) необхідно доповнити умовами розв'язку, а саме:

$$\begin{cases} 0 \leq x_3' - x_2' \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \quad 0 \leq \left| \frac{x_0}{x} \right|; \quad 0 & y_0 \\ 0 \leq \left| \frac{y_3' - y_2'}{y} \right| \leq \tilde{\eta} \sin \beta, \end{cases} \quad (22)$$

де $\tilde{\eta}$ — максимальний робочий хід поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 .

Закон руху інерційної маси m_2 , що здійснює коливання в площині $x'O'y'$:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y}_2' = -m_2 g - 2c\dot{y}_2' \sin \beta - \\ - 2k y_2' \sin \beta + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta; \\ m_2 \ddot{x}_2' = -2c\dot{x}_2' \cos \beta - \\ - 2k x_2' \cos \beta + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta, \end{cases} \quad (23)$$

де $p_s(t)$ — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра; $\iint_S p_s(t) dS$ — сили, що діють на внутрішню поверхню стінки гідроциліндра площею S .

Закон руху кулькового (золотникового (див. рис. 3, в)) клапана масою m_4 , що здійснює коливання по осі $O_4 y_4$:

$$m_4 \ddot{y}_4'' = -m_4 g - c_4 \dot{y}_4'' - k_4 (y_4'' + y_4''') + \iint_S p_s(t) dS, \quad (24)$$

де $p_s(t)$ — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині однокаскадного клапана-пульсатора; $\iint_S p_s(t) dS$ — сила, що діє на зовнішню по-

верхню стінку кулькового (золотникового) клапана площею S' і масою m_4 .

Для визначення початкових умов рівняння руху (24) необхідно розглянути рух кулькового (золотникового) клапана масою m_4 по характерним фазам [4], а саме:

1) фаза набору тиску, за якої ($t_0 \leq t \leq t_n$) кульковий (золотниковий) клапан масою m_4 перебуває в стані спокою і перекриває напірну порожнину B від порожнин підхвату C і зливу D (див. рис. 3, а, в), що

$$\begin{cases} \iint_{S_1} p_{S'}(t) dS < k_4 y_0^{IV}; & y_4^{IV}(t) = 0; & 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \\ 0 \leq \left| \frac{x_0(t)}{x(t)} \right|; & 0 \leq \left| \frac{y_3'(t) - y_2'(t)}{y_0(t)} \right| \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (25)$$

2) фаза спрацювання (відкриття) однокаскадного клапана-пульсатора. На ній ($t_n \leq t \leq t_{cn}$) зусилля від напірного тиску $\iint_{S_1} p_2(t) dS$ (p_2 — тиск відкриття клапана-пульсатора), що діє на площу S_1 кулькового (золотникового) клапана масою m_4 зрівнюється із силою налагодження регулювальної пружини $k_4 y_0^{IV}$, тобто:

$$\iint_{S_1} p_2(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}, \quad (26)$$

що спричиняє відкриття кулькового (золотникового) клапана масою m_4 . Під час відкриття кулькового (золотникового) клапана масою m_4 відбувається сполучення напірної порожнини B з порожниною підхвату C і зливу D . Таке сполучення порожнин спричиняє

спричиняє набору тиску в напірній порожнині B , тому основний напірний тиск $p_s(t)$ діє на площу S_1 . На цій фазі відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Причому на цьому етапі відбувається спільний рух несучого органа масою m_3 і великокусового насипного вантажу масою m і m_0 . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

різкому збільшенню тиску в порожнині підхвату C і відповідному збільшенню зусилля $p_2 S_2$ від напірного тиску p_2 , який уже буде діяти на площу S_2 . Стрімкоподібне збільшення зусилля спричиняє різке збільшення швидкості підйому кулькового (золотникового) клапана масою m_4 на відстань $y_n^{IV} + y_s^{IV}$.

На цій фазі також відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Цей етап також характеризується спільним рухом несучого органа масою m_3 і великокусового насипного вантажу масою m і m_0 . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

$$\begin{cases} \iint_{S_2} p_{S'}(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}; & 0 \leq y_4^{IV}(t) \leq y_n^{IV} + y_s^{IV}; \\ 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; & 0 \leq \left| \frac{x_0(t)}{x(t)} \right|; & 0 \leq \left| \frac{y_3'(t) - y_2'(t)}{y_0(t)} \right| \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (27)$$

3) фаза закриття (опускання) однокаскадного клапана-пульсатора. На ній ($t_{cn} \leq t \leq t_3$) відбувається злив робочої рідини через порожнини підхвату C і зливу D у гідробак 5, що спричиняє падінню тиску в напірній порожнині B до величини $p_1 = p_2(S_1/S_2)$, при цьому кульковий (золотниковий) клапан масою m_4 починає опускатись на початкове місце, (місце перекриття напірної порожнини B від порожнин підхвату C і зливу D).

На цій фазі відбувається переміщення (опускання) в початкове положення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Цей етап характеризується проковзуванням і вільним рухом великокусового насипного вантажу масою m і m_0 щодо несучого органа масою m_3 . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

$$\begin{cases} \iint_{S_2} p_{S'}(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}; & 0 \leq y_4^{IV}(t) \leq y_n^{IV} + y_s^{IV}; & 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \\ 0 \leq \left| \frac{x_0(t)}{x(t)} \right|; & 0 \leq \left| \frac{y_3'(t) - y_2'(t)}{y_0(t)} \right| \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (28)$$

Для визначення зміни тиску в порожнині ГПП необхідно вищевказану математичну модель доповнити системою рівнянь Нав'є–Стокса [7] і рівнянням нерозривності (29) для слабкостисненої рідини:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} = 0; \\ & \frac{\partial V_x}{\partial t} + \left(V_x \frac{\partial V_x}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial x''} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z''^2} \right); \\ & \frac{\partial V_y}{\partial t} + \left(V_x \frac{\partial V_y}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial y''} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z''^2} \right); \\ & \frac{\partial V_z}{\partial t} + \left(V_x \frac{\partial V_z}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial z''} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z''^2} \right); \quad \bar{V}|_{d\Omega} = 0; \quad \Omega \in R^3; \quad \rho|_{t=0,\Omega} = \rho_0; \\ & \bar{V}|_{t=0,z''=0,y''=0,x''=0} = Q_H / S_0; \quad p|_{t=0,\Omega} = p_0 + \left(\frac{(m + m_0 + m_3)g + k_n \eta_0}{S} \right). \end{aligned} \right. \quad (29)$$

У такій системі рівнянь (29) $\Omega \in R^3$ — тривимірна область (внутрішня порожнина ГПП), в якій рухається робоча рідина; ρ_0 — початкова густина робочої рідини; p_0 — початковий тиск робочої рідини; Q_H — витрата гідравлічного насоса в напірну порожнину через впускний патрубок, S_0 — площа поперечного перерізу впускного патрубку ГПП.

Математична модель технологічного процесу переміщення вантажів за допомогою вібраційного конвеєра з гідроімпульсним приводом, яка представлена системами рівнянь (1)–(29), була реалізована методами числового моделювання на базі програмних комплексів FlowVision [4] і Matlab Simulink [5] на потужностях обчислювальних кластерів КС Інститута кібернетики імені В.М. Глушкова НАН України. Результатами моделювання є розподіл тиску в робочій порожнині ГПП вібраційного конвеєра (рис. 4).

Із рис. 4 видно, що на запірний елемент ГПТ кулькового типу діє додатковий тиск 6 МПа, спричинений швидкісним потоком робочої рідини (див. рис. 4, а). Порівняно з ГПТ золотникового типу це вимагає використання регулювальної пружини із жорсткістю збільшеною в 3–4 рази. У ГПТ золотникового типу (див. рис. 4, б) швидкість робочої рідини гаситься об внутрішні стінки корпусу. Це не дає утворення додаткового динамічного тиску на запірний елемент ГПТ золотникового типу.

Також одним із результатів моделювання є розподіл швидкості в робочій порожнині ГПП вібраційного конвеєра (рис. 5).

За результатами числового моделювання (див. рис. 5, а), швидкість робочої рідини в нижній зоні запірного елемента ГПТ кулькового типу складає 98 м/с. Ця висока швидкість робочої рідини утворює кавітаційні явища, що негативно впливають на якість поверхні запірного елемента ГПТ кулькового типу. Порівняно з ГПТ золотникового типу це вимагає використання спеціального матеріалу та режиму технологічної обробки під час виготовлення запірного елемента ГПТ кулькового типу. У ГПТ золотникового типу (див. рис. 5, б) площа прохідного отвору запірного елемента значно більше ніж у ГПТ кулькового типу, це дозволяє використовувати гідравлічні насоси більшої подачі. Мала площа прохідного отвору запірного елемента ГПТ кулькового типу вимагає більшого відкриття дроселя ніж у ГПТ золотникового.

Також результатом розрахунку є діаграми робочих параметрів ГПП (рис. 6).

Аналізуючи діаграми робочих параметрів (див. рис. 6), можна визначити такі параметри роботи ГПП з відповідними ГПТ:

— амплітуду пульсацій тиску робочої рідини для ГПТ кулькового типу — 10 МПа, ГПТ золотникового типу — 13 МПа;

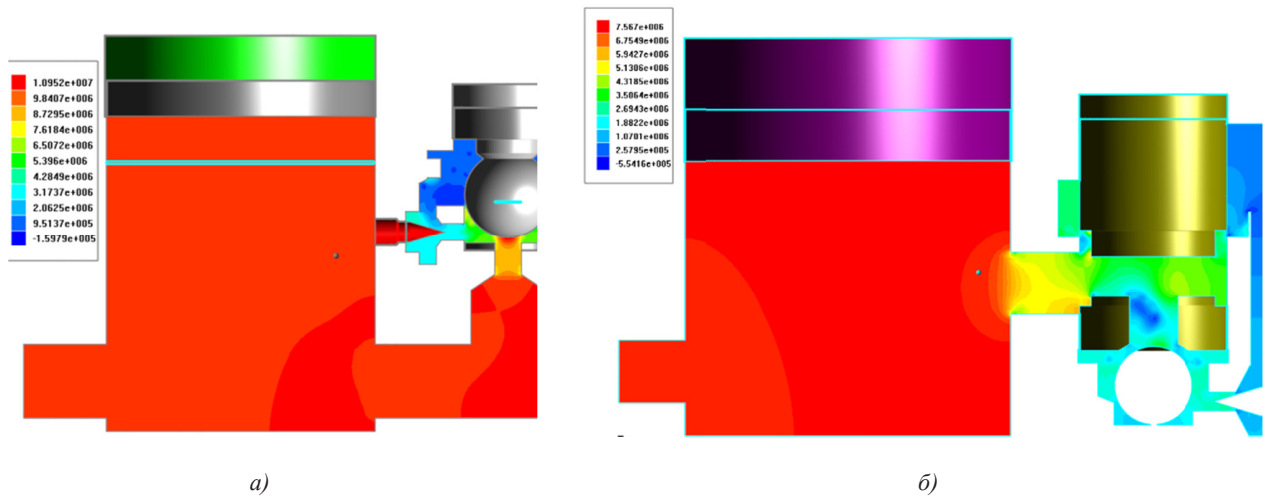


Рис. 4. Розподіл тиску в робочій порожнині ГП вібраційного конвеєра:

a — ГП з ГІТ кулькового типу; *б* — ГП з ГІТ золотникового типу

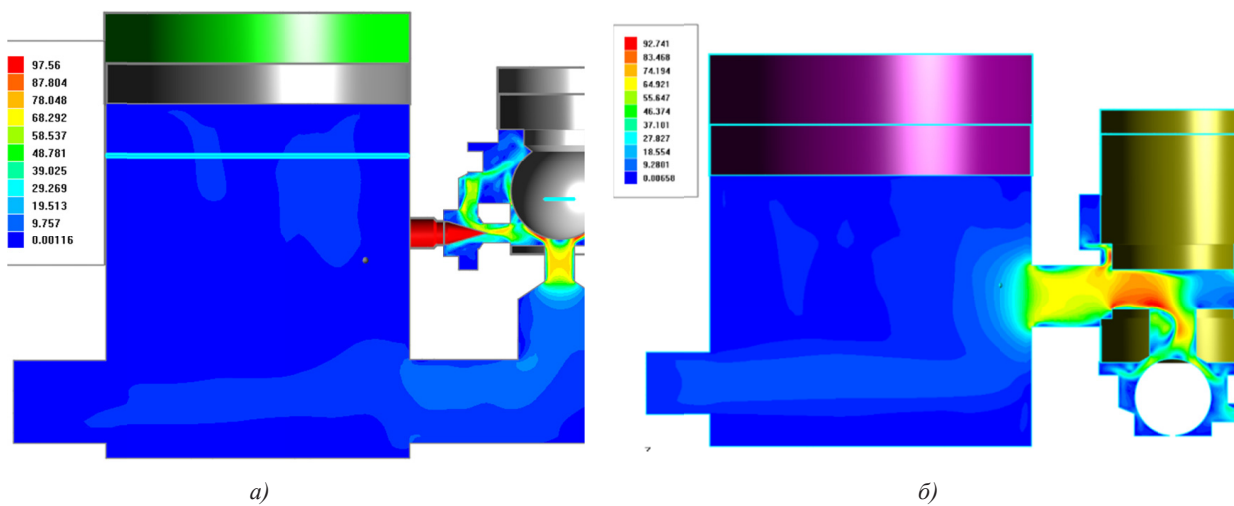


Рис. 5. Розподіл швидкості в робочій порожнині ГП вібраційного конвеєра:

a — ГП з ГІТ кулькового типу; *б* — ГП з ГІТ золотникового типу

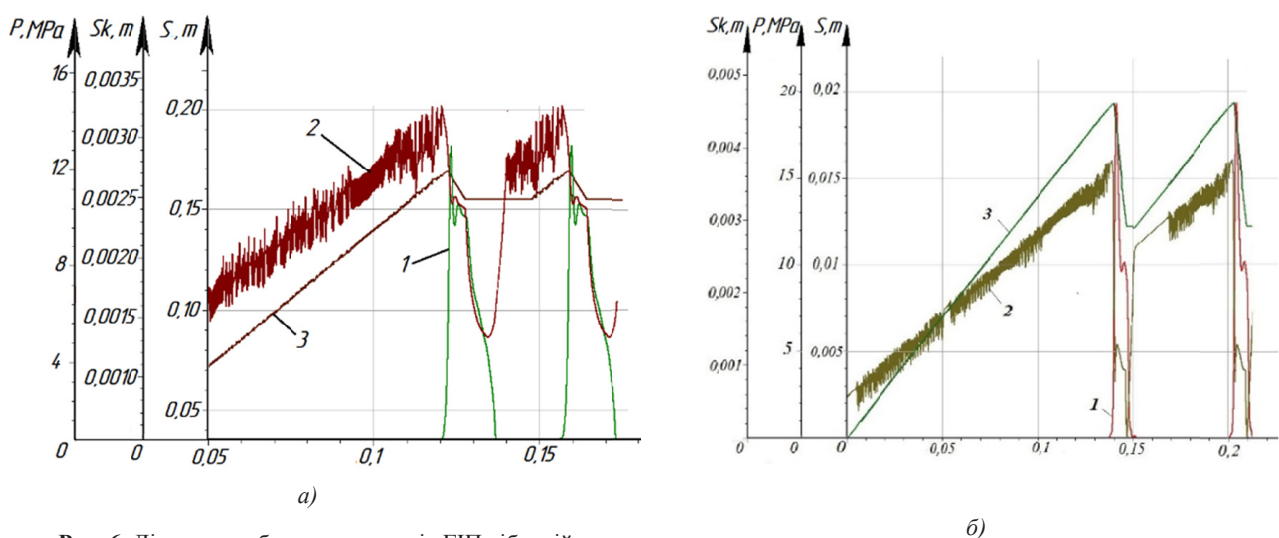


Рис. 6. Діаграми робочих параметрів ГП вібраційного конвеєра:

a — ГП із ГІТ кулькового типу; *б* — ГП із ГІТ золотникового типу; 1 — зміна переміщення запірної елементи клапана-пульсатора залежно від часу; 2 — зміна тиску робочої рідини в порожнині ГП залежно від часу; 3 — зміна переміщення поршня гідроциліндра залежно від часу

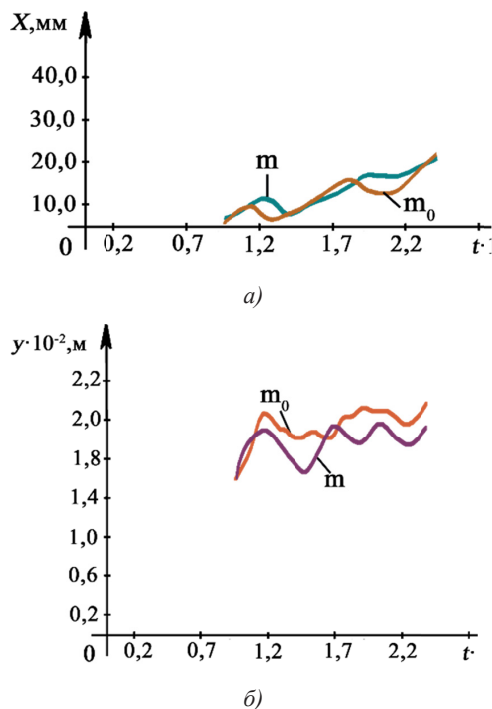


Рис. 7. Діаграми переміщення складників транспортувального матеріалу:

a — горизонтальний; b — вертикальний

— амплітуду коливання виконавчого органа (поршня гідроциліндра) ГП для ГП кулькового типу — 1,5 мм, ГП золотникового типу — 7 мм;

— максимальний хід запірного елемента для ГП кулькового типу — 2,4 мм (додатне перекриття $z_d = 1$ мм, а від'ємне перекриття $z_v = 1,4$ мм), ГП золотникового типу — 4,35 мм (додатне перекриття $z_d = 2,2$ мм, а від'ємне перекриття $z_v = 2,15$ мм);

— частоту роботи (вібрацій) виконавчого органа (поршня гідроциліндра) ГП для ГП кулькового типу — 30 Гц, ГП золотникового типу — 17 Гц.

Додатково було отримано діаграми горизонтальних і вертикальних складників переміщення складників транспортувального матеріалу масами m і m_0 (рис. 7). Із рис. 7, a видно монотонне збільшення кривої переміщення по осі x складників транспортувального матеріалу, яке лінійно зростає, що вказує на постійний складник швидкості транспортування. Із рис. 7 можна визначити максимальну амплітуду коливань транспортувального матеріалу на вантажно-несучому органі, яка складає приблизно 4...5 мм.

ВИСНОВКИ. Розроблено ефективну конструкцію ВК на базі однокаскадного клапана-пульсатора, що дозволяє отримувати найбільш ефективні режими вібраційного навантаження на транспортувальний вантаж для стабільного переміщення поверхнею вантажонесучого органа.

Удосконалено математичну модель технологічних процесів вібраційного переміщення ВК із ГП на базі законів гідродинаміки з використанням механореологічної феноменології та узагальнених законів механіки.

На основі розробленої математичної моделі методом скінчених об'ємів за допомогою числового моделювання отримано робочі залежності для визначення основних робочих характеристик ГП вібраційного конвеєра на вантажно-розвантажувальних роботах на морському і річковому транспорті.

Отримані результати числового моделювання технологічних процесів вантажно-розвантажувальних робіт за допомогою ВК на базі ГП показали переваги обраного підходу до проектування, а також дозволили довести ефективність розробленої конструкції ГП на базі однокаскадного клапана-пульсатора.

Список літератури

- [1] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Зелінська, О. В., & Іванчук, Я. В. (2018). Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом: монографія. Вінниця: ВНТУ.
- [2] Hou, Y. J., Du, M. J., Fang, P., & Zhang, L. P. (2017). Synchronization and stability of an elastically coupled tri-rotor vibration system. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 55 (1). 227-240. doi: 10.15632/jtam-pl.55.1.227.
- [3] Guang, L., & Min, W. (2005). Modeling and controlling of a flexible hydraulic manipulator. *Journal of Central South University of Technology: Science & Technology of Mining and Metallurgy*, 12 (5), 578-583.
- [4] Cheng, C., Chen, Z., Shi, H., Liu, Z., & Xiong, Y. (2016). System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. *Shock and Vibration*, 1-9. doi: 10.1155/2016/2413578.
- [5] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Іванчук, Я. В., & Веселовський, Я. П. (2016). Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота Вісник машинобудування та транспорту, 2, 43-50.
- [6] Іскович-Лотоцький, Р. Д. (2017). Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, 3 (86), 10-19.
- [7] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Іванчук, Я. В., & Веселовський, Я. П. (2014). Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. Дніпропетровськ, 5 (53), 109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458.

© Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, І. В. Севостьянов

Статтю рекомендує до друку
д-р техн. наук, проф. М. Р. Ткач