

УДК 62-932.4

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

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

Ivanchuk Y. V.

Іванчук Я. В., доц., канд. техн. наук

ivanchuck@ukr.net ORCID: 0000-0002-4775-6505

Iskovych-Lototsky R. D.

Іскович-Лотоцький Р. Д., проф., докт. техн. наук

islord@gmail.com ORCID: 0000-0003-3920-3019

Kots I. V.

Коц І. В., проф., канд. техн. наук

ivan.kots.2014@gmail.com ORCID: 0000-0003-0870-6385

Sevostyanov I. V.

Севостьянов І. В., проф., докт. техн. наук

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 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.

Keyword: 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. Висока степінь інтенсифікації процесу вібраційного транспортування досягається застосуванням розроблених оригінальних конструкцій вібраційних конвеєрів із гідроімпульсним приводом на базі однокаскадного клапана-пульсатора.

Однокаскадні клапани-пульсатори представлені оригінальними конструкціями із запірними елементами кулькового і золотникового типів. Вдосконалено математичну модель технологічних процесів вібраційного переміщення сипких вантажів вібраційним конвеєром із гідроімпульсним приводом на базі законів гідродинаміки із використанням механореологічної феноменології і узагальнених законів механіки. При розробці математичної моделі технологічний процес було розділено на робочі фази гідроімпульсного приводу і поєднано із трьома етапами переміщення сипкого вантажу: спільний рух вантажу при відсутності проковзування, наявність проковзування вантажу і вільний рух вантажу. На основі розробленої математичної моделі методом кінцевих об'ємів за допомогою чисельного моделювання і методу припасовування отримано розподіл тиску і швидкості робочої рідини в гідроімпульсному приводі вібраційного конвеєра. Також були отримані діаграми зміни горизонтальної і вертикальної складової переміщення шарів транспортуючого матеріалу відносно поверхні вантажонесучого органу. Розроблена оригінальна модель вібраційного переміщення сипких матеріалів дозволила отримати залежності зміни переміщення центрів мас шарів транспортуючих 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 чисельного моделювання технологічних процесів вантажно-розвантажувальних робіт на судах вібраційним конвеєром, показав переваги обраного підходу до проектування, а також дозволив довести ефективність розробленої конструкції.

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

References

- [1] Iskovych–Lototsky R. D., Zelinska O. V., Ivanchuk Y. V. (2018) Tekhnolohiia modeliuвання 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. 152 p. [in Ukrainian]
- [2] Hou, YJ., Du, MJ., Fang, P., Zhang, LP. (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. System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. Shock and Vibration. – 2016. – pp.1-9. – doi: 10.1155/2016/2413578.
- [5] Iskovych–Lototsky R. D., Ivanchuk Y. V., Veselovsky Y. P. (2016) Optyimizatsiia konstruktyvnykh parametriv inertsiiinoho vibropres–molota [Optimization of the design parameters of the inertia vibropress hammer]. Bulletin of engineering and transport, no.2. pp. 43 – 50. [in Ukrainian]
- [6] Iskovych–Lototsky R. D., Ivanchuk Y. V., Veselovsky Y. P. (2017) Modeliuвання 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, no. 3(86). pp.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

Постановка проблеми.

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

Успіхи у розвитку вібраційної техніки і технології в значній степені 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 намітити конкретні шляхи їх покращення, істотно знизивши при цьому об'єми експериментальних досліджень.

Тому розробка теорії вібраційних процесів на базі математичного моделювання, що включає в собі феноменологічну реологію і методи розрахунку вібраційних машин під навантаженням із врахуванням характеристики привода [4] є актуальною задачею.

Аналіз останніх публікацій і досліджень. У праці [2] для теоретичного дослідження руху вібраційного конвеєра (ВК) була розроблена математична модель переміщення вантажу вгору у вертикальній і горизонтальних площинах. У даній математичній моделі сумарна швидкість переміщення вантажу в даній моделі складається із швидкості поступального руху і приросту вібраційної швидкості. Остання представлена також сумою

складових швидкості вібрації в горизонтальній і вертикальній площинах. Дана математична модель не розглядає визначення динамічних сил навантаження на поверхню вантажонесучого органу вібраційного живильника, а також складові сил взаємодії шарів переміщуваного вантажу між собою.

У праці [3] було розглянуто математичне моделювання ВК на базі гідроімпульсного привода (ГІП) [5]. Використаний в даній математичній моделі спрощений опис дисипативних властивостей системи призводить дуже часто до надбання надлишкових, нереалізованої вібраційною і віброударною системою рухів. Певна лінеаризація отриманих співвідношень законів руху виконавчої ланки, обмежує область їх використання в математичних моделях в основному невисокої розмірності, в яких не врахований вплив усіх перехідних процесів у гідравлічній ланці ГІП вібраційного конвеєра. Даний підхід до моделювання не дозволяє досліджувати усі гідродинамічні процеси, що протікають у системі ГІП та їх вплив на робочі характеристики і експлуатаційні параметри ВК у цілому.

Розв'язання даних питань неможливо без застосування реологічних моделей, рівняння нерозривності і Нав'є-Стокса, яке вимагає використання методу кінцевих об'ємів для дослідження складного руху робочої рідини при різних режимах течії [6]. Проведення такого роду досліджень ґрунтується на сучасних методах математичного моделювання з проведенням розрахунків за допомогою комп'ютерних систем із застосуванням сучасних, передових інформаційних технологій. Це дозволяє запобігти невиправдано великої кількості складних та дорогих експериментальних досліджень, значно скоротити час та вартість проектних робіт, проводити якісні та кількісні оцінки фізичних явищ з достатньою для інженерної практики точністю [7].

Мета роботи. Метою роботи є підвищення ефективності теоретичного дослідження технології вібраційного транспортування, за допомогою розробки перспективних математичних моделей фізичних процесів переміщеннянасіпних вантажів за допомогою вібраційного конвеєра на базі ГІП.

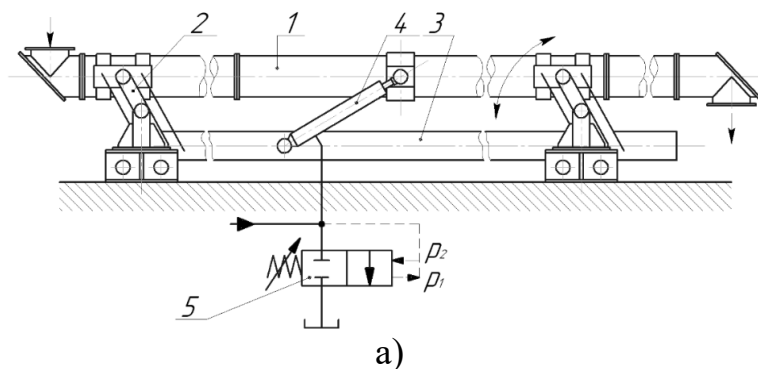
Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

– розробити ефективну конструкцію вібраційного конвеєра із ГПП, на базі однокаскадного клапана-пульсатора, для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного транспортування насипних вантажів;

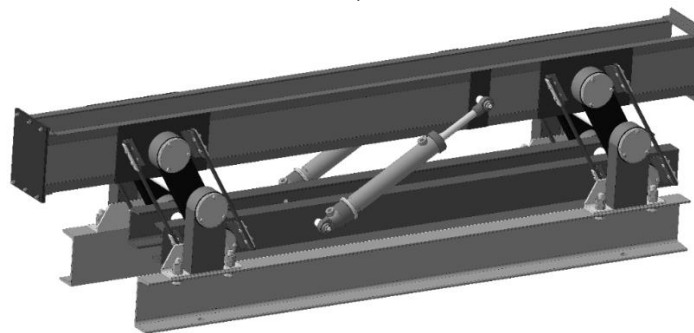
– розробити математичну модель технології вібраційного транспортування вібраційним конвеєром на базі ГПП з однокаскадним клапаном-пульсатором;

– на основі розробленої математичної моделі отримати робочі залежності для визначення основних характеристик досліджуваного технологічного процесу вантажно-розвантажувальних робіт на судах.

Виклад основного матеріалу. У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування був розроблений вібраційний конвеєр (рис. 1) на базі ГПП [1]. Вібраційний конвеєр (рис. 1) складається із вантажонесучого органу 1 (лотка) до якого через пружні елементи ресорного типу 2 приєднана інерційна маса 3.



а)



б)

Рисунок 1 – Вібраційний конвеєр на базі ГПП:

а) – типова схема; б) – тривимірний модель

Вібраційні коливання створюються ГП, який складається із гідроциліндра 4 і генератора імпульсів тиску (ГІТ) 5, у вигляді однокаскадного клапана-пульсатора, який може бути представлений із запірним елементом кулькового типу (рис. 2, а) і запірним елементом золотникового типу (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 елементу 6 у вигляді кулькового клапану. Вібраційне переміщення насипного вантажу реалізується за допомогою асиметричного вібраційного навантаження на вантажонесучий орган 1 (лоток) від дії ГП [4].

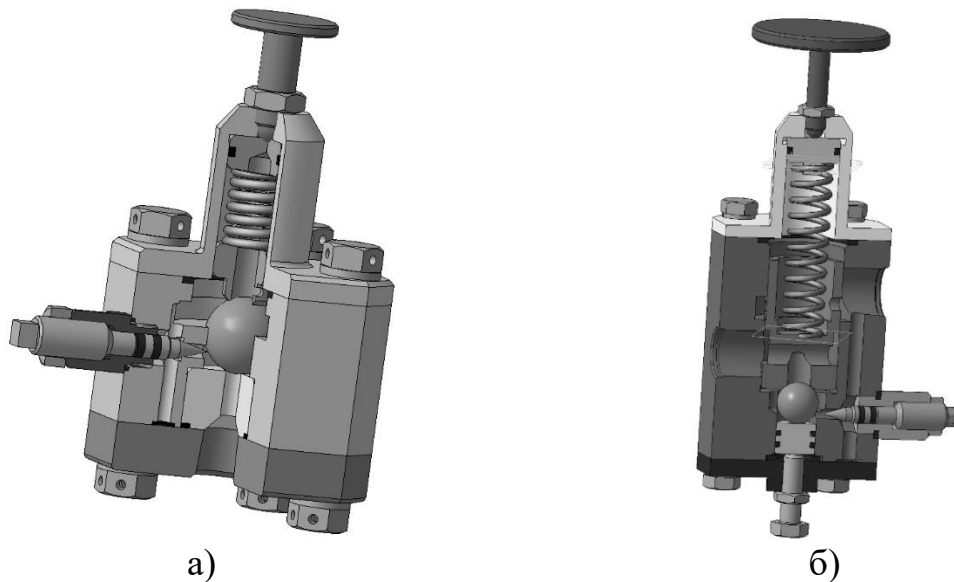


Рисунок 2 – Тривимірні моделі ГІТ: а) – із кульковим запірним елементом;
б) – із золотниковим запірним елементом

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 рисунку 3 представлена трикомпонентна (просторова шестимасова) інерційна модель.

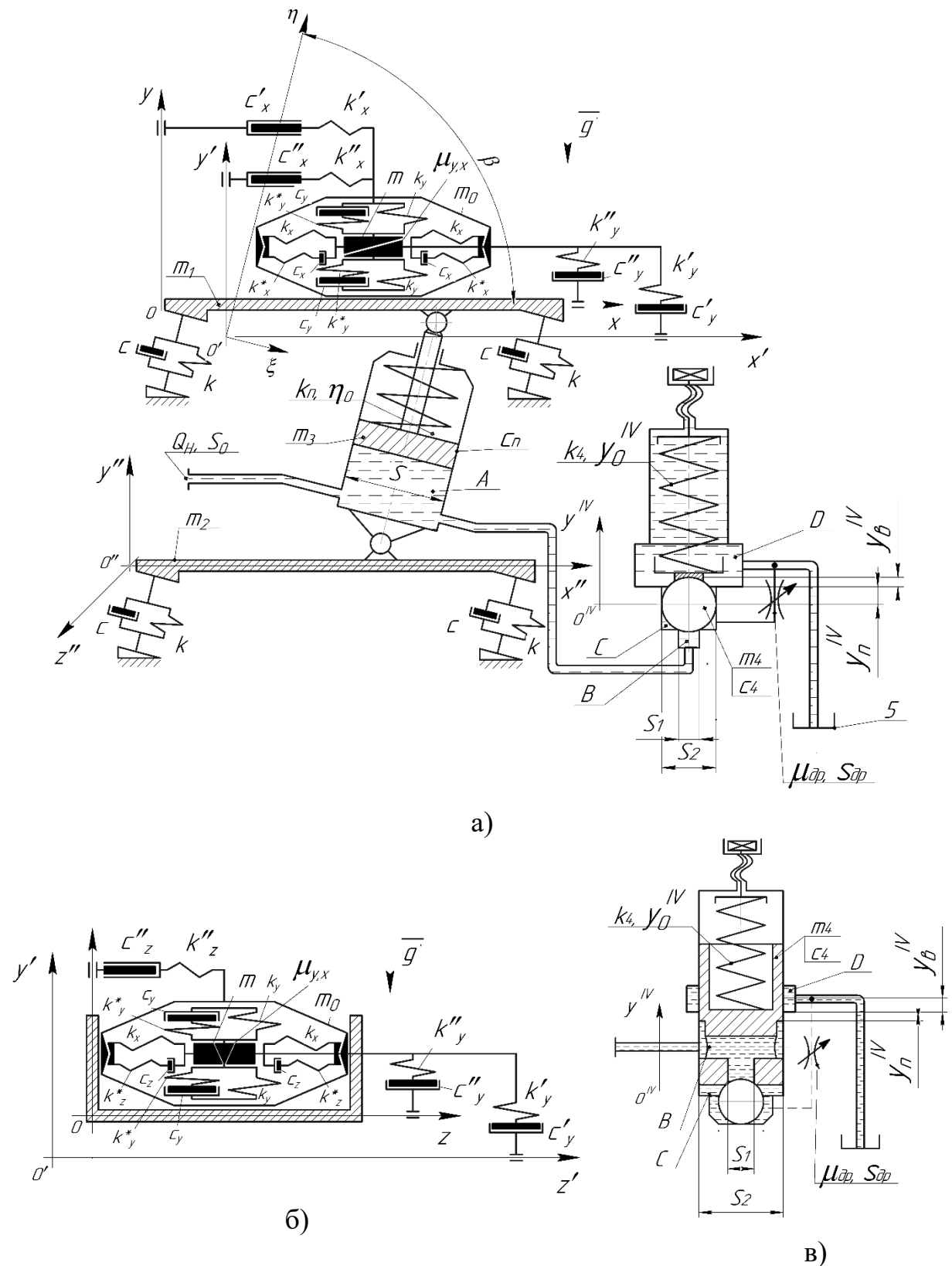


Рисунок 3 – Динамічна модель вібраційного конвеєра з ГП на базі пружнов'язкопластичної феноменологічної моделі крупнокускових сипких вантажів: а) – розрахункова модель в перерізі ux ; б) – розрахункова модель в перерізі uz ; в) – розрахункова модель клапану-пульсатора золотникового типу в перерізі ux

Дана модель дозволяє моделювати пружнов'язкопластичні властивості крупнокускових насипних вантажів по вісям x , y і z під дією вібраційних навантажень від ГПП.

Розглянемо вібротранспортування феноменологічної моделі транспортуючого вантажу по несучому органу вібраційної машини, що здійснює коливання, яке направлене під кутом β к горизонту несучого органу. Введемо рухомі системи координат – $xOyz$, жорстко зв'язану із несучим органом 1; $x''O''y''z''$, жорстко зв'язану із інерційною масою 2 і виконавчим гідроциліндром; $y^{IV}O^{IV}$, жорстко зв'язану із запірним елементом 3 (кульковий, або золотниковий (див. рис. 3, в) клапан). А також введемо абсолютну (нерухому) систему координат $\eta O\xi$, вісь ξ якої співпадає із направленням коливань несучого органу.

Несучий орган здійснює коливання в площині $\eta O\xi$ (xOy) по закону $\eta=f(\omega t)$, тоді проекції його переміщення на додаткові вісі 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 можливий рух моделі в контакті з несучим органом і вільний рух. У напрямку вісі ox модель вантажу розглядається як двомасова коливальна система із масами m і m_0 (див. рис. 3, а), що зв'язані між собою двома пружними елементами жорсткістю k_x , k_x^* і двома демпферами з коефіцієнтом в'язкості c_x . Крім цього, в напрямку вісі Ox в режимі спільного руху діють сили сухого тертя, а в режимі вільного руху – сили опору, пропорційні абсолютній швидкості переміщення (пружні демпфери із коефіцієнтами в'язкого тертя c'_x , c''_x і жорсткості k'_x , k''_x).

У напрямку вісі Oy модель вантажу представляє собою одномасову коливальну систему (див. рис. 3, б), так як маса m_0 в режимі спільного руху нерухома і відносно вантажонесучого органу пружнов'язкі властивості моделюються двома демпферами 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 вісі Oy переміщуються спільно, долаючи в'язкісні сили опору, пропорційні відносній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c_y'', k_y'') і абсолютної швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c_y', k_y'). У напрямку вісі z діє боковий розпір N_z . Приймаємо $k_x^* = k_y^* = 0, N_z = 0$.

На шар вантажу в процесі вібротранспортування діють сили: на ділянці спільного руху – сила тяжіння mg , відновлювальні сили пружних зв'язків $k_y u$ 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 $\mu_y k_x(x_H + ytg \alpha_0)$ і вантажем і транспортуючою 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 рівнянь, складених для кожного етапу руху, і системою трансцендентних рівнянь [6] для визначення моменту переходу від одного етапу руху або деформації до іншого.

При руху моделі вантажу по вісі Oy є наступні (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 транспортуючий шар вантажу (модель), прагнучи викликати незворотні деформації (зрушити клин). Поперечні деформації

моделі будуть залишатися пружними до того моменту, поки деформуюча сила $N_y^{(1)}$ не перевищить опір зсуву клина $N_y^{(2)}$.

Модель знаходиться в контакті із несучим органом до тих пір, поки нормальна реакція не перетвориться в нуль:

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

На етапі вільного руху маси m і m_0 спільно переміщуються:

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

При переміщенні моделі по вісі Ox складаються диференційні рівняння для мас m і m_0 .

Рух маси m в режимі спільного і вільного руху 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 наступні режими:

– відносна рівновага

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

– ковзання вперед або назад

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

Модель вантажу залишається на несучому органі у відносному спокої, якщо сила, що зрушує масу m_0 , не перевищує по абсолютній величині 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 в залежності від характеру руху вантажу:

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

Крім цього, сила сухого тертя змінюється в залежності від величини нормальної реакції $N_y^{(1,2)}$. Тому рівняння можна записати у наступному

вигляді:

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

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 приведених диференційних рівняннях розділити усі члени на коефіцієнт при старшій похідній, а також ввести коефіцієнт λ , який зв'яже маси m і m_0 співвідношенням $m = \lambda m_0$.

На етапі спільного руху при відсутності проковзування в парах тертя:

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

При наявності проковзування:

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

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'_y, n'_x – коефіцієнти затухання, 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, так як розв'язок і аналітично, і на ЕОМ виконується методом припасовування [1]. Вираз: $y = g / p_y^2$, визначає статичну деформацію і є початковою умовою при розв'язку рівнянь.

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

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

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

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

Зворотній перехід від зупинки до ковзання відбувається при умові, що сили статичного тертя не перевищують модуля сили, яка прагне перевести модель в 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 наступного трансцендентного рівняння $N_y^{(1,2)} = 0$.

У момент $t_{п}$ 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 органу масою m_1 із приєднаним до нього поршнем виконавчого гідроциліндра масою m_3 , що здійснюють коливання в площині $\eta O\xi$ (xOy), запишемо їх закон руху по осям x, y .

На етапі спільного руху несучого органу і вантажу при відсутності проковзування в парах тертя:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_3) \ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3) g + c_y \dot{y} + k_y y - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}''_2) \sin \beta - k_n (y'_3 - y''_2 - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}'_3 = c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - 2kx'_3 \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}''_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x''_2 - \eta_0) \cos \beta; \\ \dot{x}_0 = 0. \end{array} \right. \quad (19)$$

При наявності проковзування:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_3) \ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3) g + \mu_y k_x (x_H + ytg \alpha_0) - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}''_2) \sin \beta - k_n (y'_3 - y''_2 - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}'_3 = \left(\begin{array}{c} k_y y + c_y \dot{y} \\ \mu_y k_k (x_H + ytg \alpha_0) \end{array} \right) \lambda \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - 2kx'_3 \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}''_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x''_2 - \eta_0) \cos \beta. \end{array} \right. \quad (20)$$

На етапі вільного руху:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_3) \ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3) g + c''_y \dot{y} + c''_y (\dot{y} + \dot{y}'_3) - k_n (y'_3 - y''_2 - \eta_0) \sin \beta - \\ - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}''_2) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3) \ddot{x}'_3 = c'_x \lambda (\dot{x}_0 - \dot{x}'_3) - c''_x \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x \lambda (x - x_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - \\ - 2kx'_3 \cos \beta + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}''_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x''_2 - \eta_0) \cos \beta. \end{array} \right. \quad (21)$$

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 торсіонного 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 при розтягу матеріалу сталюї пластини.

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

$$0 \leq x'_3 - x'_2 \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \quad 0 \leq \begin{vmatrix} x_0 \\ x \end{vmatrix}; \quad 0 \leq \begin{vmatrix} y'_3 - y'_2 \\ y_0 \\ y \end{vmatrix} \leq \tilde{\eta} \sin \beta, \quad (22)$$

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

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

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

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 $O_4 y_4$:

$$m_4 \ddot{y}_4^{IV} = -m_4 g - c_4 \dot{y}_4^{IV} - k_4 (y_4^{IV} + y_0^{IV}) + \iint_{S'} p_{S'}(t) dS, \quad (24)$$

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 поверхню стінки 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. При даній фазі ($t_0 \leq t \leq t_H$) кульковий (золотниковий) клапан масою m_4 знаходиться в стані спокою і перекриває напірну порожнину B від порожнин підхвату C і зливу D (див. рис. 3, а, в), що

спричиняє набору тиску в напірній порожнині В, тому основний напірний тиск $p_{S'}(t)$ діє на площу S_1 . На даній фазі відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Причому на даному етапі відбувається спільний рух несучого органу масою m_3 і крупнокускового насипного вантажу масою m і m_0 . Тому для даної фази запишемо наступні умови:

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

2) Фаза спрацювання (відкриття) однокаскадного клапану-пульсатора.

На даній фазі ($t_n \leq t \leq t_{cn}$) 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) клапану масою m_4 зрівнюється із силою налагодження регульовальної 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) клапану масою m_4 . При відкритті кулькового (золотникового) клапану масою m_4 відбувається сполучення напірної порожнини В з порожниною підхвату С і зливу D. Дане сполучення порожнин спричиняє різкому збільшенню тиску в порожнині підхвату С й відповідному збільшенню зусилля $p_2 S_2$ від напірного тиску p_2 , який вже буде діяти на площу S_2 . У свою чергу стрімкоподібне збільшення зусилля спричиняє різкому збільшенню швидкості підйому кулькового (золотникового) клапану масою m_4 на відстань $y_{n+}^{IV} + y_0^{IV}$.

На даній фазі також відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Даний етап також

характеризується спільним рухом несучого органу масою m_3 і крупнокускового насипного вантажу масою m і m_0 . Тому для даної фази запишемо наступні умови:

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

3) Фаза закриття (опускання) однокаскадного клапану-пульсатора. На даній фазі ($t_{cn} \leq t \leq t_3$) відбувається злив робочої рідини через порожнини підхвату C і зливу D в гідробак 5, що спричиняє падінню тиску в напірній порожнині B до величини $p_1 = p_2 \frac{S_1}{S_2}$, 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 даній фазі відбувається переміщення (опускання) в початкове положення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0 . Даний етап характеризується проковзування і вільним рухом крупнокускового насипного вантажу масою m і m_0 відносно несучого органу масою m_3 . Тому для даної фази запишемо наступні умови:

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l}
\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{array} \right. \quad (29)$$

У даній системі рівнянь (29) $\Omega \in R^3$ – тривимірна область (внутрішня порожнина ГП) 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 ГП.

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

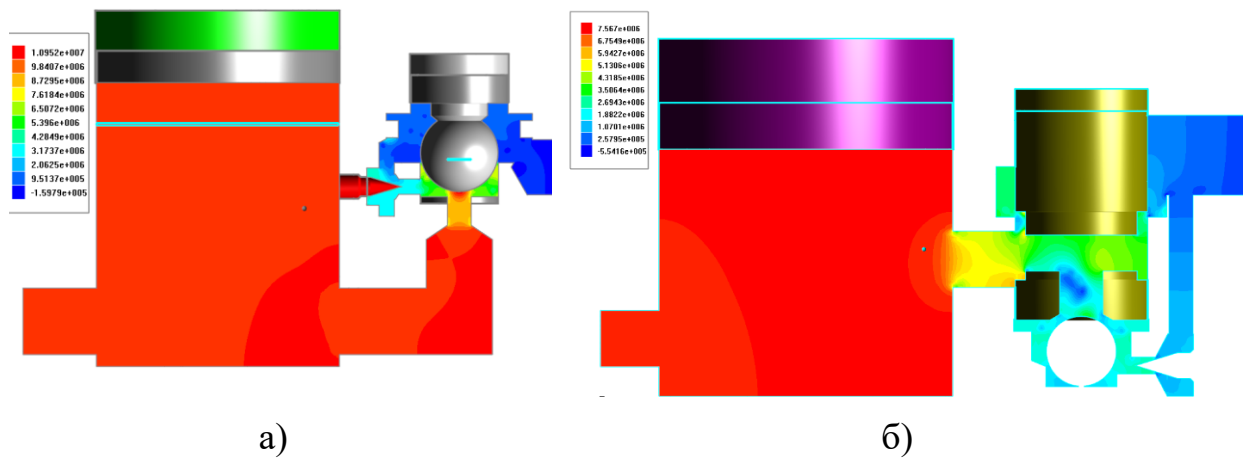


Рисунок 4 – Розподіл тиску в робочій порожнині ГПІ вібраційного конвеєра:

а) – ГПІ з ГІТ кулькового типу; б) – ГПІ з ГІТ золотникового типу

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

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

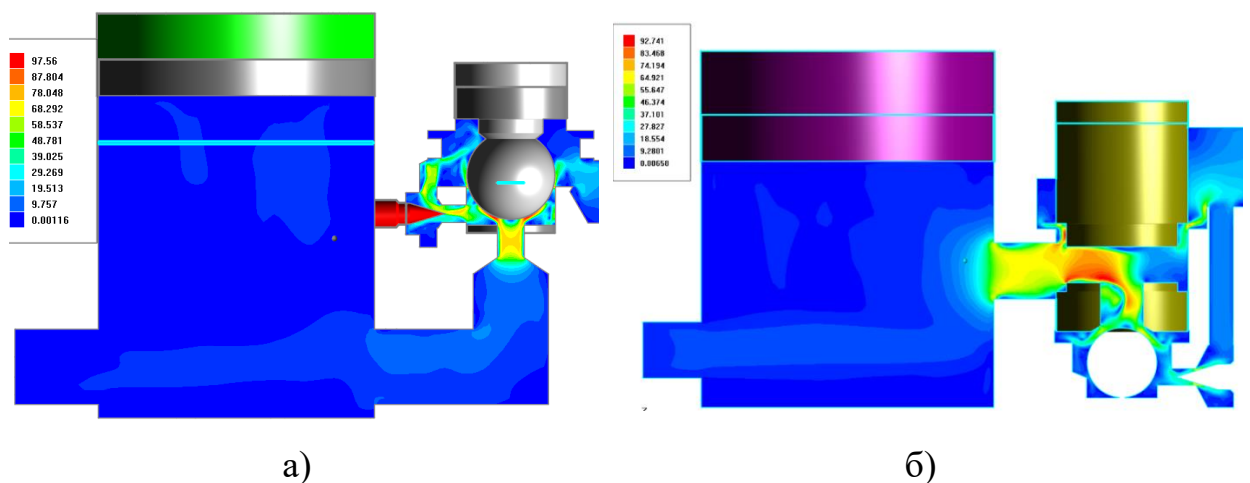


Рисунок 5 – Розподіл швидкості в робочій порожнині ГПІ вібраційного конвеєра: а – ГПІ з ГІТ кулькового типу; б) – ГПІ з ГІТ золотникового типу

По результатам чисельного моделювання (див. рис. 5, а), швидкість робочої рідини в нижній зоні запірного елемента ГТ кулькового типу складає 98 м/с. Дана висока швидкість робочої рідини утворює кавітаційні явища, що негативно впливають на якість поверхні запірного елемента ГТ кулькового типу. В порівнянні із ГТ золотникового типу це вимагає використання спеціального матеріалу та режиму технологічної обробки при виготовленні запірного елемента ГТ кулькового типу. У ГТ золотникового типу (див. рис. 5, б) площа прохідного отвору запірного елемента значно більше ніж у ГТ кулькового типу, це дозволяє використовувати гідравлічні насоси більшої подачі. Мала площа прохідного отвору запірного елемента ГТ кулькового типу вимагає більшого відкриття дроселя ніж в ГТ золотникового типу.

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

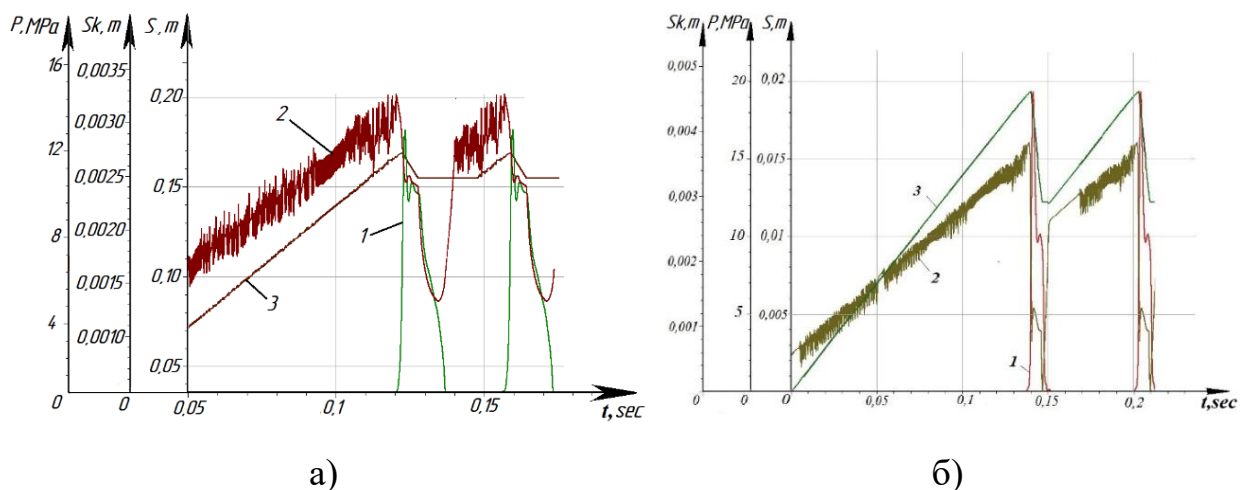


Рисунок 6 – Діаграми робочих параметрів ГП вібраційного конвеєра:

а) – ГП з ГТ кулькового типу; б) – ГП з ГТ золотникового типу

1 – зміна переміщення запірного елемента клапана-пульсатора в залежності від часу; 2 – зміна тиску робочої рідини в порожнині ГП в залежності від часу; 3 – зміна переміщення поршня гідроциліндра в залежності від часу

Аналізуючи діаграми робочих параметрів (див. рис. 8), можна визначити наступні параметри роботи ГП з відповідними ГТ:

– амплітуда пульсацій тиску робочої рідини для ГТ кулькового типу – 10 МПа, ГТ золотникового типу – 13 МПа;

– амплітуда коливання виконавчого органу (поршня гідроциліндра) ГПД для ГТТ кулькового типу – 1,5 мм, ГТТ золотникового типу – 7 мм;

– максимальний хід запірнього елементу для ГТТ кулькового типу – 2,4 мм (додатне перекриття $z_n=1$ мм, а від’ємне перекриття $z_e=1,4$ мм), ГТТ золотникового типу – 4,35 мм (додатне перекриття $z_n=2,2$ мм, а від’ємне перекриття $z_e=2,15$ мм);

– частота роботи (вібрацій) виконавчого органу (поршня гідроциліндра) ГПД для ГТТ кулькового типу – 30 Гц, ГТТ золотникового типу – 17 Гц.

Додатково були отримані діаграми горизонтальних і вертикальних складових переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу масами m і m_0 (рис. 7).

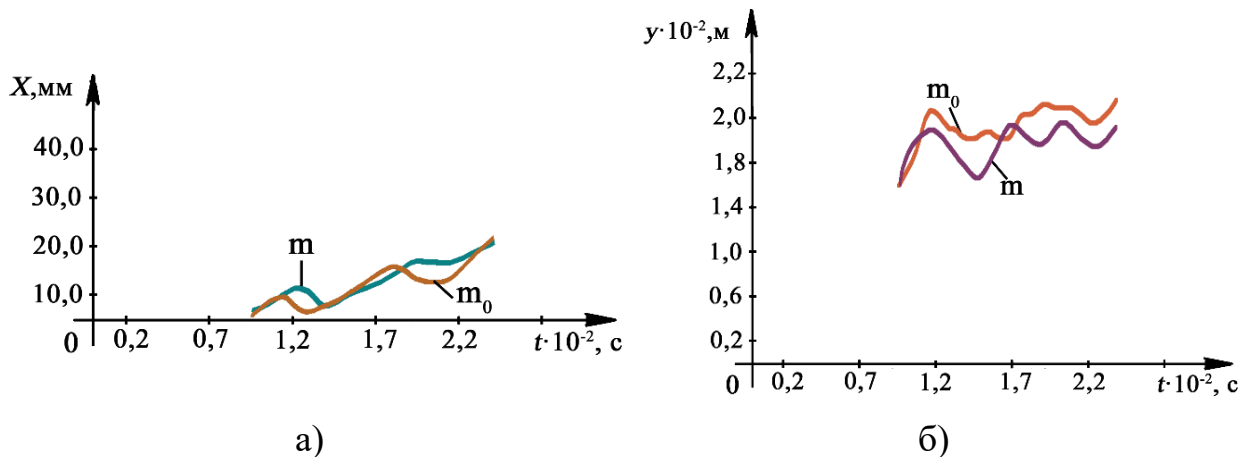


Рисунок 7 – Діаграми переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу: а) – горизонтальна складова; б) – вертикальна складова

Із рисунку 7, а видно монотонне збільшення кривої переміщення по вісі x компонент складових транспортуючого матеріалу, яке лінійно зростає, що вказує на постійну складову швидкості транспортування. Із рисунку 7, можна визначити максимальну амплітуду затухаючих коливань транспортуючого матеріалу на вантажонесучому органу, 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 транспортуючий вантаж для стабільного переміщення по поверхні вантажонесучого органу.

Вдосконалено математичну модель технологічних процесів вібраційного переміщення ВК із ГП на базі законів гідродинаміки із використанням механореологічної феноменології і узагальнених законів механіки.

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

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

Список літератури:

[1] Іскович–Лотоцький Р. Д. Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Зелінська, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 152 с.

[2] Hou, YJ., Du, MJ., Fang, P., Zhang, LP. (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. System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. *Shock and Vibration*. – 2016. – P.1-9. – doi: 10.1155/2016/2413578.

[5] Іскович–Лотоцький Р. Д. Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес–молота // Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 43 – 50.

[6] Іскович–Лотоцький Р. Д. Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2017. – № 3(86). – С.10–19.

[7] Іскович–Лотоцький Р. Д. Основи резонансно–структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський// Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – Д., 2014. – №5(53) – С.109 – 118. doi: 10.15802/stp2014/30458.