

УДК 621.926.2

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0502>¹**Микола Шаповал,**кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>, e-mail: nvshapoval75@ukr.net¹**Вадим Михайлик,**аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0009-0003-2435-8592>, e-mail: v.mikhajlik1988@gmail.com¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСІВ З РІЗНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ ОСОБЛИВОСТЯМИ ПРИВОДІВ

АНОТАЦІЯ. Проведено аналіз існуючих конструкцій розчинонасосів, вказані основні недоліки і переваги їх експлуатаційних показників. Визначено основні напрямки розвитку нових конструкцій розчинонасосів. Наведено конструктивні особливості розчинонасосів та принцип їх роботи. Представлено на розгляд використання у вигляді замкненої камери компенсуючих пристроїв пневматичних балонів з підвіски автомобілів різних конструктивних рішень. Розкриті конструктивні особливості комбінованих компенсаторів пульсацій тиску, усмоктувальної камери та камери охолодження циліндро-поршневої групи. Проведено аналіз використання конструкцій нових комбінованих компенсаторів збільшеного об'єму закритого типу у однопоршневому гідроприводному розчинонасосі. Визначено подальші напрямки дослідження роботи нових комбінованих компенсаторів збільшеного об'єму на предмет зниження ступеня пульсацій тиску подачі розчину.

Ключові слова: гідроприводний однопоршневий розчинонасос, комбінований компенсатор збільшеного об'єму, ступінь пульсацій тиску, поршень спеціальної форми, циліндр.

ANALYSIS OF DESIGN FEATURES OF THE USE OF NEW COMPENSATING DEVICES IN A SINGLE PISTON HYDRAULIC SOLUTION PUMP

ABSTRACT. The analysis of existing designs of mortar pumps was carried out, the main disadvantages and advantages of their operational indicators were indicated. The main directions of development of new designs of mortar pumps were determined. The design features of mortar pumps and the principle of their operation were given. The use of pneumatic cylinders from the suspension of cars of various design solutions in the form of a closed chamber is presented for consideration. The design features of combined pressure pulsation compensators, the suction chamber and the cooling chamber of the cylinder-piston group are disclosed. The analysis of the use of the designs of new combined compensators of increased volume of the closed type in a single-piston hydraulically driven mortar pump is carried out. Further directions of research into the operation of new combined compensators of increased volume in order to reduce the degree of pulsations of the mortar supply pressure are determined.

Keywords: hydraulically driven single-piston mortar pump, combined compensator of increased volume, degree of pressure pulsations, special-shaped piston, cylinder.

1. Постановка проблеми. Для механізації будівельних робіт під час проведення опоряджувальних робіт набули широкого застосування розчинонасоси. Робочий тиск у трубопроводах, питомі витрати електроенергії на перекачування, зручність та якість механізованого нанесення розчинів на оброблювані поверхні, величина втрат під час соплування, ресурс роботи трубопроводів і деталей розчинонасосів залежать від рівня пульсації при подачі будівельних розчинів.

При створенні сучасного розчинонасоса з помірною пульсацією необхідно керуватися відповідними чинниками, а саме: використанням простого за конструкцією привода, який забезпечить робочим органам постійну швидкість ходу при плавних динамічних навантаженнях під час переходу через крайні точки й витривалість з часом; конструюванням

гідравлічної частини насоса таким чином, щоб було забезпечено стабільний потік розчинної суміші з урахуванням її реологічних властивостей як в напівциклі всмоктування, так і в напівциклі нагнітання, що в свою чергу дозволить підвищити об'ємний ККД насоса; використанням високоефективних і простих за конструкцією компенсаторів пульсації тиску, забезпеченням високої надійності під час експлуатації та ремонтопридатності.

З метою зниження пульсації в сучасних однопоршневих розчинонасосах застосовують компенсатори тиску у вигляді повітряних ковпаків різного об'єму. Але повітряні компенсатори, поряд з перевагами, мають суттєві недоліки: стиснуте повітря безпосередньо контактує з перекачуваним розчином і тому інтенсивно видаляється із компенсатора в процесі роботи розчинонасоса. Особливо прискорюється видалення повітря при підвищеному тиску (вище 1,5 МПа). При цьому, ефективність роботи компенсатора суттєво знижується, а саме зменшується продуктивність та об'ємний ККД, а пульсації зростають.

Тому необхідно створити однопоршневий розчинонасос підвищеної ефективності, за рахунок використання гідравлічного привода, що забезпечить постійну швидкість робочого органа та підвищить надійність до зношування циліндропоршневої групи, використання ефективного комбінованого компенсатора, що забезпечить помірні пульсації подачі розчину, плавність роботи привода й підвищений об'ємний ККД. Розробка нових конструкцій компенсаторів та удосконалення діючих забезпечить ефективну роботу розчинонасосів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поршневі розчинонасоси одинарної дії здійснюють подачу розчину тільки в напівциклі нагнітання [1], тому для забезпечення стабілізації тиску розчину подачі у напівциклі всмоктування необхідно на нагнітальному тракті встановити компенсатор пульсації тиску. Забезпечення низького рівня пульсацій при високих тисках у розчинонасосах можливе при встановленні на розчинонасосах компенсаторів комбінованої конструкції, які матимуть достатній компенсуючий об'єм.

Важливою вимогою до розчинонасосів є їх висока надійність у роботі, особливо при механізованому способі соплування. Вирішення цієї вимоги можливе при використанні конструктивних матеріалів, які мають підвищені фізико-механічні властивості при абразивному зношуванні, та сучасних технологій виготовлення деталей.

Розчинонасос повинен мати у своєму складі захисний пристрій від перевантажень, який вимикає електродвигун привода у разі зростання тиску до рівня більшого за допустимий та перепускний кран для зливу розчину з нагнітального трубопроводу при тривалих зупинках в роботі [1, 2, 3, 4].

Отже, найбільш важливими вимогами, що висуваються до сучасних розчинонасосів, є простота конструкції, висока надійність у роботі, ремонтопридатність та помірні пульсації при перекачуванні будівельних розчинів.

3. Мета роботи. Основною метою роботи є: 1) аналіз та оцінка конструкції гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з оновленим комбінованим компенсатором; 2) підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності та об'ємного ККД завдяки використанню гідравлічного привода з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при раціональних режимах технологічних процесів.

4. Обговорення результатів дослідження. Існує однопоршневий розчинонасос (рис. 1, а, б) [2, 3] з комбінованим компенсатором пульсації тиску та збільшеного об'єму, який має електромеханічний привод, розроблений в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

Даний розчинонасос зарекомендував себе, як надійна і високоефективна об'ємна машина для перекачування розчинів різної рухомості. Але для підвищення технічних показників необхідне впровадження у конструкцію розчинонасоса такого привода, який забезпечить постійну швидкість поршня зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так

і в такті нагнітання, що позитивно вплине на всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани.

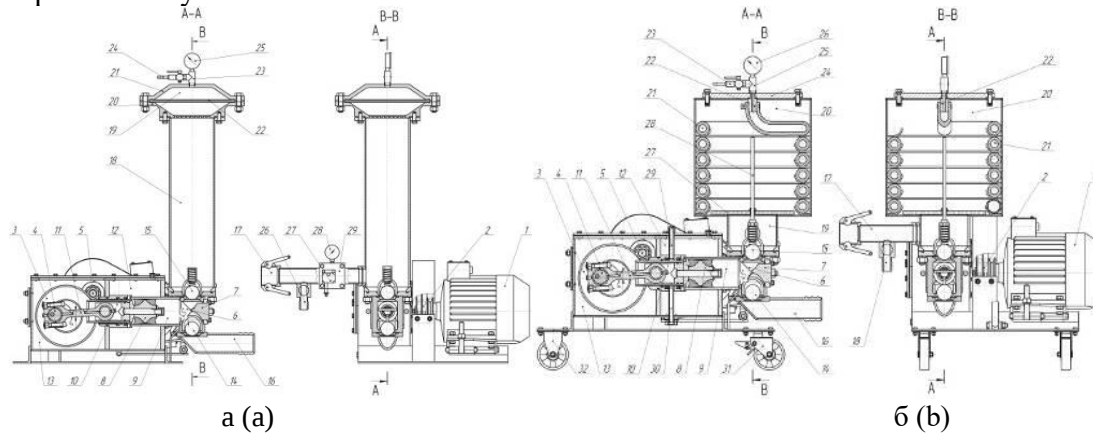


Рис. 1. Однопоршневi розчинонасоси:

- а – з комбiнованим компенсатором пульсацiї тиску;
б – з комбiнованим компенсатором збiльшеного об'єму

Fig. 1. Single-piston mortar pumps:

- a – with combined pressure pulsation compensator; b – with combined increased volume compensator

З метою підвищення технічних характеристик розчинонасоса запроваджено у конструкцію розчинонасоса гідропривод, який забезпечує постійну швидкість поршня під час зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання. Це підвищить всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та частково зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок швидшого підйому та опускання кульок біля "мертвих" точок за рахунок чого зросте об'ємний ККД та знизиться рівень пульсацій тиску $\delta \leq 25\%$.

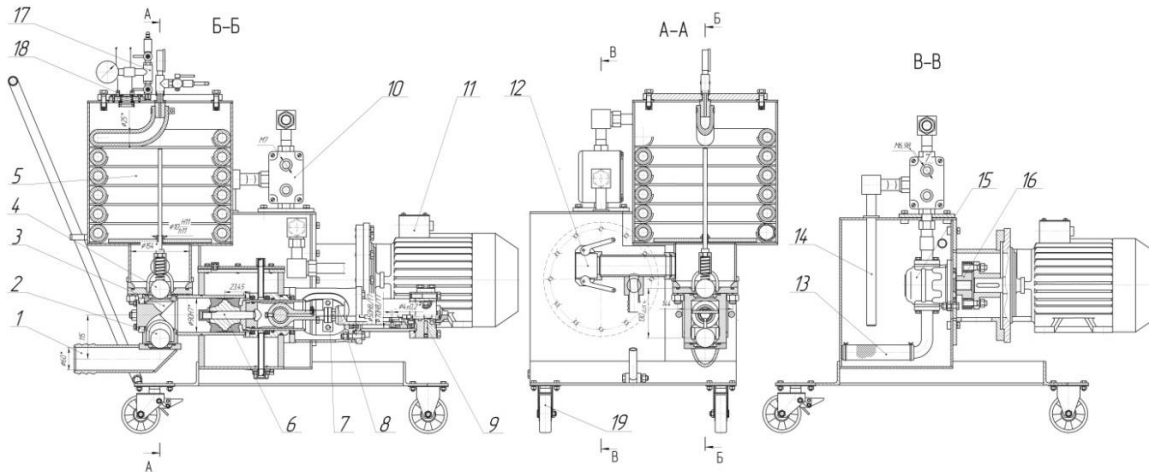


Рис. 2. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбiнованим компенсатором збiльшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубok; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбiнований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гiдравлічний привідний циліндр з розподілювачем; 8 – гiдроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподілювач; 10 – регулятор подачі гiдравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубok скидання гiдравлічної рідини; 15 – шестерневий гiдравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з освітленням

Fig. 2. Structural scheme of a single-piston hydraulic solution pump with a combined compensator of increased volume: 1, 12 - suction and discharge nozzle; 2, 4 - suction and discharge spring-loaded ball valves; 3 - suction chamber; 5 - combined compensator; 6 - a piston with a guide plunger; 7 - clamp hydraulic drive cylinder with a distributor; 8 - hydraulic cylinder with piston and rod; 9 - spool distributor; 10 - hydraulic fluid supply regulator; 11 - electric motor; 13 - lubricating fluid filter; 14 - hydraulic fluid discharge nozzle; 15 - gear hydraulic pump; 16 - sleeve-finger clutch; 17 - air pumping reducer; 18 - glass window with lighting

Однопоршневий розчинонасос, який обладнаний електромеханічним приводом із кривошипно-шатунним механізмом та оснащений комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 1, б), здійснює подачу робочого середовища у напівциклі нагнітання, а у напівциклі всмоктування відбувається закриття нагнітального клапана і витискання другої частини розчину у нагнітальний патрубок з циліндричної камери за рахунок розширення компенсуючого об'єму повітря компенсатора.

Теоретичні дослідження зміни тиску розчину виконані протягом циклу з урахуванням закону руху поршня та дії комбінованого компенсатора, в якому вісь вала кривошипа зміщена вниз відносно осі поршня на величину e (рис. 3).

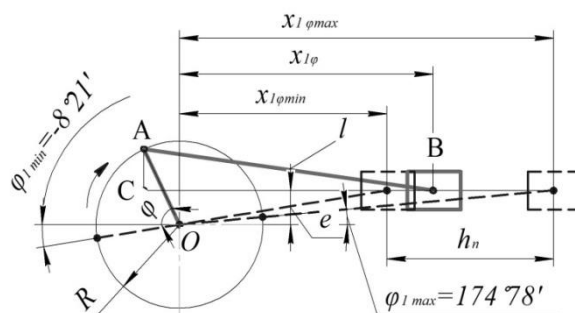


Рис. 3. Кінематична схема привода поршня розчинонасоса з електромеханічним приводом
Fig. 3. Kinematic diagram of the piston drive of a mortar pump with an electromechanical drive

Хід поршня на нагнітання розчину протягом повного циклу роботи розчинонасоса буде (при $\varphi = 0 \dots 2\pi$) рівний

$$\begin{aligned} \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad x_1 &= R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] \\ \text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad x_2 &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

де R – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; e – величина зміщення осі кривошипа по висоті відносно осі поршня.

Залежність швидкості переміщення поршня (точка В) (рис. 3) від кута φ повороту кривошипа матиме вигляд

$$x'_B = R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}}, \quad (2)$$

Користуючись рівнянням (1) при параметрах $R = 40$ мм, $l = 180$ мм, $e = 20$ мм та прирівнявши x'_B нулю, одержані кути повороту кривошипа $\varphi_0 = -8,21^\circ$ і $\varphi_1 = 174,78^\circ$, які визначають відповідно положення крайніх "мертвих" точок поршня.

Цикл роботи розчинонасоса поділяється на дві частини: такт нагнітання в інтервалі φ_0 від $-8,21^\circ$ до $174,78^\circ$ і такті всмоктування – при φ_1 від $174,78^\circ$ до $351,79^\circ$.

Швидкість руху поршня здійснюється за синусоїдальним законом і як видно біля мертвих точок відбувається її різке зниження, що в свою чергу впливає на швидкість опускання кульок всмоктувального та нагнітального клапанів під час закриття. Це призводить до зростання зворотних витоків через клапани.

В такті нагнітання здійснюються два процеси – збільшення об'єму розчину в компенсаторі за рахунок його подачі від руху поршня і зменшення цього об'єму за рахунок подачі частини розчину в нагнітальний трубопровід.

Існує математична модель [2, 3] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки (рис. 5), яка дозволяє краще зрозуміти всмоктувальну спроможність розчинонасоса,

характер спрацьовування кулькових клапанів на відкривання та закривання, механізм утворення зворотних витоків розчину під час закривання клапанів, ступінь ударних навантажень кульок клапанів під час їх спрацьовування на закриття та рівень шуму від цього явища й швидкість зношування гнізд клапанів, механізм утворення рівня об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса та ступеня пульсацій тиску подачі.

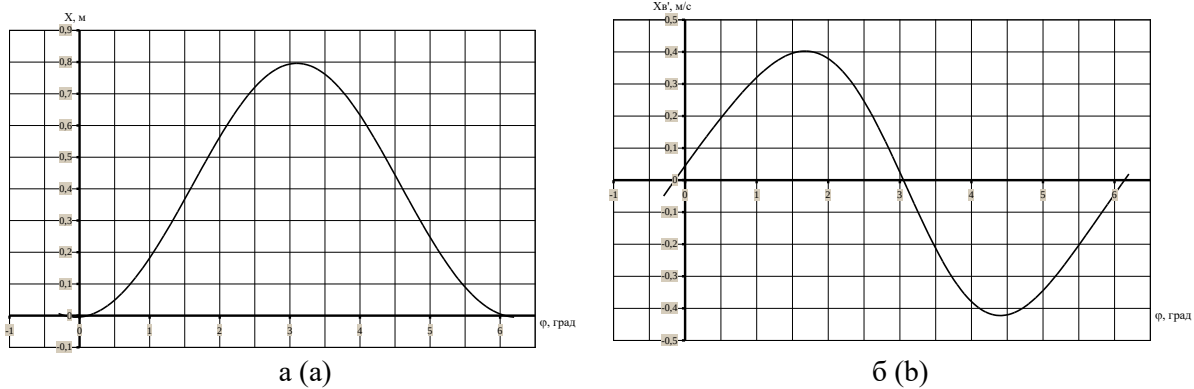


Рис. 4 Залежність (а) переміщення поршня розчинонасоса (точка В) (б) швидкості від кута повороту кривошипа

Fig. 4. Dependence of (a) the displacement of the mortar pump piston (point B) (b) the speed on the crank angle

Схема гідравлічної системи автоматичного приводу розчинонасоса, що використовуються при описанні математичної моделі, наведена на рис. 5.

Система диференціальних рівнянь, що описують першу фазу – розгін поршня від нижньої мертвої точки:

$$\begin{cases} m \cdot \frac{dv}{dt} = -(F_m + m \cdot g) + P(t) \cdot (S - S') \\ \beta \cdot \frac{dP}{dt} = -v(t) \cdot (S - S') + Q_0, \end{cases} \quad (3)$$

де m – маса елементів привода, що рухаються; F_m – сила впливу на масло під час злиття із поршневої порожнини гідроциліндра; g – прискорення земного тяжіння; S і S' – відповідно площі циліндро-поршневої й перетину штокової порожнини гідроциліндра; β – коефіцієнт об'ємного стиснення масла; Q_0 – подача масла гідронасосом.

Повне визначення швидкості поршня буде у вигляді суми $v_{одн}(t)$ і v_q , а саме

$$v(t) = v_{одн}(t) + v_r = C_1 \cdot \cos\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S - S'}. \quad (4)$$

Початкові умови для цього рішення такі:

$$\begin{cases} v(0) = 0 \\ v'(0) = \frac{P(0) \cdot (S - S')}{m} - \frac{F_m + m \cdot g}{m}. \end{cases}$$

Із рівняння (2) при $t = 0$ $C_1 = -\frac{Q_0}{S - S'}$, а після диференціювання рівняння (4) при

$$t = 0 \quad C_2 = \frac{v'(t) \cdot \sqrt{\beta \cdot m}}{S - S'}.$$

Підставивши значення коефіцієнтів C_1 і C_2 в рівняння (4), що описує швидкість

розгону робочого органа (поршня) у першій фазі:

$$v(t) = -\frac{Q_0}{S-S'} \cdot \cos\left(\frac{S-S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + v'(0) \cdot \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S-S'} \cdot \cos\left(\frac{S-S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S-S'}. \quad (5)$$

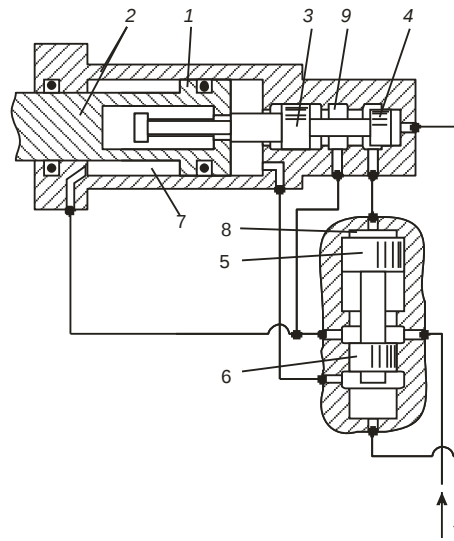


Рис. 5. Схема гідравлічної системи привода розчинонасоса: 1 – поршень гідроциліндра; 2 – шток поршня; 3 – нижній поясик золотника керування; 4 – верхній поясик золотника керування; 5 – лівий поясик основного золотника; 6 – правий поясик основного золотника; 7 – штокова порожнина основного гідроциліндра; 8 – поршнева порожнина основного золотника

Fig. 5. Scheme of the hydraulic system of the mortar pump drive: 1 – piston of the hydraulic cylinder; 2 – piston rod; 3 – lower belt of the control spool; 4 – upper belt of the control spool; 5 – left belt of the main spool; 6 – right belt of the main spool; 7 – rod cavity of the main hydraulic cylinder; 8 – piston cavity of the main spool

Підставивши в рівняння (5) замість $v(t)$ величину, $\frac{Q_0}{S-S'}$ тобто кінцеву швидкість розгону поршня, і виконавши деякі перетворення, знайдемо час розгону поршня

$$t_p = \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S-S'} \cdot \arctg\left(\frac{Q_0}{v'(0)\sqrt{\beta \cdot m}}\right). \quad (6)$$

Визначений за залежністю (6) час розгону поршня складає 0,00214 с, що значно менше, ніж час закриття нагнітального клапана (0,0225 с). Розгін поршня відбувається при повністю відкритому нагнітальному клапані, а отже, відрив поршня від розчину неможливий, оскільки в поршневій порожнині зберігається тиск, близький до номінального тиску нагнітання розчину.

Із рівняння системи (3) можна також визначити тиск масла наприкінці розгону поршня $P(t) = \frac{F_0 + m \cdot g + m \cdot v'(t)}{S-S'}$, який дорівнює 4,22 МПа.

У другій фазі постійна швидкість руху поршня складатиме

$$v = \frac{Q_0}{S-S'} = \frac{6,93 \cdot 10^{-4}}{38,5 \cdot 10^{-4} - 19,6 \cdot 10^{-4}} = 0,367 \text{ м/с},$$

а тиск масла до закриття нагнітального клапана – 3 МПа і після його закриття – 8,3 МПа при тиску розчину 2,5 МПа.

У третій фазі швидкість руху поршня зростає в результаті витискування в лінію напору масла з диференціальної порожнини золотника керування й складе

$$v = \frac{Q_0}{S - S' - S_1 + S'_1} = \frac{6,93 \cdot 10^{-4}}{(38,5 - 19,6 - 3,8 + 2,1) \cdot 10^{-4}} = 0,403 \text{ м/с},$$

де S_1 і S'_1 – відповідно площі більшого та меншого поясків золотника керування.

Тиск масла зросте у тій самій пропорції й буде дорівнювати 9,12 МПа.

$$\text{Час цієї фази буде тривати } t_3 = \frac{y_1}{v} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{0,403} = 0,0149 \text{ с},$$

де y_1 – хід золотника керування до початку відкривання щілини.

У четвертій фазі масло перекачується маслососом та розділяється на два потоки – в штокову порожнину гідроциліндра і в порожнину 8. Залежність розподілення потоку масла має такий вигляд

$$v(t) \cdot (S - S' - S_1 + S'_1) + \mu \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P} = Q_0, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт витрати масла; $S_{щ}$ – площа щілини відкривання золотника; γ – густина масла; ΔP – перепад тиску масла перед щілиною.

Рішення залежності (7) за аналогією, прийнятою для першої фази, дає рівняння для швидкості гальмування

$$v = y'(t) = \frac{Q_0}{S - S' - S_1 + S'_1} \cdot e^{-\alpha \cdot \sqrt{P} \cdot t}. \quad (8)$$

Час гальмування до $v \cdot 10^{-3}$ складе $t_{зг} = \frac{\ln 1000}{\alpha \cdot \sqrt{P}} = \frac{2,3 \cdot 3}{1,91 \cdot \sqrt{P}} = \frac{3,61}{\sqrt{P}}$, та означає, що час до

повного зупинення поршня обернено пропорційний кореню квадратному тиску масла. Коли тиск масла в гідросистемі в межах 5...10 МПа час гальмування складатиме від 0,0011 до 0,0016 с.

Після зупинки поршня все масло, яке нагнітається від маслососа, витрачає енергію на переміщення основного золотника. Розрахунки за залежностями вище показують, що час на кінцеве переміщення цього золотника складе 0,0069 с.

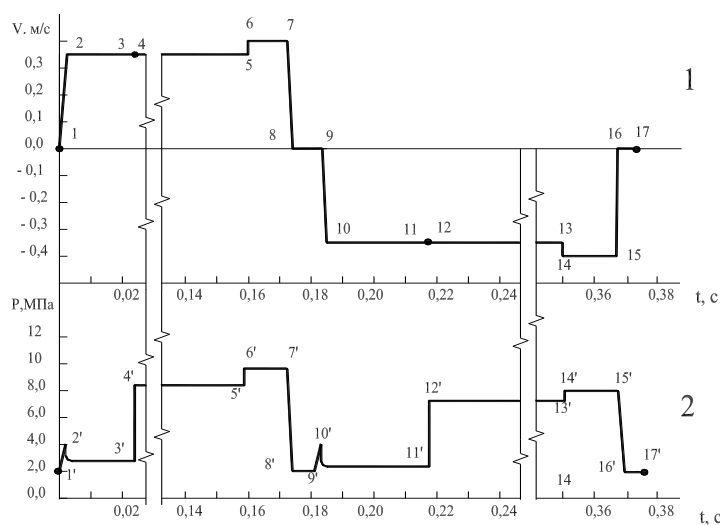


Рис. 6. Залежності зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра

Fig. 6. Dependencies of changes in piston speed (1) and oil pressure (2) during the hydraulic cylinder operation cycle

За аналогічною методикою визначені рівні швидкості руху поршня, тиск масла й час руху поршня для 5–8 фаз.

На основі математичного аналізу встановлено залежності зміни швидкості руху поршня (3) і тиску масла (4) протягом циклу роботи гідроциліндра та зведені дані по усіх фазах табл. 1.

За цикл роботи розчинонасоса відбувається швидкий перехід поршня від періоду гальмування та розгону в крайніх "мертвих" точках до робочої стабільної швидкості сприяє тому, що більшу частину ходу поршень рухається з постійною швидкістю, що у свою чергу, позитивно впливає на зниження рівня ступеня пульсацій тиску подачі перекачуваного розчину та рівномірність подачі розчину.

Таблиця 1. Зведені дані по усіх фазах зміни швидкості руху поршня й тиску масла протягом циклу роботи гідроциліндра

Table 1. Summary data for all phases of piston speed and oil pressure changes during the hydraulic cylinder operation cycle

Познач. ділянки	Назва ділянки	Тривалість, с	v, м/с		P, МПа	
			по- чат.	кінець	по- чат.	кінець
1 – 2	Фаза 1, розгін уверх	0,00214	0,000	0,367	2,00	4,22
2 – 3	Фаза 2, частина 1	0,0225	0,367	0,367	3,00	3,00
4 – 5	Фаза 2, частина 2	0,1347	0,367	0,367	8,30	8,30
6 – 7	Фаза 3	0,0149	0,403	0,403	9,12	9,12
7 – 8	Фаза 4, гальмування	0,0015	0,403	0,000	9,12	2,00
8 – 9	Переключення осн. золотника	0,0069	0,000	0,000	2,00	2,00
9 – 10	Фаза 5, розгін униз	0,00302	0,000	0,354	2,00	4,02
10 – 11	Фаза 6, частина 1	0,0307	0,354	0,354	2,29	2,29
12 – 13	Фаза 6, частина 2	0,1351	0,354	0,354	7,20	7,20
14 – 15	Фаза 7	0,0157	0,389	0,389	7,92	7,92
15 – 16	Фаза 8, гальмування	0,0020	0,389	0,000	7,92	2,00
16 – 17	Переключення осн. золотника	0,0038	0,000	0,000	2,00	2,00

Математичний аналіз роботи гідроприводу дозволив встановити, що досить тривалі зупинки поршня у "мертвих" точках обумовлені витратами масла на переключення основного золотника. В даному випадку сумарний час зупинок на переключення цього золотника складе $0,0069 + 0,0038 = 0,0107$ с в порівнянні з часом одного циклу роботи розчинонасоса

$\frac{60}{161} = 0,373$ с. А отже час зупинок поршня у мертвих точках складе 2,9%, у той же час як

сумарна тривалість усіх розгонів і гальмувань поршня за один цикл тільки 2,32%. Для скорочення часу переключення поршня при подальшому проектуванні необхідно зменшувати діаметри поясів основного золотника, а також величину ходу цього золотника, хоча це теж високі показники стабільності спрацювання золотників біля "мертвих" точок.

Оскільки прийнято, що зміни тиску розчину в тактах нагнітання та всмоктування відбуваються в однакових межах, а струмінь розчину на виході з нагнітального трубопроводу під час роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами помірний, тому подача розчину протягом циклу не змінюється. За цією умови зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі під час зміни кута φ буде складати

$$\begin{aligned} \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad \Delta V_1 &= F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right), \\ \text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad \Delta V_2 &= F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right], \end{aligned} \quad (9)$$

де ΔV_1 – зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі у такті нагнітання поршня по відношенню до об'єму стиснутого повітря при $\varphi=0$; ΔV_2 – те ж саме у такті всмоктування поршня, тобто при $\varphi=0\dots 2\pi$; x_1 – закон руху поршня залежно від кута φ в такті нагнітання ($\varphi=0\dots\pi$), визначається за залежністю (9); h_n – повна величина ходу поршня $h_n = x_1^{\max} - x_1^{\min}$, визначається також за рівнянням (3), ця величина незначно відрізняється від $2R$ за рахунок зміщення осі вала кривошипа відносно осі поршня; x_n – величина x_1 при $\varphi = \pi$.

Згідно із законом Бойля-Маріотта,

$$V_\varphi = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{p_\varphi}, \text{ звідки } p_\varphi = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{V_\varphi}. \quad (10)$$

де V_φ – поточний об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при куті φ ; $V_{\text{комп}}$ – приведений до нормальних умов ($p_{\text{атм}} = 0,1$ МПа) об'єм повітря в компенсаторі; p_φ – тиск стиснутого повітря (й розчину) при куті φ , МПа.

Залежність 1 на рис. 2.5 характеризує подачу розчину в циліндричну камеру компенсаторів від поршня в такті нагнітання з урахуванням закону його руху. Ця подача визначається за виразом $F_n \cdot x_1$. Залежність 2 (рис. 7) характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора при подачі його в нагнітальний трубопровід під час всмоктування, що визначається залежністю

$$q = \frac{V_{p.d.}}{2\pi} \cdot \delta(\varphi) \quad (11)$$

де $V_{p.d.}$ – дійсний робочий об'єм поршня.

Залежність 3 характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора протягом циклу роботи розчинонасоса.

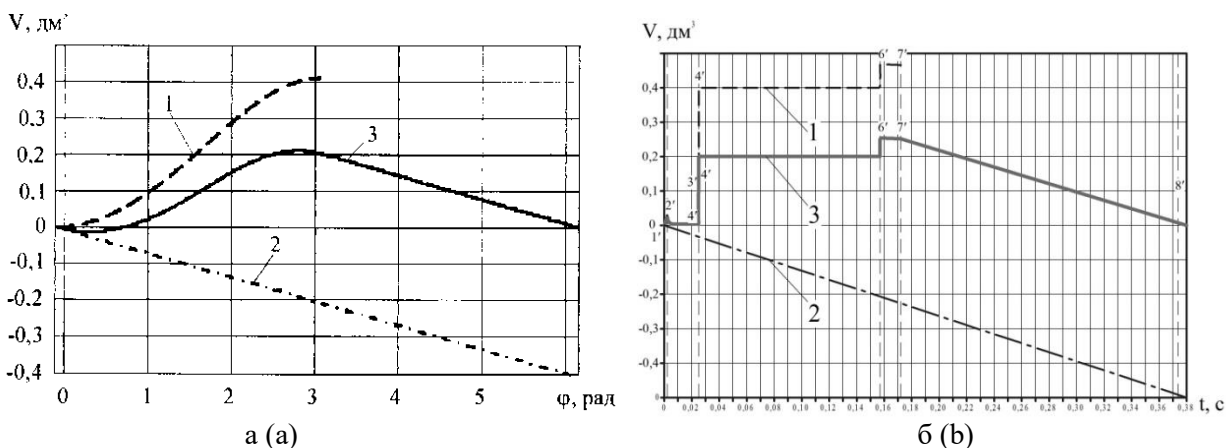


Рис. 7. Залежність об'єму розчину в циліндричних камерах компенсаторів розчинонасоса: 1 – від переміщення поршня, 2 – від подачі в трубопровід, 3 – об'єм розчину в циліндричній камері за повний цикл роботи

Fig. 7. Dependence of the volume of solution in the cylindrical chambers of the mortar pump compensators: 1 – on the movement of the piston, 2 – on the supply to the pipeline, 3 – the volume of solution in the cylindrical chamber for the full cycle of operation

Оскільки $V_\varphi = V_0 - \Delta V$, то з урахуванням формул (1) маємо зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса

$$\begin{aligned}
 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_{\max}} &= \frac{p_{\varphi_0 \text{ атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right\}}, \\
 \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_{\min}} &= \frac{p_{\varphi_0 \text{ атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_{\pi} - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]}.
 \end{aligned} \quad (12)$$

де $V_{\text{комп}}$ – приведений об’єм повітря компенсатора до атмосферного тиску $p_{\text{атм}}$; V_0 – об’єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$, $V_0 = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{p_0}$, $p_{\varphi_0 \text{ атм}}$ – тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа; x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за рівнянням (3).

Таким чином, користуючись формулами (12), можна визначити зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, якщо відомі параметри R , l , e , F_n , $V_{\text{комп}}$ та початковий тиск $p_{\min}$.

Величина ступеня пульсації тиску δ визначається за формулою

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\text{ср}}} \cdot 100, \%, \quad (13)$$

де $p_{\text{ср}}$ – середній тиск за цикл подачі розчину,

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2}. \quad (14)$$

В таблиці 2 наведені розрахункові дані пульсацій розчину в залежності від тиску.

На рис. 8 представлені залежності зміни тиску розчину, що перекачується протягом, повного циклу роботи для розчинонасоса з комбінованими компенсаторами обох конструктивних рішень, що пропонуються, отримані за допомогою ПЕОМ з використанням системи рівнянь (9) при значеннях тиску $p_{01} = 1$ МПа, $p_{02} = 2$ МПа, $p_{03} = 3$ МПа, $p_{04} = 4$ МПа, за якими визначається ступінь пульсацій.

Таблиця 2. Розрахункові значення пульсацій розчину в залежності від тиску.
Table 2. Calculated values of solution pulsations depending on pressure.

$p_{\min}$, МПа	$p_{\max}$, МПа	Δp , МПа	$p_{\text{ср}}$, МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму				
1,0	1,130	0,130	1,065	12,2
2,0	2,300	0,200	2,150	14,0
3,0	3,600	0,600	3,300	18,2
4,0	5,180	1,180	4,590	25,7
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму				
1,0	1,07	0,12	1,01	11,9
2,0	2,1	0,25	1,975	12,6
3,0	3,2	0,45	2,975	15,1
4,0	4,3	0,7	3,95	17,8

Аналіз отриманих теоретичних залежностей свідчить про те, що під час такту нагнітання у розчинонасоса з електромеханічним приводом тиск повітря в компенсаторі починає зростати, досягає максимального рівня $p_{\max}$ при куті обертання кривошипа $\varphi_0 = -8,21^\circ$ до $\varphi_1 = 174,78^\circ$ і потім за рахунок дії об’єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується до мінімального при $\varphi_1 = 174,78^\circ$ до $\varphi_2 = 351,79^\circ$ за деякий час до закінчення

такту нагнітання, що відбувається за рахунок зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня. У розчинонасоса з гідравлічним приводом тільки на незначних (фаза 1'–4', 5'–7') ділянках під час перемикавання золотників відбуваються всплески тиску на протязі 0,02 с. В цілому під час такту нагнітання тиск подачі стабільний, а в такті всмоктування за рахунок компенсуючої дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується, в результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується.

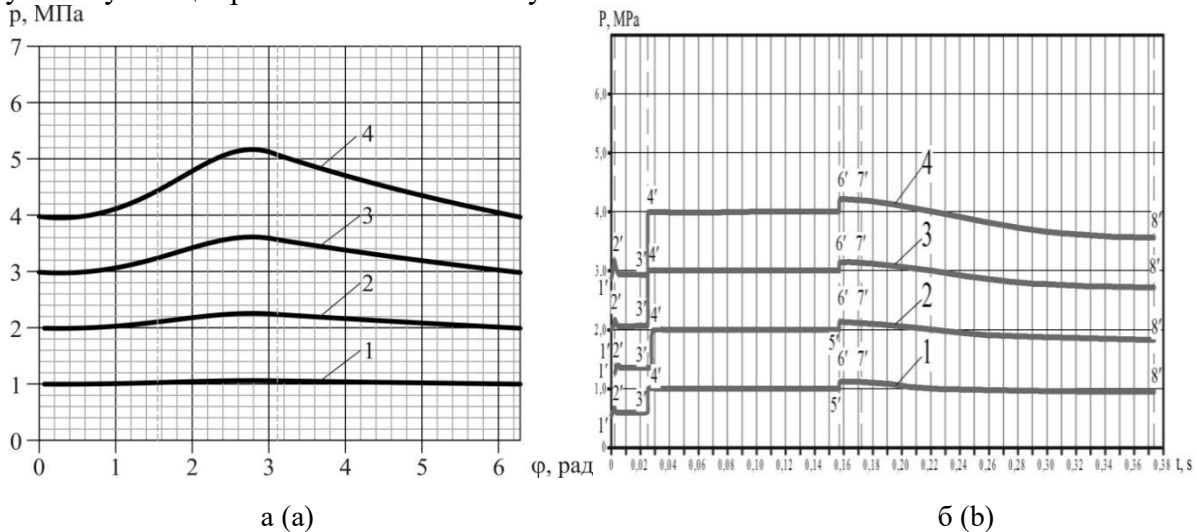


Рис. 8. Залежності тиску розчину $p = f(t)$ при подачі у трубопровід протягом циклу від кута повороту вала кривошипа при 1 – $p_{01} = 1$ МПа; 2 – МПа; 3 – $p_{03} = 3$ МПа; 4 – $p_{04} = 4$ МПа: а) для розчинонасоса з електромеханічним приводом; б) для розчинонасоса з гідравлічним приводом

Fig. 8. Dependences of the pressure of the solution when supplied to the pipeline during the cycle on the angle of rotation of the crank shaft at 1 – $p_{01} = 1$ МПа; 2 – $p_{02} = 2$ МПа; 3 – $p_{03} = 3$ МПа; 4 – $p_{04} = 4$ МПа: а) for a mortar pump with an electromechanical drive; б) for a mortar pump with a hydraulic drive

Аналіз отриманих теоретичних залежностей свідчить про те, що під час такту нагнітання у розчинонасоса з електромеханічним приводом тиск повітря в компенсаторі починає зростати, досягає максимального рівня p_{max} при куті обертання кривошипа $\varphi_0 = -8,21^0$ до $\varphi_1 = 174,78^0$ і потім за рахунок дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується до мінімального при $\varphi_1 = 174,78^0$ до $\varphi_2 = 351,79^0$ за деякий час до закінчення такту нагнітання, що відбувається за рахунок зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня. У розчинонасоса з гідравлічним приводом тільки на незначних (фаза 1'–4', 5'–7') ділянках під час перемикавання золотників відбуваються всплески тиску на протязі 0,02 с. В цілому під час такту нагнітання тиск подачі стабільний, а в такті всмоктування за рахунок компенсуючої дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується, в результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується.

Ступінь зростання тиску в такті нагнітання значно залежить від рівня початкового тиску. Дійсно, при початковому тиску 1 МПа (рис. 8, а) його пульсація при роботі розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму становить 12,5%, а при $p_0 = 2$ МПа – 14,0%. Під час роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму при 1 МПа (рис. 8, а) пульсація тиску становить 11,9%, а при $p_0 = 2$ МПа – 12,6%, що характеризує зниження пульсацій насоса.

При тиску $p_0 = 4$ МПа (рис. 8, б) ступінь пульсації знижується з 25,7% до 20,8% відповідно, що свідчить про ефективність роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму.

Це пояснюється тим, що в напівциклі нагнітання швидкість руху робочого органа постійна, а також сумарний обсяг V_0 стисненого повітря в камерах компенсатора на початку

циклу прямо пропорційний сумарному приведенному об'єму $V_{пр}$ і зворотно пропорційний початковому тиску повітря в цей час.

На рис. 2.7 при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, а для сумарного приведенного об'єму повітря компенсатора $V_{комп} = 41, 47$ і 56 дм³ у розчинонасосів відбувається зниження ступеня пульсацій.

Графічні залежності (рис. 9, б) свідчать про те, що в гідроприводному розчинонасосі відбувається зниження пульсацій тиску, при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, під час нагнітання розчину, в порівнянні з розчинонасосом з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму вже при об'ємі компенсатора $V_{комп1} = 41$ дм³ забезпечує помірну пульсацію на рівні $\delta = 0,19$, що дозволить якісно проводити штукатурні роботи під час перекачування.

Також на відміну від електромеханічного привода при якому в кінці ходу поршня в такті нагнітання його швидкість істотно знижується і якийсь час не забезпечує рівень середньої подачі за цикл, гідравлічний забезпечує постійний тиск подачі. Починаючи з цього моменту, подача розчину в нагнітальний трубопровід відбувається не тільки за рахунок нагнітання від поршня, але і за рахунок розширення стисненого повітря в компенсаторі. Такий процес спостерігається і в початковий момент такту нагнітання, що добре помітно на залежностях з високим тиском ($p_0 = 3$ і 4 МПа).

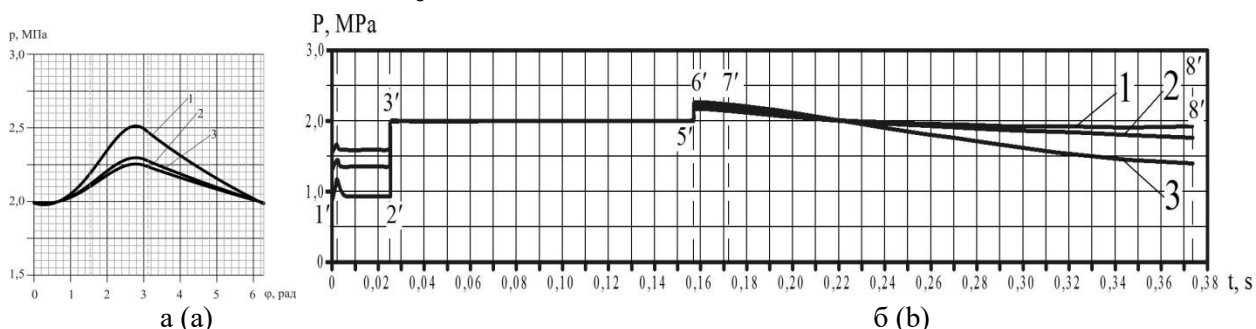


Рис. 9. Залежності тиску протягом циклу від сумарного приведенного об'єму повітря: а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) для гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму 1 – $V_{комп1} = 41$ дм³, 2 – $V_{комп2} = 47$ дм³, 3 – $V_{комп3} = 56$ дм³.

Fig. 9. Dependences of pressure during the cycle on the total reduced volume of air: a) for a mortar pump with a combined compensator of increased volume; b) for a hydraulically driven mortar pump with a combined compensator of increased volume 1 – $V_{komp1} = 41$ дм³, 2 – $V_{komp2} = 47$ дм³, 3 – $V_{komp3} = 56$ дм³.

Такий початковий рівень тиску був обраний у зв'язку з тим, що тиск подачі розчину 1,5...2,5 МПа є найбільш поширеним при виконанні штукатурних робіт.

5. Висновки:

1. виконаний аналіз та оцінка конструкцій розчинонасосів з різними приводами та компенсуючими пристроями;

2. З представлених теоретичних залежностей видно, що величина сумарного приведенного об'єму значно впливає на рівень коливання тиску протягом циклу роботи насоса. Але не залежно від привода велике коливання тиску спостерігається тоді, коли наведений обсяг повітря становить менше 40 дм³;

3. Із зазначених даних випливає, що для забезпечення помірного рівня пульсації подачі розчину на рівні $\delta = 0,2...0,25$ приведений об'єм повітря в компенсаторі повинен бути не менше 41 дм³;

4. Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму працюватиме ефективніше по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Список використаних джерел:

1. Bogdan Korobko Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis / Bogdan Korobko, Inna Khomenko, Mykola Shapoval and Viktor Virchenko // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 103-115.
2. Shapoval M.V. One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis / M.V. Shapoval, V.V. Virchenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 253-264.
3. Different characteristics brake automotive system sales research manufactured by additive technologies / M.P. Nesterenko, V.V. Virchenko, M.V. Shapoval, A.V. Shokalo // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 19-25.
4. Korobko B., Khomenko I., Shapoval M., Virchenko V. (2020) Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis. In: Onyshchenko V., Mammadova G., Sivitska S., Gasimov A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_12
5. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump Lecture Notes in Civil Engineering this link is disabled, 2022, 181, стр. 225–243. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9321>
6. Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator / B. Korobko, M. Shapoval, R. Kaczynski, A. Kryvorot, V. Virchenko // Lecture Notes in Civil Engineering. – Springer : Cham, 2023. – Vol. 299 : Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations. ICBI 2022. – https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17

References:

1. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. (2020). Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_12.
2. Shapoval, M., Virchenko, V., Skoryk, M., Kryvorot, A. (2020). One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_27.
3. Nesterenko, M. P., Virchenko, V. V., Shapoval, M. V., & Shokalo, A. V. (2019). Different characteristics of brake automotive system sales research manufactured by additive technologies. Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering, 2(53), 19–25.
4. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. (2022). Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 3rd International Conference on Building Innovations. ICBI 2020. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 181. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85043-2_22.
5. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., & Virchenko, V. (2022). Solution pressure pulsations into the pipeline size determination in dependence on constructive parameters of valve units of mortar pump. In Lecture Notes in Civil Engineering (Vol. 181, pp. 225–243). Springer. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9321>.
6. Bogdan, K., Mykola, S., Kaczynski, R., Anatolii, K., Viktor, V. (2023). Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations. ICBI 2022. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 299. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17.