

**М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик**

*Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», Україна*

## **ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ПОДАЧІ РОЗЧИНУ РОЗЧИНОНАСОСАМИ ЗАЛЕЖНО ВІД КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ**

*Проведено аналіз роботи діючих вітчизняних та закордонних зразків поршневих розчинонасосів, особливу увагу приділили гідроприводним розчинонасосам. Визначено переваги використання в конструкціях розчинонасосів гідравлічних приводів.*

*Матеріали, представлені у публікації, є частиною науково-дослідницької роботи, в якій на підставі широкого дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму на будівельних розчинах різної рухливості вирішено науково-прикладні завдання щодо підвищення ефективності його роботи при застосуванні гідравлічного привода, створення умов стабільного транспортування розчинів по трубопроводах, що знайшло відображення в наступному:*

*– на базі однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму створено гідроприводний однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму;*

*– на основі законів машинобудівної гідравліки математично обґрунтовано та визначено раціональні приведені об'єми повітря в компенсаторі збільшеного об'єму, які забезпечать мінімально допустимі рівні ступеня пульсацій тиску за для забезпечення ефективного перекачування будівельних розчинів різної рухомості з урахуванням закону руху робочого органа, який напряму залежить від типу привода;*

*– встановлено, що на рівень ступеню пульсації тиску впливають зворотні втрати через сідла всмоктувального та нагнітального клапанів, тому встановлено залежності визначення зворотних втрат через клапани розчинонасоса за повний цикл його роботи залежно від закону руху робочого органа;*

*– визначено раціональну висоту підйому кульки клапанів, яка забезпечить мінімальні втрати розчину під час їх спрацювання, що напряму вплинуло на знижений рівень ступеня пульсації тиску;*

*– на основі раціональних факторів, таких, як приведений об'єм комбінованого компенсатора, середній тиск подачі, частота подвійних ходів робочого органа, рухомість розчину, визначено раціональну висоту підйому кульки клапанів, яка напряму вплинула на знижений рівень ступеня пульсації тиску.*

**Ключові слова:** *розчинонасос, гідравлічний привод, ступінь пульсації тиску, закону руху робочого органа, комбінований компенсатор збільшеного об'єму, розчини різної рухомості.*

### **Постановка проблеми**

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 насамперед здатність розчинонасоса здійснювати стійку подачу по трубопроводах будівельних розчинів різної консистенції. Подача розчинонасосами розчинів рухомістю понад 10 см за осадкою стандартного конуса взагалі не становить особливих ускладнень під час перекачування. Сучасні технології проведення штукатурних робіт ставлять вимоги 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.

Важливою вимогою є стабільність подачі будівельного розчину. Широко поширені однопоршневі розчинонасоси односторонньої дії, які характеризуються підвищеною пульсацією подачі. Цей негативний фактор є серйозною перешкодою для виконання якісного соплування до одержання 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.

Тому розробка та впровадження гідравлічних приводів у тандемі з високоефективним

комбінованим компенсатором для забезпечити ефективну роботу розчинонасосів.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Механізація упоряджувальних робіт [1, 9], у сучасному будівництві вимагає підвищення продуктивності та дає можливість значно збільшити змінне напрацювання на одного штукатура без втрати якості. Нові технології та наукові дослідження дають змогу застосовувати різні за конструкціями форсунок і насадок, що зазвичай встановлюються на кінцях напірних рукавів для якісного і ефективного нанесення сумішей на оброблювані поверхні. Застосування розчинонасосів у галузях народного господарства усе розширюються [1-9]. Значимий ефект та якість застосування розчинонасосів виникають під час подачі та укладання цементно-піщаних розчинів, а також під час виконання наливних стяжок підлог, компресорного чи безкомпресорного нанесення на оздоблювальні поверхні, заповнення під тиском зниженої рухомості розчинами стиків та швів залізобетонних конструкцій, для подачі розчинів при великому фронті робіт рис. 1 [1].



Рис. 1. Розчинонасос РНш-4 на будівельному об'єкті в складі установки розчинозмішувальної універсальної УРЗ-3,8 мобільного типу

Головною особливістю розчинонасосів, зручних для механізації штукатурних робіт, є можливість швидкої зміни його продуктивності за сигналом штукатура. У приміщеннях зі складним плануванням, як на відкритих поверхнях, так і в стиснутих умовах, неможливо проводити оштукатурювання з однаковою швидкістю, тому особливо доцільною є наявність плавного регулювання подачі [6, 9].

### Мета статті

Цільове використання розчинонасосів у складі малогабаритних штукатурних агрегатів чи штукатурних станціях на будівельних майданчиках за для забезпечення проведення високоєфективних якісних упоряджувальних робіт.

**Метою роботи** є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності і об'ємного ККД завдяки використанню гідравлічного привода з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при раціональних режимах технологічних процесів.

### Виклад основного матеріалу

Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 2.) та гідроприводний розчинонасос комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 3) відповідно припущенню повинен забезпечувати подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування й нагнітання однаковими об'ємами.

Пояснюється це тим, що робочий тиск подачі розчину на виході в нагнітальний трубопровід змінюється протягом циклу роботи розчинонасоса в однакових межах – в такті нагнітання від мінімального значення до максимального, а в такті всмоктування навпаки від максимального до мінімального.

Це припущення дає можливість вважати, що одна частина дійсного робочого об'єму поршня витрачається в такті нагнітання на подачу розчину в трубопровід, а друга його частина – поступає в циліндричну камеру комбінованого компенсатора, зменшуючи в ньому пропорційно об'єм стиснутого повітря та підвищуючи рівень його тиску.

тиску в розчинонасосах приведені на рис. 4.

Отже об'єм розчину має бути поданим протягом такту всмоктування за рахунок дії компенсатора і дорівнювати половині дійсного робочого об'єму поршня

$$V_{pd} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot h \cdot \eta_{об}, \quad (1)$$

де  $D_n$  – діаметр поршня;  $h$  – хід поршня;  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД розчинонасоса.

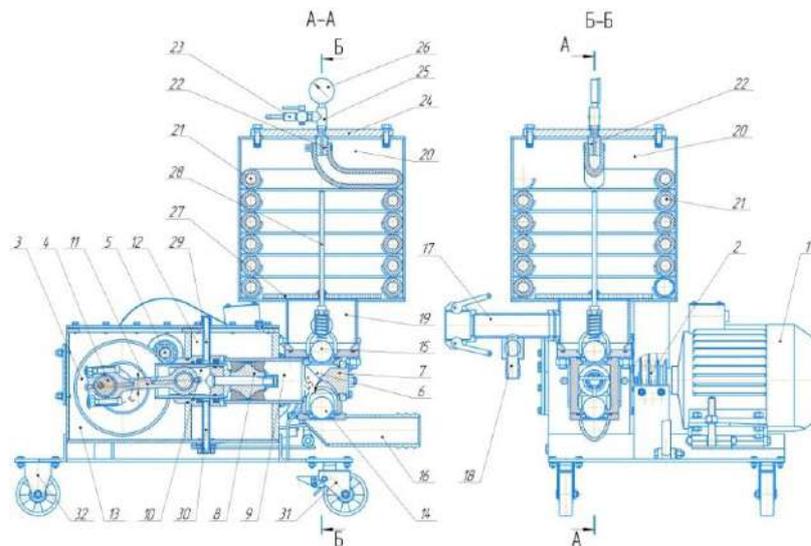


Рис. 2. Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1 – електродвигун; 2 – клинопосова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 11 – шатун; 12 – камера; 13 – корпус редуктора; 14, 15 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 16, 17 – всмоктувальний і нагнітальний патрубки; 18 – кран зниження тиску; 19 – нагнітальна камера; 20 – циліндрична камера; 21 – замкнена камера; 22 – штуцер вузла підкачки повітря; 23 – ніпель; 24 – кришка; 25 – кран; 26 – манометр; 27 – поплавко-обмежувач; 28 – направляючий стрижень; 29, 30 – каналні патрубки; 31, 32 – пара коліс.

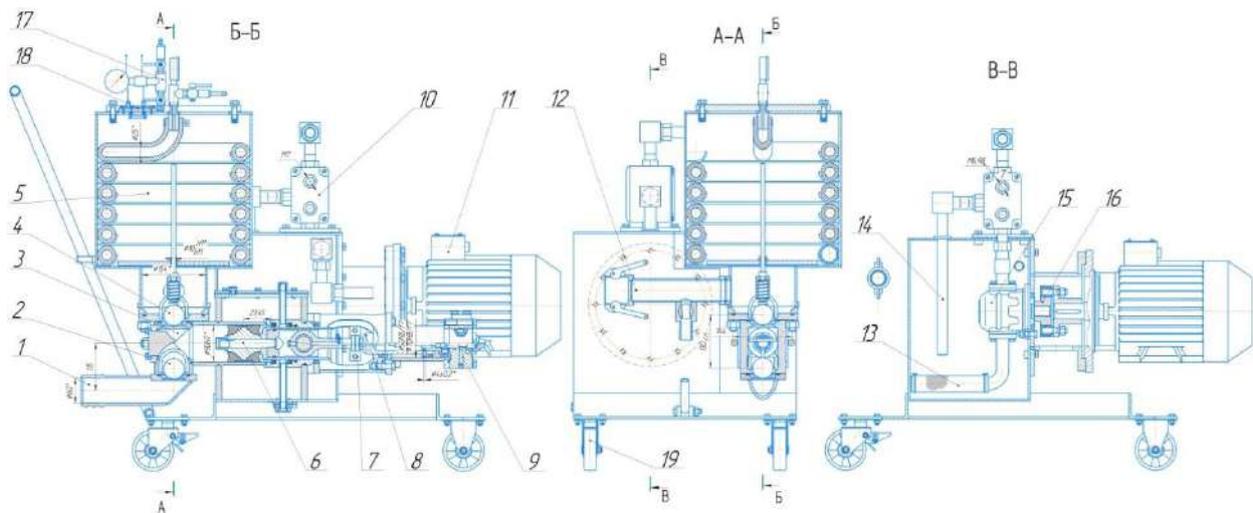


Рис. 3. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубок; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень 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 підсвічуванням

Об'єм розчину, що підлягає компенсації  

$$\Delta V = \frac{V_{pd}}{2}, \text{ дм}^3.$$

Величина пульсації тиску  $\delta$  визначається за формулою (2).

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{cp}} \cdot 100, \% \quad (2)$$

де  $P_{cp}$  – середній тиск за цикл подачі розчину,

$$P_{cp} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad (3)$$

У відповідності з конструктивними

параметрами комбінованих компенсаторів визначається ступінь пульсації тиску розчину за таких умов: попередній тиск закачаного стиснутого повітря у замкненій камері  $p_{cm} = 0,5; 0,7; 1,0$  МПа; тиск розчину на початок циклу роботи розчинонасоса –

$$p_{min} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1},$$

$p_0 = p_{min} = 1,0; 2,0; 3,0$  МПа.

Об'єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається залежністю

$$V_{комп} = V_{цк} + V_{зк} \cdot \frac{p_{зк}}{p_{атм}}, \quad (4)$$

де  $V_{цк}$  – об'єм вільного повітря в циліндричній камері компенсатора  $\text{дм}^3$ ;  $V_{зк}$  – об'єм стиснутого повітря в замкненій камері компенсатора,  $\text{дм}^3$ ;  $p_{зк}$  – тиск стиснутого повітря в замкненій камері, МПа.

Сумарний об'єм стиснутого повітря в обох камерах на початок циклу роботи розчинонасоса визначається залежністю

$$V_1 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}}, \quad \text{дм}^3. \quad (5)$$

Максимальний тиск в циліндричній та замкненій камерах компенсатора за цикл визначається за виразом

$$p_{max} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} - \Delta V}, \quad (6)$$

де  $\Delta V$  – об'єм розчину, який витискається з циліндричної камери компенсатора у такті всмоктування за рахунок його дії. А саме для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму  $\Delta V \approx 0,203 \text{ дм}^3$ , для гідроприводного розчинонасоса  $\Delta V \approx 0,182 \text{ дм}^3$ .

Відповідно отриманим залежностям (4), (5), (6), визначаються числові значення ступеню пульсації, котрі приведені в табл. 1, а їх залежності від середнього тиску в розчинонасосах приведені на рис. 4.

Таблиця 1

Ступінь пульсації тиску подачі розчину по трубопроводу в залежності від тиску з урахуванням умов роботи компенсаторів

Тиск в замкненій камері компенсатора, $p$ МПа	$V_{комп}$ , $\text{дм}^3$	$p_{min}$ , МПа	$V_1$ , $\text{дм}^3$	$V_1 - \Delta V$ , $\text{дм}^3$	$p_{max}$ , МПа	$p_{cp}$ , МПа	$\delta$ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму							
0,5	41	1,0	4,10	3,90	1,05	1,03	5,09
		2,0	2,05	1,85	2,22	2,11	10,45
		3,0	1,37	1,16	3,53	3,26	16,09
0,7	47	1,0	4,70	4,50	1,05	1,02	4,43
		2,0	2,35	2,15	2,19	2,10	9,06
		3,0	1,57	1,36	3,448	3,224	13,90
1,0	56	1,0	5,60	5,40	1,038	1,019	3,70
		2,0	2,80	2,60	2,157	2,078	7,55
		3,0	1,87	1,66	3,367	3,184	11,54
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму							
0,5	41	1,0	4,10	3,922	1,045	1,03	4,4
		2,0	2,05	1,872	2,19	2,095	9,07
		3,0	1,37	1,192	3,44	3,22	13,66
0,7	47	1,0	4,70	4,522	1,039	1,02	3,82
		2,0	2,35	2,172	2,164	2,082	7,88
		3,0	1,57	1,392	3,376	3,188	11,79
1,0	56	1,0	5,60	5,422	1,033	1,017	3,24
		2,0	2,80	2,622	2,136	2,068	6,58
		3,0	1,87	1,692	3,310	3,155	9,83

Так, при компенсуючій дії тільки вільного повітря, яке знаходиться в циліндричній камері та приведене до об'єму  $5 \text{ дм}^3$ , вже при тиску  $1 \text{ МПа}$  спостерігаються досить значні пульсації тиску (поз. 4, рис. 4) та сягає приблизно  $9\%$  та  $7\%$  відповідно. Але, якщо тиск подачі перевищить рівень тиску повітря в замкненій камері відбувається

суттєве зниження пульсації (поз. 3, рис. 4) за рахунок збільшення об'єму компенсатора (поз. 4, рис. 4, б) пульсації тиску в робочому стані циліндричної камери вже при тиску  $p_1 = 1,0 \text{ МПа}$  відповідають близько  $5\%$  і  $4\%$  відповідно.

Зниження пульсацій пояснюється

підключенням до компенсуючої дії комбінованого компенсатора об'єму повітря замкненої камери з попередньо стиснутим повітрям (поз. 1, 2, 3 рис. 4). Залежності (рис. 4, б) свідчать про зменшення ступеня пульсацій у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, за рахунок постійної швидкості поршня, яка стабілізує тиск подачі розчину, а також зменшує зворотні витоки через всмоктувальний та нагнітальний клапани.

Отже на рівень ступеня пульсацій подачі розчину головним чином впливає величина сумарного приведенного об'єму компенсатора, а також постійна швидкість руху робочого органа.

Високий ступінь пульсацій подачі розчину тиску спостерігається тоді, коли обсяг повітря становить до 10 дм<sup>3</sup> (рис. 4). Теоретичні дослідження вказують на те, що для забезпечення помірною рівню ступеня пульсацій подачі розчину приведенний об'єм повітря в компенсаторі повинен сягати не менше 41 дм<sup>3</sup>. До того ж у гідроприводного розчинонасоса постійна швидкості руху робочого органа, стабілізує тиск подачі у такті нагнітання, а за рахунок достатнього об'єму повітря у компенсаторі і у такті всмоктування компенсує зниження тиску рівень пульсації якого не перевищує 14% при тиску подачі  $p = 3,0$  МПа.

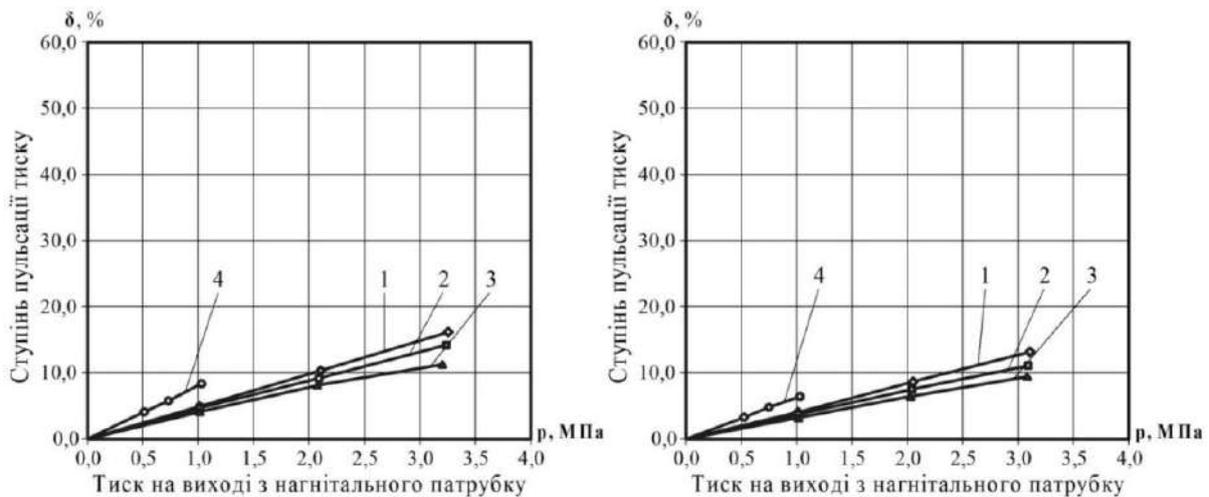


Рис. 4. Залежність ступеня пульсацій від тиску розчину: а) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) гідроприводний з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Компенсація здійснюється

за рахунок об'єму повітря в циліндричній та замкненій камерах при тисках: 1 –  $p_1 = 0,5$  МПа;

2 –  $p_2 = 0,7$  МПа; 3 –  $p_3 = 1,0$  МПа; тільки під дією циліндричної камери 4 –  $p_4 \approx 0,1$  МПа

Установлення закону руху кульки дозволить визначити час її опускання з висоти  $h$  до сідла та оцінити величину зворотних витоків  $\Delta V_{\text{кл}}$  при закритті клапана

$$\Delta V_{\text{кл}} = F_n \cdot S_n(t_3), \quad (7)$$

де  $F_n = \frac{\pi}{2} \cdot D_n^2$  – площа поршня;  $S_n(t_{\text{кл}})$  – переміщення поршня за час закриття клапана, яке характеризується законом руху поршня, м;  $t_3$  – час закриття клапана.

Величина  $h_p$  шлях, який кулька проходить разом з розчинною сумішшю визначається наступним чином

$$h_p = h - h_m, \quad (8)$$

де  $h$  – максимальна висота підйому кульки клапана, м;  $h_m$  – шлях, що проходить кулька відносно розчинної суміші під дією сили тяжіння, м.

Також шлях  $h_p$  пов'язаний з величиною ходу поршня такою залежністю

Ступінь пульсацій в залежності від висоти підйому кульок нагнітального та всмоктувального клапанів при перекачуванні розчинів різної рухомості

Число подвійних ходів поршня $n$ , хв <sup>-1</sup>	Середній тиск подачі $p_{ср}$ , МПа	Об'єм компенсатора $V_{комп}$ , дм <sup>3</sup>	Рухомість розчину, П, см	Висота підйому клапана всмоктувального та нагнітального $h$ , мм	$\delta$ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму					
150	2,0	26	8	5	46,32
				10	27,14
				<b>15</b>	<b>22,53</b>
				20	26,12
				25	34,21
			30	47,11	
			10	5	39,10
				10	21,52
				<b>15</b>	<b>16,05</b>
				20	17,76
				25	28,63
			12	30	42,03
				5	36,85
				10	19,89
				<b>15</b>	<b>14,80</b>
20	17,49				
25	26,71				
30	40,53				
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму					
150	2,0	47	8	5	36,54
				10	18,22
				<b>15</b>	<b>12,79</b>
				20	15,12
				25	25,32
			30	38,09	
			10	5	31,03
				10	12,05
				<b>15</b>	<b>6,92</b>
				20	10,04
				25	20,89
			12	30	34,61
				5	29,03
				10	10,04
				<b>15</b>	<b>5,08</b>
20	8,13				
25	18,22				
30	33,23				

$$h_p = \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot S_n(t_3), \quad (9)$$

де  $t_3$  – кут повороту кривошипу, який відповідає моменту закриття клапана, с.

Виразивши величину  $h_m$  в виразі як добуток швидкості на час, отримаємо

$$h_m = v_m \cdot t_3, \quad (10)$$

де  $v_m$  – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;

$t_3$  – час спрацьовування клапана на закриття, с.

Час закриття клапана  $t_3$  можна поєднати з ходом поршня  $H_n$  залежністю

$$t_3 = \frac{60}{n} \cdot \frac{H_n}{2\pi} = \frac{30 \cdot H_n}{\pi \cdot n}, \quad (11)$$

де  $n$  – число ходів поршня, с-1.

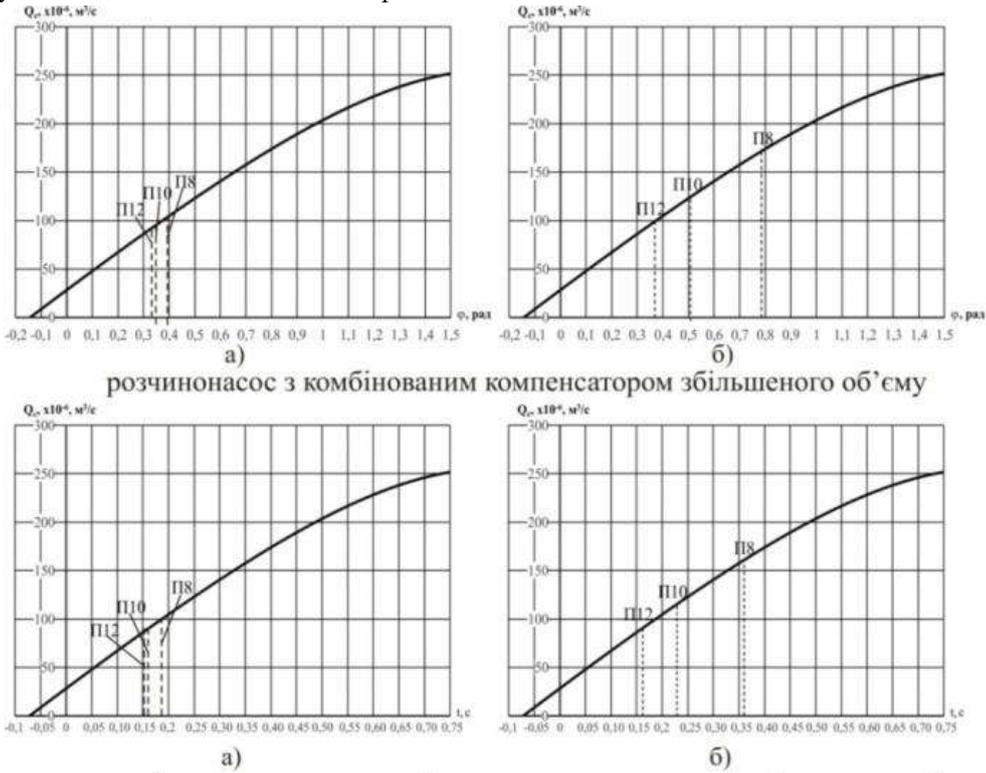
Тоді, використовуючи формули (8) та (10), залежність матиме вигляд

$$h_p = h - v_m \cdot \frac{30 \cdot H_n}{\pi \cdot n} \quad (12)$$

Щоб знайти  $t_3$ , необхідно порівняти вирази (9) та (12). Отримане рівняння матиме вигляд

$$h - v_m \cdot \frac{30 \cdot H_n}{\pi \cdot n} - \frac{D_n^2}{d_c^2} \cdot (-F_M + m \cdot g) + P(t) \cdot (S - S') = 0 \quad (13)$$

Визначення величини  $H_n$  знайдемо скориставшись для цього комп'ютерною програмою математичного моделювання Mathcad 15, задавши їй значення всіх складових визначимо залежність зворотних втрат розчинної суміші через сідло всмоктувального та нагнітального клапанів. А в аналітичному вигляді із залежності це зробити



гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Рис. 5. Залежність втрати розчинної суміші через сідло нагнітального (а) всмоктувального (б) клапанів розчинонасоса залежно від кута повороту кривошипа при перекачуванні розчинів рухомістю П8, П10, П12

Об'єм витоків (без врахування величин  $V_{кл}$  та  $Q_B$ ) можна також знайти, проінтегрувавши залежність швидкості витоків через гніздо клапана від початку координат до значення часу закриття клапана  $t_3$ .

Втрати розчинної суміші ( $m^3/c$ ) через сідло клапана визначається, як добуток швидкості поршня  $v_n(t)$  на площу перерізу сідла та коефіцієнт, який враховує перепад площ поршня та сідла  $\frac{D_n^2}{d_c^2}$

$$\Delta V_{кл} = v_n(t) \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} = v_n(t) \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (14)$$

Остаточні залежності для визначення об'єму витоків через всмоктувальний та нагнітальний клапани в такті нагнітання матиме вигляд

досить складно так як рівняння громіздке для проведення безпосередніх розрахунків. (рис. 5).

Підставляючи величину часу  $t_3$  до рівняння (9), отримуємо значення  $h_p$  – шлях, який кулька проходить разом з розчинною сумішшю – 0,015 м, яке підставляємо до рівняння, що остаточно дає нам значення величини витоків в такті нагнітання  $\Delta V_{вс.кл}$  в розмірі 0,036  $m^3$ .

$$0 \leq t_{3м} \leq t_{вс}, \Delta V_{вс.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left( \frac{Q_0}{S' - S_1 + S'_1} \right) dt - \pi \left( R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left( R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B \quad (15)$$

$$t_{вс} \leq t_{3м} \leq t_{нз}, \Delta V_{нг.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left( \frac{Q_0}{S - S'} \right) d\varphi - \pi \left( R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left( R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_K - \Delta V_{np},$$

де  $Q_K$  – об'єм розчину у циліндричній камері компенсатора, що впливає на клапан;  $\Delta V_{np}$  – зменшення об'єму від пружного елемента клапана.

На основі залежностей, (8), (9), (10), (12) та розрахунків проведених у [10] щодо визначення раціональної висоти підйому клапана в табл. 2. і на

рис. 6 наведено залежність ступеня пульсацій тиску розчинної суміші в залежності від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапана при перекачуванні розчинів різної рухомості.

Графічні залежності (рис. 6) вказують на те, що ступінь пульсацій при перекачуванні розчинів рухомістю П8-12 см у розчинонасосах з комбінованими компенсаторами різного конструктивного рішення буде мінімальним при встановленні всмоктувального і нагнітального клапанів з висотою підйому в діапазоні 12,5-17,5 мм.

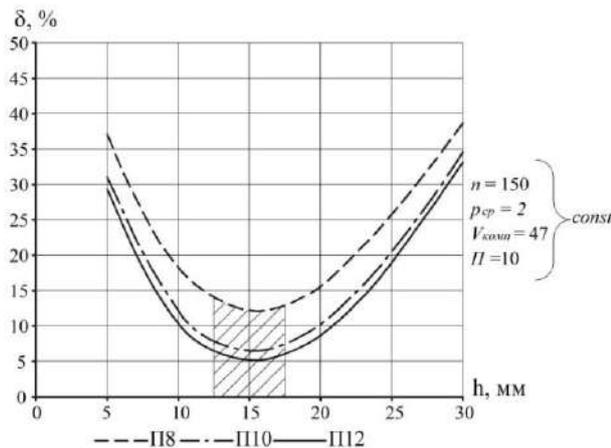


Рис. 6. Залежності ступеня пульсації тиску розчинної суміші від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапанів гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Раціональна висота пояснюється визначенням підклапанним простором в межах 1260 мм<sup>2</sup> як всмоктувального клапана, який забезпечує високу всмоктувальну здатність і заповнення всмоктувальної камери, так і нагнітального клапана, котрий забезпечує швидке спрацювання. При висоті клапанів більше  $h = 15$  мм підвищення ступеня пульсацій відбувається в результаті зростання зворотних витоків через клапани, особливо вони суттєві через всмоктувальний клапан. До того ж, зменшення ступеня пульсації у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму забезпечує більший компенсаційний об'єм компенсатора.

## Висновки

Проведено аналіз роботи розчинонасосів з електромеханічним та гідравлічним приводами. За результатами досліджень видно, що за рахунок використання гідравлічного привода ступінь пульсацій тиску зменшився до 2%. Це пояснюється постійною швидкістю робочого органа завдяки чому, швидкість всмоктувального та нагнітального клапанів стабілізується, та зменшується їх зависання особливо

в «мертвих» точках, а зворотні витoki зменшуються відповідно рис. 5.

Також досліджено, що раціональна висота підйому клапана над сідлом більше  $h = 15$  мм веде до зростання зворотних витоків, як з електромеханічним так із гідравлічним приводами.

## Література

1. Онищенко О. Г., Драченко Б. Ф., Головкин О. В. *Механізація опоряджувальних робіт у будівництві* : навч. посіб. Київ: Урожай, 1998. 320 с. : іл. с. 315–316.
2. Онищенко О.Г., Васильєв А.В., Коробко Б.О. Вивчення руху кульки вільнодіючого клапана диференціального розчинонасоса. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) Полт. держ. техн. ун-т. ім. Юрія Кондратюка. Вип. 7. Полтава: ПДТУ, 2001. С. 3–8.*
3. Кольцова Я. І., Нікітін С. В. Одержання пористих склокристалічних матеріалів з використанням паливного шлаку. *Питання хімії та хімічної технології. 2020. № 1. С. 33–38. DOI: 10.32434/0321-4095-2020-128-1-33-38 (дата звернення: 11.06.2020).*
4. Онищенко О.Г., Уст'янець В.У., Матвієнко А.М. Пристрої для зниження пульсації тиску розчину на виході з форсунки. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. 2001. Вип. 7. С. 9–13.*
5. Korobko B., Khomenko I., Shapoval M., Virchenko V. *Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis. 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.*
6. Korobko B., Shapoval M., Kaczynski R., Kryvorot A., Virchenko V. *Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator. 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 http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/12244*
7. Кукоба А.Т. Насос із гідравлічним приводом для подачі трубопроводами будівельних розчинів. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) 1999. Вип. 4. Ч 1. С. 10–16.*
8. Малоімпульсний насос: пат. 112734 Україна, МПК F04B 11/00; № а 2015 11219; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19. 4 с.
9. Онищенко О.Г., Васильєв А.В., Коробко Б.О. Вивчення руху кульки вільнодіючого клапана диференціального розчинонасоса. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) Полт. держ. техн. ун-т. ім. Юрія Кондратюка. 2001. Вип. №7. С. 3–8.*
10. Коробко Б.О. *Основи створення енергоефективних технологічних комплектів обладнання для штукатурних робіт: дис. ... д-ра техн. наук. 29.11.16 Харків, 2016. 296 с.*
11. Шаповал М. В. Вивчення впливу конструктивних елементів робочої камери розчинонасоса на об'ємний ККД. *Теорія і практика будівництва Науково-технічний журнал Київського національного університету будівництва та архітектури: гол. ред. І. І. Назаренко. Вид. Київ : 2013. Вип. 11. С. 12 – 25.*
12. Кукоба А.Т. Насос із гідравлічним приводом для подачі трубопроводами будівельних розчинів *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво)*

Полтавського державного технічного університету імені Юрія Кондратюка. Редкол: О.Г. Онищенко (відп.ред.) та інші. 1999. Вип. 4. Ч. I. С. 10-16.

### References

1. Onyshchenko, O. H., Drachenko, B. F., & Holovkin, O. V. (1998). *Mekhanizatsiia oporiadzhuvannykh robot u budivnytstvi [Mechanization of finishing works in construction]*. Kyiv: Urozhai.
2. Onyshchenko, O. H., Vasyliiev, A. V., & Korobko, B. O. (2001). *Vyvchennia rukhu kulky vilnodiuchoho klapana dyferentsiialnoho roshchynonasosa [Study of the ball motion in the free-acting valve of a differential mortar pump]*. Zbirnyk naukovykh prats (Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo) – Collected Scientific Works (Industry Engineering, Construction), Poltava State Technical University named after Yurii Kondratiuk, (Issue 7), 3–8.
3. Koltsova, Ya. I., & Nikitin, S. V. (2020). *Oderzhannia porystykh sklokrystalichnykh materialiv z vykorystanniam palyvnoho shlaku [Obtaining porous glass-crystalline materials using fuel slag]. Pytannia khimii ta khimichnoi tekhnologii – Issues of Chemistry and Chemical Technology*, (1), 33–38. <https://doi.org/10.32434/0321-4095-2020-128-1-33-38>
4. Onyshchenko, O. H., Ust'iantsev, V. U., & Matviienko, A. M. (2001). *Prystroji dlia znyzhennia pulsatsii tysku roshchynny na vykhodi z forsunky [Devices for reducing pressure pulsations of the mortar at the nozzle outlet]*. Zbirnyk naukovykh prats (Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo) – Collected Scientific Works (Industry Engineering, Construction), Poltava State Technical University named after Yurii Kondratiuk, (Issue 7), 9–13.
5. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., & Virchenko, V. (2019). Hydraulic single pump with combined higher volume compensator operation analysis. In V. O. Onyshchenko et al. (Eds.), *Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations (ICBI 2019). Lecture Notes in Civil Engineering* (Vol. 73, pp. 103–115). Cham: Springer.
6. Korobko, B., Shapoval, M., Kaczynski, R., Kryvorot, A., & Virchenko, 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 *Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations (ICBI 2022). Lecture Notes in Civil Engineering* (Vol. 299). Cham: Springer. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17)
7. Kukoba, A. T. (1999). *Nasos iz hidravlichnym pryvodom dlia podachi truboprovodamy budivelnykh roshchyniv [Pump with hydraulic drive for supplying construction mortars through pipelines]*. Zbirnyk naukovykh prats (Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo) – Collected Scientific Works (Industry Engineering, Construction), (Issue 4, Part 1), 10–16.
8. Maloimpul'snyi nasos [Low-impulse pump] (Patent No. 112734, Ukraine). (2016). МПК F04B 11/00; No. a 2015 11219; appl. 16.11.2015; publ. 10.10.2016, Bulletin No. 19.
9. Onyshchenko, O. H., Vasyliiev, A. V., & Korobko, B. O. (2001). *Vyvchennia rukhu kulky vilnodiuchoho klapana dyferentsiialnoho roshchynonasosa [Study of the ball motion in the free-acting valve of a differential mortar pump]*. Zbirnyk naukovykh prats (Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo) – Collected Scientific Works (Industry Engineering, Construction), (Issue 7), 3–8.
10. Korobko, B. O. (2016). *Osnovy stvorennia enerhoefektyvnykh tekhnolohichnykh komplektiv obladnannia dlia shtukaturnykh robot [Fundamentals of creating energy-efficient technological sets of equipment for plastering works]* (Doctoral dissertation). Kharkiv.
11. Shapoval, M. V. (2013). *Vyvchennia vplyvu konstruktivnykh elementiv robochoi kamery roshchynonasosa na obiemnyi KPD [Study of the influence of design elements of the working chamber of a mortar pump on volumetric efficiency]*. *Teoriia i praktyka budivnytstva – Theory and Practice of Construction*, Kyiv National University of Construction and Architecture, (Issue 11), 12–25.
12. Kukoba, A. T. (1999). *Nasos iz hidravlichnym pryvodom dlia podachi truboprovodamy budivelnykh roshchyniv [Pump with hydraulic drive for supplying construction mortars through pipelines]*. Zbirnyk naukovykh prats (Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo) – Collected Scientific Works (Industry Engineering, Construction), Poltava State Technical University named after Yurii Kondratiuk, (Issue 4, Part 1), 10–16.

**Автор:** ШАПОВАЛ Микола Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Mykola SHAPOVAL,  
PhD (Tech), Associate Professor of the Department of industrial mechanical engineering and mechatronics National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic»  
E-mail – [mvshapoval75@ukr.net](mailto:mvshapoval75@ukr.net)  
ID ORCID: 0000-0002-6943-7687

**Автор:** МИХАЙЛИК Вадим Григорович, аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Vadim MYKHAILIK  
Postgraduate student of the Department of industrial mechanical engineering and mechatronics, National University "Yurii Kondratyuk Poltava Polytechnic"  
E-mail – [v.mikhajlik1988@gmail.com](mailto:v.mikhajlik1988@gmail.com)  
ID ORCID: 0009-0003-2435-8592

## DETERMINATION OF THE DEGREE OF PRESSURE PULSA IN SOLUTION SUPPLY BY SOLUTION PUMPS DEPENDING ON DESIGN FEATURES

M. Shapoval, V. Mykhailik

National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Ukraine

The analysis of the operation of existing domestic and foreign samples of piston mortar pumps was carried out, special attention was paid to hydraulically driven mortar pumps. The advantages of using hydraulic drives in mortar pump designs were determined.

*The materials presented in the publication are part of a scientific and research work in which, based on an extensive study of the operation of a single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume on construction mortars of different mobility, scientific and applied tasks were solved to increase the efficiency of its operation when using a hydraulic drive, creating conditions for stable transportation of solutions through pipelines, which was reflected in the following:*

- on the basis of a single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume, a hydraulically driven single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume was created;*
- based on the laws of mechanical engineering hydraulics, rational reduced air volumes in the compensator of increased volume were mathematically substantiated and determined, which will ensure the minimum permissible levels of the degree of pressure pulsations for ensuring effective pumping of construction solutions of different mobility, taking into account the law of motion of the working body, which directly depends on the type of drive;*
- it was established that the level of the degree of pressure pulsations is affected by return losses through the seats of the suction and discharge valves, therefore, the dependences for determining the return losses through the valves of the mortar pump for the full cycle of its operation depending on the law of motion of the working body were established;*
- the rational height of the valve ball lift was determined, which will ensure minimal losses of the solution during their operation, which directly affected the reduced level of the degree of pressure pulsations;*
- based on rational factors, such as the reduced volume of the combined compensator, the average supply pressure, the frequency of double strokes of the working body, the mobility of the solution, the rational height of the valve ball lift was determined, which directly affected the reduced level of the degree of pressure pulsations.*

**Keywords:** *mortar pump, hydraulic drive, degree of pressure pulsations, the law of movement of the working body, combined compensator of increased volume, solutions of different mobility.*