

Михайлик В.Г., Шаповал М.В.

*Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»***ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ГІДРОПРИВОДНОГО ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ**

Аналіз сучасних насосів вказує на пошук шляхів щодо вдосконалення та спрощення їх конструкцій задля забезпечення високих рівнів технічних показників: механічного ККД, об'ємного ККД рівня подачі, а також низького рівня ступеня пульсацій тиску та подачі, знижених показників енерговитрат залежно від конструктивних параметрів їх надійності під час транспортування будівельних розчинів.

Тому визначено основні напрямки розвитку нових конструкцій розчинонасосів та запропоновано нову конструкцію однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Застосування у розчинонасосі гідравлічного приводу є актуальним та має ряд переваг по відношенню до електромеханічного. Перевагами використання гідравлічного приводу є: постійна швидкість робочого органа, що позитивно вплине на зниження зворотних втрат через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок стабілізації їх швидкості підйому та опускання, особливо під час перекачування розчинів зниженої рухомості П 7-9 см; постійна швидкість руху розчину в гідравлічній частині насосу під час подачі зменшить до мінімуму рівень пульсацій тиску розчину; можливість забезпечення плавності регулювання подачі розчину під час роботи розчинонасоса, що сприятиме якості оздоблювальних робіт; використання розчинонасоса в комплексі з гідроприводними штукатурними станціями чи комплектами. Вказані переваги суттєво підвищать техніко-економічні показники використання гідравлічного приводу в розчинонасосах як окремо так і в складі штукатурних агрегатів.

У представлений роботі розглядаються теоретичні дослідження витрат енергоживлення однопоршневих розчинонасосів з електромеханічним та гідравлічним приводами. Проведено порівняльний аналіз витрат залежно від закону руху робочого органа, впливу компенсуючого пристрою на стабілізацію ступеня пульсацій тиску та типів приводів розчинонасосів, а також впливу гідродинамічного тиску на основі закону Бернуллі.

Встановлено механізми впливу гідродинамічного тиску в гідравлічній частині розчинонасоса, які напряму впливають на енергетичні витрати.

Ключові слова: однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, гідравлічний привод, електромеханічний привод всмоктувальна камера, всмоктувальний та нагнітальний клапани, об'ємний ККД, ступінь пульсацій тиску, рухомість розчину.

ВСТУП

Розчинонасоси необхідні для перекачування гумовотканинними або металевими трубопроводами розчинів різного складу і призначення та для механізованого їх нанесення на оброблювані поверхні будівельних конструкцій за допомогою повітряної форсунки або безкомпресорного сопла.

До середовищ, які перекачують розчинонасосами відносять будівельні розчини, а саме: вапняно-піщані штукатурні, цементно-піщані, на основі крейди розчини різної рухомості, які використовують для оштукатурювання, стяжок наливних підлог, фарбування і т.д.

Перекачування будівельних розчинів в основному проводять насосами об'ємної дії. Принцип роботи таких насосів об'ємної дії полягає у періодичній зміні об'єму робочої камери, який збільшується під час усмоктування суміші й зменшується при її нагнітанні в трубопровід.

Перехід від ручного нанесення розчинів на механізоване, який відбувається останнім часом, підвищує продуктивність оздоблювальних робіт та дає змогу значно збільшити змінне напруження на одного штукатура. Нова технологія дає можливість застосовувати для нанесення розчинів на оброблювані поверхні різних за конструктивними особливостями форсунок і насадок, що встановлюються на кінці напірного рукава. Галузі застосування розчинонасосів усе розширюються. Вагомий ефект та якість дає використання розчинонасосів для подачі під час укладання цементно-піщаних розчинів при виконанні наливної стяжки підлог, нанесення на оздоблювальні поверхні, заповнення під тиском жорсткими розчинами стиків і швів між залізобетонними конструкціями, а також для подачі оздоблювальних розчинів при великому фронті робіт.

У теорію і практику економічно доцільнішого трубопровідного транспортування будівельних розчинів розчинонасосами вагомий вклад внесли вчені та інженери: С.І. Алексєєв, М.І. Альошин, С.С. Абель, Ю.М. Баженов, А.М. Баранов, Ю.І. Беляков, М.С. Болотських, С.О. Гузенко, В.М. Євстифєєв, І.А. Ємельянова, М.М. Завражин, А.О. Задорожний, Г.В. Івянський, М.С. Канюка, Б.О. Коробко, М.О. Меленцов, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко, С.П. Парфенов, А.М. Проценко, Є.С. Стайченко, В.Д. Топчий, В.У. Уст'янець, Ю.П. Чирков та ряд інших відомих дослідників. Створення та розроблення сучасних штукатурних агрегатів та розчинонасосів присвячені роботи ряду вітчизняних і закордонних дослідників.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Розчинонасоси вважаються основними агрегатами під час проведення оздоблювальних робіт. Використання розчинонасосів для транспортування малорухомих будівельних розчинів до робочих місць і механізованого їх нанесення на поверхні стін висуває до їх конструкції ряд специфічних вимог.

Це здатність розчинонасоса здійснювати стабільну подачу по трубопроводах будівельних розчинів різної рухомості. Подача сучасними розчинонасосами розчинів рухомістю від П10 см взагалі не становить особливих ускладнень під час перекачування. Сучасні технології проведення оздоблювальних робіт [6, 7, 8] забезпечують використання розчинів рухомістю П 9...10 см, а рухомість кладочних цементно-піщаних розчинів, що подаються трубопроводами, відповідно – П 7...8 см. Стабільна подача таких розчинів можлива тільки при використанні розчинонасоса з високою всмоктувальною здатністю а, також відсутністю конструктивних умов для "зависання" нагнітального і всмоктувальних клапанів.

Важливо щоб розчинонасос забезпечував стабільну подачу будівельних розчинів. Широко поширені однопоршневі розчинонасоси односторонньої дії [5], які характеризуються підвищеною пульсацією подачі. Цей негативний фактор є серйозною перешкодою для виконання якісного соплування до отримання рівномірного штукатурного шару необхідної товщини, оскільки для нормальної роботи форсунки чи безкомпресорного сопла необхідна стабільна подача розчину. У іншому випадку струмінь розчину є нестабільним, цілеспрямоване нанесення розчину на оброблювану поверхню стає ускладненим, а втрати розчину за рахунок зростаючого відскоку суттєво збільшуються. Важливо також, що при стабільній подачі розчину опір його просуванню в трубопроводі у 1,5 рази зменшується, ніж коли пульсації тиску розчину, що позитивно позначається на енергоспоживанні розчинонасоса.

З цих причин сучасні розчинонасоси [2, 3, 4, 7] повинні мати високий рівень основних показників продуктивності та коефіцієнт корисної дії (ККД), оскільки втрати розчину через клапанні вузли та ущільнення призводять до нерівномірності подачі розчину на протязі робочого циклу розчинонасоса, а також спричиняють надмірні енергоспоживання у зв'язку із зниженням продуктивності.

Сучасні житлові та промислові будівлі потребують подачі будівельних розчинів трубопроводами від поверхні землі на висоту до 50 і більше метрів. Для подачі розчинів на таку висоту розчинонасос повинен розвивати тиск 4...6 МПа. Такий тиск на сучасному етапі розвитку можуть забезпечити тільки насоси об'ємної дії – поршневі та плунжерні.

Останнім часом для полегшення праці і підвищення ефективності роботи відбувається широке впровадження автоматичних модулів, які забезпечують плавність проведення штукатурних робіт.

Важливою особливістю розчинонасоса, зручного для механізації штукатурних робіт, є можливість оперативної зміни його продуктивності за сигналом штукатура [6, 8]. Зараз доцільна присутність плавного регулювання подачі, це облегшило виконання штукатурних робіт з однаковою швидкістю як на відкритих поверхнях, так і в обмежених умовах, а також у приміщеннях складного планування. Наявність у насосі пристрою для плавної зміни продуктивності (регулятора частоти обертання електродвигуна, регулятор гідропривода) дозволяє зменшити витрати потужності його привода, тому що при транспортуванні розчинів з зниженою рухомістю або при подачі їх на значну висоту 30-50 м, коли потрібно забезпечити високий тиск, можна використовувати знижену продуктивність насоса. Оперативне регулювання продуктивності насоса є однією з основних умов для впровадження комплексно механізованих та автоматизованих технологій операційного оштукатурювання поверхонь.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок використання гідравлічного привода з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при раціональних режимах технологічних процесів, що забезпечить: зниження ступеня пульсацій тиску подачі по трубопроводу, стабільну продуктивність і об'ємний ККД та відповідно **зниження енергетичних витрат**.

Ціль роботи провести теоретичний порівняльний аналіз **енергетичних витрат** розчинонасосів з різними типами приводів.

Для вирішення **поставлених задач** використовувались: методи математичної фізики, фізико-математичне моделювання методами прикладної механіки, основні положення гідродинаміки,

статистична обробка експериментальних даних, метод планувального експерименту, комп'ютерне програмування.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У Національному університеті "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" створено однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму [4], що має електромеханічний привод, який зарекомендував себе як надійний і високоефективний насосний агрегат. Але перекачування розчинонасосом розчинів зниженої рухомості не в повній мірі задовольняє сучасним вимогам нижче рівня $\delta \geq 25\%$.

Але для підвищення технічних характеристик розчинонасоса необхідно впровадити у конструкцію розчинонасоса гідропривод, який забезпечить постійну швидкість поршня під час зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання. Це позитивно вплине на всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок швидшого підйому та опускання кульок біля "мертвих" точок, що позитивно вплине на зниження рівня пульсацій тиску $\delta \leq 25\%$.

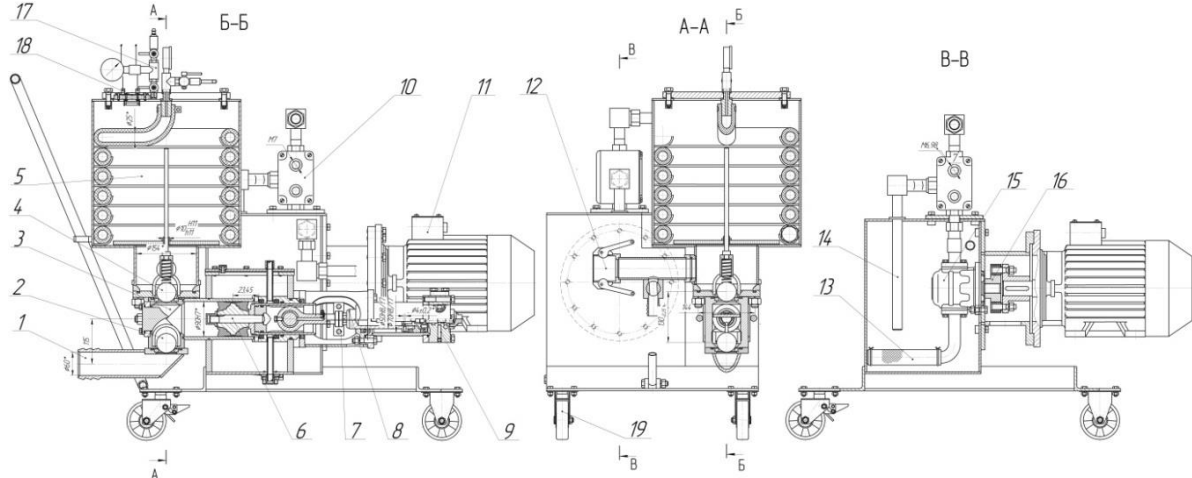


Рисунок 1 – Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубок; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гідравлічний привідний циліндр з розподільвачем; 8 – гідроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гідравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубок скидання гідравлічної рідини; 15 – шестерневий гідравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з освітленням

Тому пропонується конструкція гідроприводного розчинонасоса одинарної дії з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 1).

На рис. 2. представлено схему гідравлічної системи приводу розчинонасоса

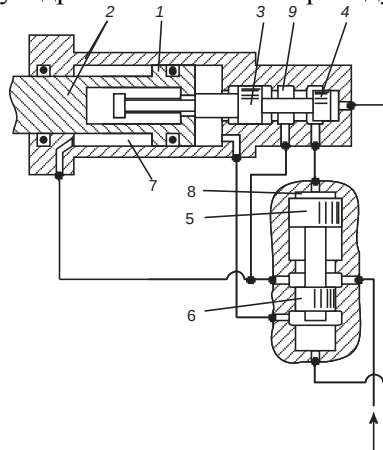


Рисунок 2 – Схема гідравлічної системи приводу розчинонасоса: 1 – поршень гідроциліндра; 2 – шток поршня; 3 – нижній поясок золотника керування; 4 – верхній поясок золотника керування; 5 – лівий поясок основного золотника; 6 – правий поясок основного золотника; 7 – штокова порожнина основного гідроциліндра; 7 –

Існує математична модель [2, 3] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки, 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.

Схема гідравлічної системи автоматичного приводу розчинонасоса, що використовуються при описанні математичної моделі, наведена на рис. 2.

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

$$\begin{cases} m \cdot \frac{dv}{dt} = -(F_m + m \cdot g) + P(t) \cdot (S - S') \\ \beta \cdot \frac{dP}{dt} = -v(t) \cdot (S - S') + Q_0, \end{cases} \quad (1)$$

де m – маса елементів приводу, 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 порожнин 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_r , а саме

$$v(t) = v_{одн}(t) + v_r = C_1 \cdot \cos\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S - S'}. \quad (2)$$

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

$$C_2 = \frac{v'(0) \cdot \sqrt{\beta \cdot m}}{S - S'}.$$

Підставивши значення коефіцієнтів C_1 і C_2 в рівняння (2), що описує швидкість розгону робочого органа (поршня) у першій фазі:

$$v(t) = -\frac{Q_0}{S - S'} \cdot \cos\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + v'(0) \cdot \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S - S'} \cdot \sin\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S - S'}. \quad (3)$$

Підставивши в рівняння (3) замість $v(t)$ величину $\frac{Q_0}{(S - S')}$, тобто кінцеву швидкість розгону поршня, і виконавши деякі перетворення, знайдемо час розгону поршня

$$t_p = \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S - S'} \cdot \arctg\left(\frac{Q_0}{v'(0) \sqrt{\beta \cdot m}}\right). \quad (4)$$

Визначений за залежністю (4) 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 **Помилка! Джерело посилання не знайдено.** 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 зросте 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

$$v(t) \cdot (S - S' - S_1 + S'_1) + \mu \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P} = Q_0, \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт витрати масла; $S_{щ}$ – площа щілини відкривання золотника;

γ – густина масла; ΔP – перепад тиску масла перед щілиною.

Рішення залежності (5) за аналогією, прийнятою для першої фази, дає рівняння для швидкості гальмування

$$v = v'(t) = \frac{Q_0}{S - S' - S_1 + S'_1} \cdot e^{-\alpha \cdot \sqrt{P} \cdot t}. \quad (6)$$

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

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 складає 0,0069 с.

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

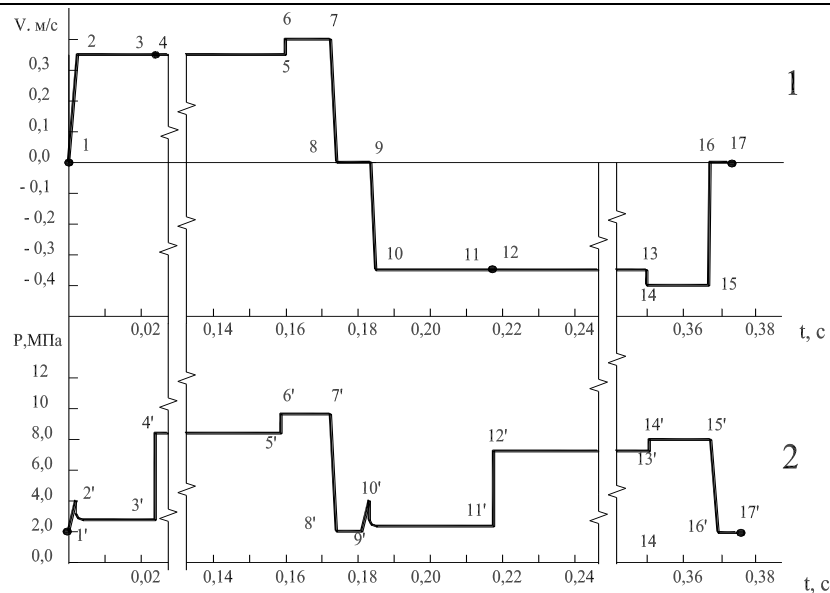


Рисунок 3 – Залежності зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра

На основі математичного аналізу встановлено залежності зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра.

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

Познач. ділянки	Назва ділянки	Тривалість, с	v , м/с		P , МПа	
			почат.	кінець	почат.	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.

Визначення потужності гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим

компенсатором збільшеного об'єму

На початку аналізу робочого циклу варто зазначити, що процеси, які відбуваються в гідравлічній частині, традиційно характеризуються зміною тиску [74, 89]. Характер зміни тиску, що залежить від місцевих опорів як в гідравлічній частині розчинонасоса, так і трубопроводах, прямо пропорційно впливає на енерговитрати розчинонасосом, які визначаються відповідно залежності на основі рівняння Бернуллі

– при всмоктуванні

$$p_{вс}(t) = p_0 + \rho \cdot g \cdot (H_{вс} - S_n(t)) - \rho \cdot a_n(t) \cdot (L_{вс} + S_n(t)) - (1 + \zeta_{o.в}(t)) \cdot \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} - \Delta p_{вс.кл}(t), \quad (7)$$

– при нагнітання

$$p_{нз}(t) = p_0 + \rho \cdot g \cdot (H_{нз} - S_n(t)) + \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} \cdot \left(\frac{D_n}{d_{нз}} \right) + \rho \cdot a_n(t) \cdot (L_{нз} + S_n(t)) + (\zeta_{o.н}(t) - 1) \cdot \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} + \Delta p_{н.кл}(t) - \Delta p_{комп}(t), \quad (8)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па; ρ – щільність розчину, кг/м³; $H_{вс}$ – висота рівня розчину над рівнем поршня на початку всмоктування, м; $H_{нз}$ – висота, на яку подається розчин по трубопроводу, м; $S_n(t)$, $v_n(t)$, $a_n(t)$ – переміщення, швидкість та прискорення поршня залежно від часу, у відліку від ПМТ; $\zeta_{o.в}(t)$, $\zeta_{o.н}(t)$ – приведені коефіцієнти опору всмоктувального і нагнітального трубопроводів, визначаються характеристиками розчину, геометрією трубопроводу й фазою роботи насоса; $\Delta p_{вс.кл}(t)$, $\Delta p_{н.кл}(t)$, $\Delta p_{комп}(t)$ – опір всмоктувального, нагнітального клапанів та об'єму повітря у компенсаторі, залежно від фази роботи насоса, Па; D_n – діаметр поршня, м; $d_{нз}$ – діаметр нагнітального трубопроводу, м; $L_{вс}$, $L_{нз}$ – приведена довжина всмоктувального й нагнітального трубопроводів, м.

Відомо, що для визначення потужності розчинонасоса існує залежність [84]

$$N_{\partial в} = \frac{p(t_3) \cdot Q_m}{3,6 \cdot \eta_{рн}}, \quad (9)$$

де $\eta_{рн}$ – загальний ККД розчинонасоса; $p(t)$ – тиск подачі за цикл роботи розчинонасоса, кПа; Q_m – теоретична подача розчинонасосом, м³/год.

Витрату потужності можна розділити на витрату під час всмоктування $N_{вс}(t)$ та під час нагнітання

$$N_{нз}(t) \quad N_{рн}(\varphi) = N_{вс}(\varphi) + N_{нз}(\varphi). \quad (10)$$

Загальний ККД розчинонасоса

$$\eta_{рн} = \eta_{ел} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{гидр} \quad (11)$$

де $\eta_{ел}$, $\eta_{мех}$, $\eta_{об}$, $\eta_{гидр}$ – відповідно електродвигуна, механічний, об'ємний, гідравлічний

ККД.

Для кінематичної схеми рис. 2

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{кл.н} \cdot \eta_{з.н} \cdot \eta_{підш}}{dz_1 / \eta_{з1} \cdot \eta_{ш}^{n_o}}, \quad (12)$$

де $\eta_{кл.н}$ – к.к.д. клинопасової передачі; $\eta_{з.н}$ – к.к.д. зубчастої передачі; $\eta_{підш}$ – к.к.д. підшипникових вузлів; $\eta_{з1}$ – витрати потужності на здолаття тертя в циліндрі, dz_1 – рівень використання потужності поршнем; $\eta_{ш}$ – к.к.д. шарнірів; n_o – кількість шарнірів.

Гідравлічні втрати потужності в розчинонасосі визначається за формулою

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{1\text{зідр}}}{N_{1\text{зідр}} + N_{2\text{зідр}}}, \quad (13)$$

де $N_{1\text{зідр}}$ – гідравлічні втрати в розчинонасосі, що виникають за рахунок внутрішнього тертя в розчині; $N_{2\text{зідр}}$ – лінійні і місцеві витрати безпосередньо в розчинонасосі.

Остаточно залежність з визначення втрат потужності, кВт розчинонасосом в процесі роботи матиме вигляд

$$0 \leq t_{\text{зм}} \leq t_{\text{нз}}, \quad N_{\text{нз}}(\varphi) = \frac{p_{\text{атм}} \cdot V_{\text{комп}} \cdot Q_m}{\left(3,6 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot [V_{\text{повн}} \cdot (1 \pm \varepsilon)] \cdot (1 - \varepsilon_{\text{см2}}) - \Delta V_{\text{н.кл}} \cdot (1 + \varepsilon_{\text{см2}}) - V_{\text{шк}}\right)} \cdot \frac{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{\text{см2}})}{\left(V_0 - F_n \cdot \left\{\frac{Q_0}{S' - S_1 + S_1'} - \frac{h_n}{2\pi} \cdot t\right\} \cdot (1 - \delta)\right)} \quad (14)$$

$$t_{\text{нз}} \leq t_{\text{зм}} \leq t_{\text{вс}}, \quad N_{\text{вс}}(\varphi) = \frac{p_{\text{атм}} \cdot V_{\text{комп}} \cdot Q_m}{\left(3,6 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot [V_{\text{повн}} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{\text{вс.кл}}] \cdot (1 - \varepsilon_{\text{см2}}) - V_{\text{шк}}\right)} \cdot \frac{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{\text{см2}})}{\left(V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_{\pi} - \frac{h_n}{2}\right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (t_{\text{вс}} - t)\right] \cdot \varepsilon\right) \cdot (1 - \delta)}$$

Визначення витрат потужності, необхідних для роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень.

Експериментальні дослідження зі споживання потужності на протязі циклу роботи розчинонасоса з комбінованим компенсаторами збільшеного об'єму та гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсаторами збільшеного об'єму проводилися з використанням спеціального вимірювального електрообладнання при перекачуванні розчинів різної рухомості. Витрати потужності розчинонасоса визначаються залежністю (14) і порівнюються з результатами експериментальних досліджень (рис. 4).

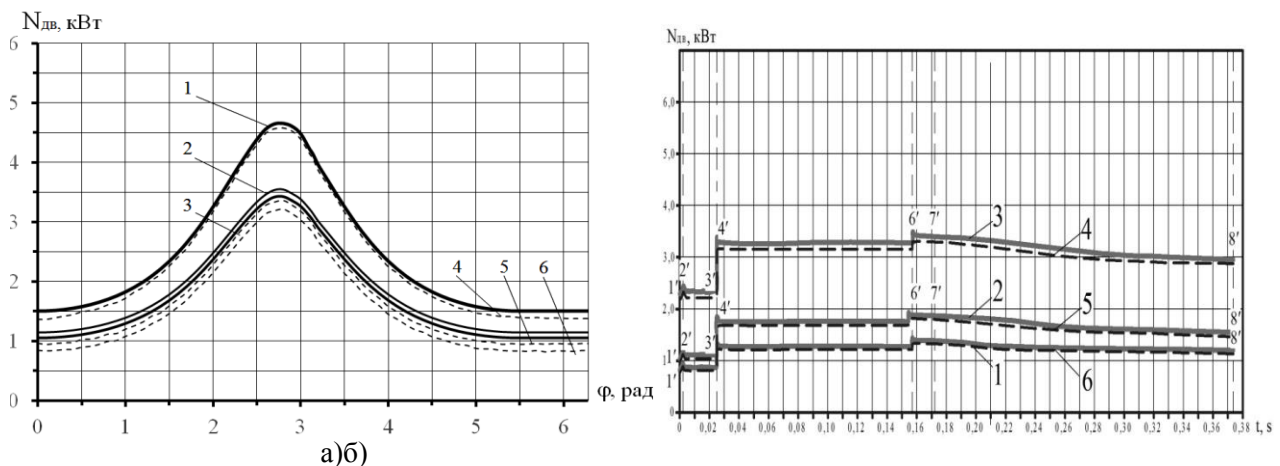


Рисунок 4 – Графічні теоретичні та експериментальні залежності потужності, що споживається на протязі циклу роботи розчинонасоса при різних рухомостях будівельного розчину:

- а – розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму;
- б – гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму
 - теоретичні 1 – при П8; 2 – при П10; 3 – при П12;
 - експериментальні 4 – при П8; 5 – при П10; 6 – при П12

Аналіз графічних результатів свідчить про те, що витрата потужності на протязі циклу роботи розчинонасосів прямо пропорційна тиску розчину і зворотно пропорційна ККД. За порівнянням як експериментальних, так і теоретичних залежностей (рис. 4) суттєвий вплив на витрату потужності до

максимальних значень здійснюють пульсації тиску розчину. Зменшення витрат потужності спостерігається у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 4) і сягає біля 21%. Це пояснюється зниженням пульсацій тиску розчину за рахунок руху поршня розчинонасоса з постійною швидкістю в такті нагнітання та ефективного спрацювання комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

Аналогічним чином для дослідження впливу раніше вказаних факторів на витрати потужності розчинонасоса з різними приводами знайдено рівняння регресії відповідно якому побудовані графічні залежності (рис. 5).

Для розчинонасоса з електромеханічним приводом одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, згідно з яким побудовано графічні залежності (рис. 5, а, б, в, г)

$$Y_3 = 3,321 + 0,102 \cdot X_1 - 0,021 \cdot X_3 + 0,023 \cdot X_4 - 0,026 \cdot X_2^2 + 0,311 \cdot X_3^2 + 0,338 \cdot X_4^2 + 0,046 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,054 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,07 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (15)$$

Після заміни значень факторів в кодовому вигляді на дійсні рівняння регресії відображає зв'язок між потужністю $P_{де}$ розчинонасоса та вихідними факторами, вплив яких досліджується

$$Y_3 = 3,321 + 0,102 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) - 0,021 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,023 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) - 0,026 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right)^2 + 0,311 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,338 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,046 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,054 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,07 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (16)$$

Для гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 5, д, е, є, ж) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$Y_4 = 3,572 + 0,091 \cdot X_1 + 0,188 X_1^2 + 0,327 X_2^2 + 0,322 \cdot X_3^2 + 0,261 \cdot X_4^2 + 0,013 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,038 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,039 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,054 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (17)$$

Натуральними значеннями факторів рівняння **Помилка! Джерело посилання не знайдено.** має вигляд

$$Y_4 = 3,572 + 0,091 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) + 0,188 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right)^2 + 0,327 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right)^2 + 0,322 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,261 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,013 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) + 0,038 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,039 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,054 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (18)$$

Результати експериментальних досліджень (рис. 5, а, д) показують, що зменшення витрат потужності спостерігається при зростанні рухомості розчину, за рахунок зменшення опору просування по трубопроводу та зменшенню зворотних витоків через клапана. Графічні залежності експериментальних досліджень (рис. 5, б, е) показують, що витрати потужності прямо пропорційні зростанню тиску розчину, особливо спостерігається зростання витрати потужності при підвищенні тиску в діапазоні 1,5 – 2,5 МПа. Збільшення приведенного об'єму повітря компенсатора (рис. 5, в, є), який впливає на зменшення ступеня пульсацій тиску розчину в свою чергу зменшує витрати потужності. Результати експериментальних досліджень (рис. 5, г, ж) вказують на те, що зведення до мінімуму витрат потужності відбувається при куту нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері 45° яка зменшує зворотні витоки через всмоктувальний клапан, і ти самим зменшує ступінь пульсацій тиску.

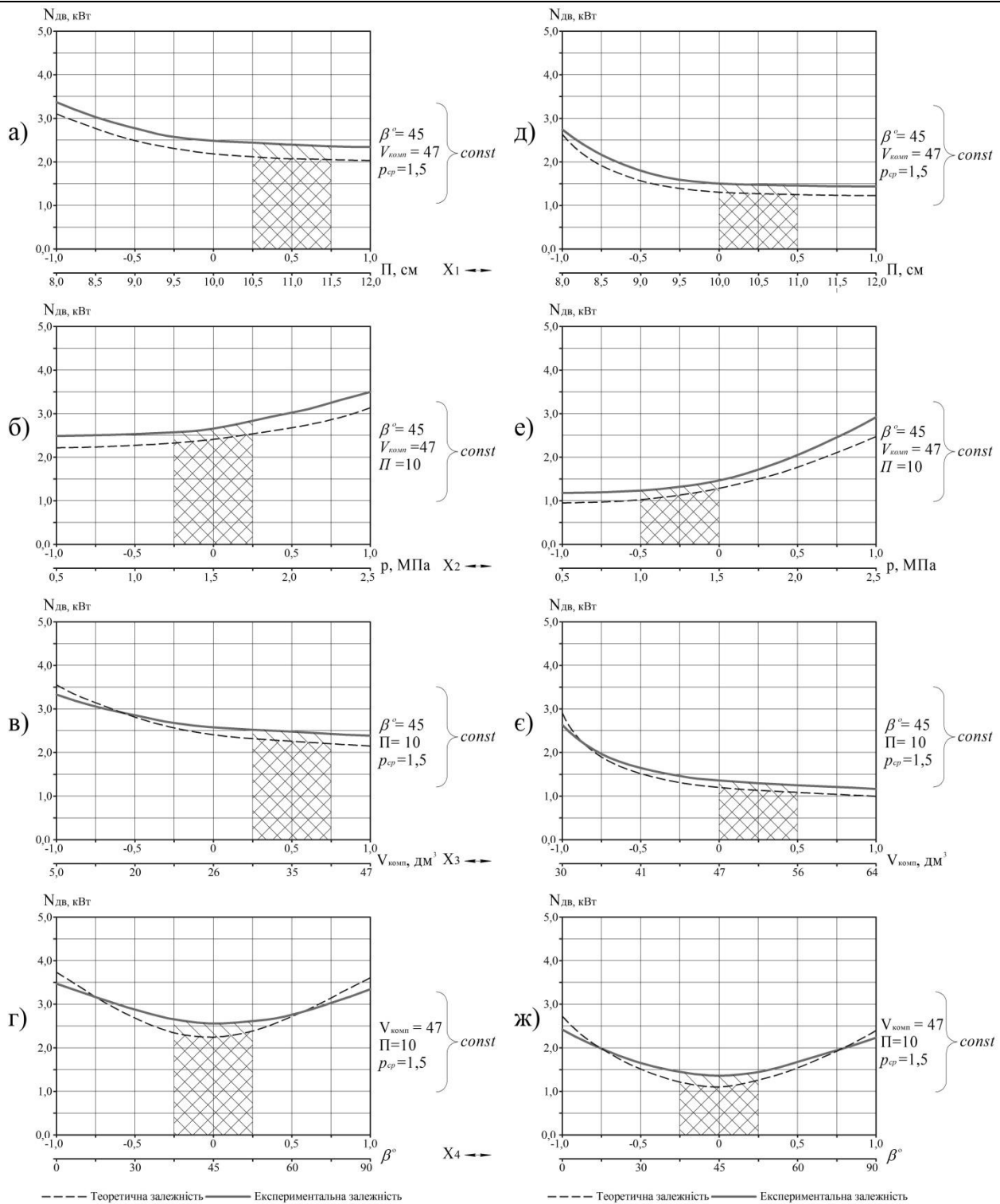


Рисунок 5 – Графічні залежності потужності: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; д), е), є), ж) гідроприводний з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; а), д) від рухомості X_1 розчину; б), е) від та середнього тиску розчину X_2 ; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки X_3 , що розташована у всмоктувальній камері

Зменшення витрат потужності на близько 1,2 кВт у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму пов'язано з меншим рівнем ступеня пульсацій тиску подачі.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Представлена робота є закінченою науково-дослідницькою роботою, в якій на підставі порівняльного аналізу визначено теоретичні та експериментальні значення енергетичних витрат розчинонасосів залежно від експлуатаційних факторів з різними типами приводів та комбінованим

компенсатором збільшеного об'єму.

1. Встановлено залежності визначення потужності розчинонасоса на протязі циклу його роботи з врахуванням всіх факторів, що впливають на загальний ККД.

2. Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень (рис. 5) свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 5) наступні $X_1 = 10 \dots 11$ см; $X_2 = 1,0 \dots 1,5$ МПа; $X_3 = 47 \dots 56$ дм³; $X_4 = 37,5 \dots 52,5^\circ$.

ВИСНОВКИ

Таким чином, можна констатувати, що гідроприводний розчинонасос удосконаленої конструкції з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при аналогічних умовах роботи розчинонасосів має ряд переваг перед розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: зменшився ступінь пульсації тиску розчину на 15%; збільшилася продуктивність на 23%; знизилася витрати потужності на 21%.

Розбіжність результатів проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначення потужності складає 10 – 15%.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Онищенко О.Г. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві / О.Г. Онищенко, Б.Ф. Драченко, О.В. Головкін. – К.: Урожай, 1998. – 320 с.
2. Пат. 38155 Україна, МПК 7 F04B 9/02 Малоімпульсний насос / О. Г.Онищенко, А.В. Васильєв, В. У. Уст'янцев, М. В. Шаповал, Є.І. Василенко (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № и 2000063184; заявл. 02.06.2000; опубл. 15.05.2001, Бюл. №.4.
3. Пат. 52851 Україна, МПК 6 F04B 9/08 Малоімпульсний насос / О.Г. Онищенко, В. У. Уст'янцев, М. В. Шаповал (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № и 99020552; заявл. 02.02.1999; опубл. 15.01.2003, Бюл. №.1.
4. Пат. 112734 Україна, МПК F04B 11/00 Малоімпульсний насос / І.А. Ємельянова, Б. О. Коробко, М. В. Шаповал (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № а 2015 11219; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. №.19.
5. Шаповал М. В. Теоретичний аналіз роботи однопоршневого розчинонасоса з гідравлічним приводом / М. В. Шаповал, В. В. Вірченко, М. О. Скорик, А. І. Криворот // Науковий вісник будівництва. - 2019. - Т. 97, № 3. - С. 134-140. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvb_2019_97_3_26
6. Коробко Б.О. Основи створення енергоефективних технологічних комплектів обладнання для штукатурних робіт : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.02 – машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій / Б.О. Коробко. – Харків, 2016. – 40 с.
7. Коробко Б. О. Створення та дослідження розчинонасосів нового покоління [Текст] : монографія / Б. О. Коробко. – Полтава : поліграфцентр Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка, 2016. – 252 с.
8. Будівельна техніка: підручник О.Г. Онищенко, В.О. Онищенко, Б.О. Коробко, В.В. Вірченко / За ред. В.О. Онищенка. – К. : Кондор-Видавництво, 2017. – 416 с. ISBN 978-617-7458-19-6

REFERENCES

1. Onyshchenko O.G. Mechanization of finishing works in construction / O.G. Onyshchenko, B.F. Drachenko, O.V. Golovkin. – K.: Urozhay, 1998. – 320 p.
2. Pat. 38155 Ukraine, MPK 7 F04B 9/02 Low-pulse pump / O. G. Onyshchenko, A.V. Vasyliiev, V.U. Ustyantsev, M.V. Shapoval, E.I. Vasylenko (Ukraine); applicant and patent owner Polt. nat. tekhn. un-t. named after Yu. Kondratyuk, No. i 2000063184; appl. 02.06.2000; publ. 15.05.2001, Bull. No. 4.
3. Pat. 52851 Ukraine, MPK 6 F04B 9/08 Low-pulse pump / O.G. Onyshchenko, V.U. Ustyantsev, M.V. Shapoval (Ukraine); applicant and patent owner Polt. nat. tech. univ. named after Yu. Kondratyuk, No. i 99020552; appl. 02.02.1999; publ. 15.01.2003, Bull. No. 1.
4. Pat. 112734 Ukraine, MPK F04B 11/00 Low-pulse pump / I.A. Yemelyanova, B.O. Korobko, M.V. Shapoval (Ukraine); applicant and patent owner Polt. nat. tech. univ. named after Yu. Kondratyuk, No. a 2015 11219; appl. 16.11.2015; publ. 10.10.2016, Bull. No. 19.

5. Shapoval M. V. Theoretical analysis of the operation of a single-piston mortar pump with a hydraulic drive / M. V. Shapoval, V. V. Virchenko, M. O. Skoryk, A. I. Kryvorot // Scientific Bulletin of Construction. - 2019. - Vol. 97, No. 3. - P. 134-140. - Access mode: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvb_2019_97_3_26
6. Korobko B. O. Fundamentals of creating energy-efficient technological sets of equipment for plastering work: author's abstract of the dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences: speciality 05.05.02 - machines for the production of building materials and structures / B. O. Korobko. – Kharkiv, 2016. – 40 p.
7. Korobko B. O. Creation and research of new generation mortar pumps [Text]: monograph / B. O. Korobko. – Poltava: Polygraphic Center of the Yuri Kondratyuk Poltava National Technical University, 2016. – 252 p.
8. Construction machinery: textbook O.G. Onyshchenko, V.O. Onyshchenko, B.O. Korobko, V.V. Virchenko / Ed. V.O. Onyshchenko. – K.: Condor-Publishing, 2017. – 416 p. ISBN 978-617-7458-19-6

Mykhaylik V.G., Shapoval M.V. Determination of the power of a hydraulic-driven single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume

The analysis of modern pumps indicates the search for ways to improve and simplify their designs in order to ensure high levels of technical indicators: mechanical efficiency, volumetric efficiency of the supply level, as well as a low level of pressure and supply pulsations, reduced energy consumption indicators depending on the design parameters of their reliability during the transportation of building solutions.

Therefore, the main directions of development of new designs of mortar pumps have been determined and a new design of a single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume has been proposed. The use of a hydraulic drive in a mortar pump is relevant and has a number of advantages over an electromechanical one. The advantages of using a hydraulic drive are: a constant speed of the working body, which will positively affect the reduction of return losses through the suction and discharge valves by stabilizing their speed of lifting and lowering, especially when pumping mortars of reduced mobility $P \approx 7-9$ cm; a constant speed of movement of the mortar in the hydraulic part of the pump during feeding will minimize the level of pulsations of the mortar pressure; it is possible to ensure smooth regulation of the mortar supply during the operation of the mortar pump, which will contribute to the quality of finishing works; the use of the mortar pump in combination with hydraulically driven plastering stations or kits. These advantages will significantly increase the technical and economic indicators of using a hydraulic drive in mortar pumps both separately and as part of plastering units.

The presented work considers theoretical studies of energy consumption of single-piston mortar pumps with electromechanical and hydraulic drives. A comparative analysis of costs depending on the law of motion of the working body, the influence of the compensating device on the stabilization of the degree of pressure pulsations and types of mortar pump drives, as well as the influence of hydrodynamic pressure based on the Bernoulli law, is carried out.

The mechanisms of influence of hydrodynamic pressure in the hydraulic part of the mortar pump, which directly affect energy consumption, are established.

Key words: single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume, hydraulic drive, electromechanical drive, suction chamber, suction and discharge valves, volumetric efficiency, degree of pressure pulsations, mortar mobility.

МИХАЙЛИК Вадим Григорович, аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" e-mail: v.mikhajlik1988@gmail.com <https://orcid.org/0009-0003-2435-8592>

ШАПОВАЛ Микола Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" e-mail: nvshapoval75@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>

Vadym MYKHAYLIK, Postgraduate student of the Department of Industrial Mechanical Engineering and Mechatronics, National University "Poltava Polytechnic named after Yuriy Kondratyuk" e-mail: nvshapoval75@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>

Mykola SHAPOVAL, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Industrial Mechanical Engineering and Mechatronics, National University "Poltava Polytechnic named after Yuriy Kondratyuk" e-mail: nvshapoval75@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>

DOI 10.36910/automash.v1i24.1735