

УДК 693.6.002.5

Ємельянова І.А.,

*Харківський національний університет будівництва та архітектури*

Шаповал Н.В.

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка***ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОЗЧИНОНАСОСА ЗАЛЕЖНО ВІД  
ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ УСМОКТУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ ТА  
КОМПЕНСАТОРІВ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ**

**Вступ.** Аналіз сучасних розчинонасосів вказує як на пошук шляхів спрощення їх конструкцій, так і на вдосконалення принципової схеми при зведенні до мінімуму пульсацій у трубопроводі під час транспортування будівельних розчинів.

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 та інтенсивно видаляється із компенсатора в процесі роботи розчинонасоса. Особливо прискорюється видалення повітря при підвищеному тиску подачі (вище 1,2...1,5 МПа). При цьому, ефективність роботи компенсатора суттєво знижується, а пульсації зростають. Але цей процес на даний час ще недостатньо вивчений.

Розробка нових конструкцій компенсаторів та удосконалення діючих є актуальною проблемою для забезпечення ефективної роботи розчинонасосів.

**Мета і завдання дослідження.** Метою даної роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій тиску подачі розчину по трубопроводу і підвищення об'ємного ККД завдяки використанню комбінованого компенсатора збільшеного об'єму при раціональних режимах його роботи.

Для досягнення визначеної мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Встановити теоретичні залежності для визначення показників ефективної роботи розчинонасоса удосконаленої конструкції з урахуванням комбінованих ком-

пенсаторів, що пропонуються: продуктивності, об'ємного ККД, потужності при цьому, довести переваги використання комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

2. Співставити теоретичні залежності продуктивності, об'ємного ККД та потужності зі експериментальними даними та обґрунтування ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

**Об'єктом досліджень** є робочі процеси транспортування будівельних розчинів з урахуванням пульсацій, які мають місце при їх русі по трубопроводу однопоршневим розчинонасосом з компенсатором підвищеної ефективності.

**Предметом досліджень** є однопоршневий розчинонасос з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень.

**Методи досліджень.** При виконанні досліджень були використанні: основні положення гідродинаміки, методи математичної фізики, фізико-математичне моделювання методами прикладної механіки, статистична обробка експериментальних даних, метод планувального експерименту, комп'ютерне програмування Microsoft Office, Компас 3D, MathCAD 14, Maple 17.

**Результати дослідження.** Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено на основі чотирьохфакторного експерименту результати досліджень з визначення продуктивності, об'ємного ККД та потужності з урахуванням реологічних властивостей розчину, тиску подачі розчину при використанні комбінованих компенсаторів з обґрунтуванням переваг комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

**Основний матеріал.** Розчинонасос, який пропонується до розгляду, має принципову схему, з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму працює наступним чином (рис. 1).

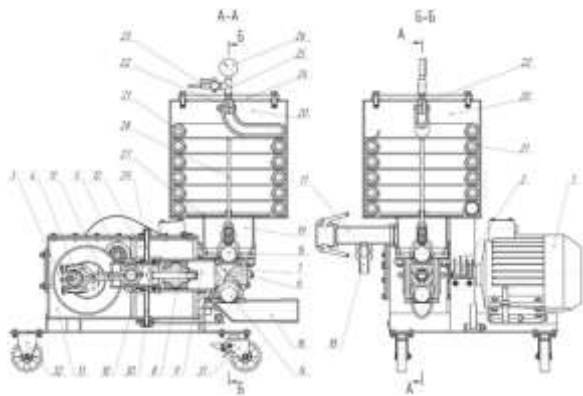


Рис. 1. Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 11 – 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 – патрубок редуційний; 26 – манометр; 27 – поплавков-обмежувач; 28 – направляючий стрижень; 29, 30 – каналні патрубки; 31, 32 – пара коліс.

Після вмикання електродвигуна 1 поршень 8 від клинопасової передачі 2 та зубчастої передачі, яка складається з колеса 3 та вала-шестерні 5, здійснює зворотньо-поступальний рух. При ході поршня ліворуч у всмоктувальній камері 6 створюється розрідження, і розчин через відкритий всмоктувальний клапан 14 поступає в камеру 6. Оскільки нагнітальний клапан 15 закритий, при сталому процесі роботи розчинонасоса тиск подачі у нагнітальному патрубку 17 знижується, стиснуте повітря у циліндричній камері 20 (а при підвищеному тиску подачі вище 0,7 МПа – й у замкненій камері 21) розширюється, внаслідок чого об'єм повітря в камерах 20, 21

витискає розчин в нагнітальний патрубок 17.

Під час ходу поршня праворуч всмоктувальний клапан 14 закривається, а середовище, що перекачується, через відкритий нагнітальний клапан 14 поступає в нагнітальну камеру 19. Одна частина цього середовища витискається в нагнітальний патрубок 16, а друга заповнює камеру 20, стискуючи повітря через поплавков-обмежувач 27, який призводить до мінімуму видалення об'єму повітря із перекачуванним розчином за рахунок обмеження контакту повітря з розчином, рухаючись вгору в низ залежно від зростання тиску подачі.

Встановлена у всмоктувальній камері 6 спеціальна циліндрична вставка 7, яка суттєво знижує зворотні витоки через всмоктувальний клапан 14 в такті нагнітання за рахунок більш спрямованого напрямку потоку розчину на кульку, що запобігає її зависанню особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості. Також наявність спеціальної циліндричної вставки 7 суттєво зменшує "шкідливий об'єм" всмоктувальної камери 6.

З урахуванням стиснення розчину в робочій камері та зворотних витоків через клапани об'ємний коефіцієнт корисної дії має вигляд

$$\eta_{об} = \frac{V_{н.ф}}{V_p} = \frac{[V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{см1})}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см1}) - \frac{\Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{см1}) - V_{шк}}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см1})} \left( F_n \cdot \left[ \left( x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi_{нз} - \pi) \right] \cdot \delta \right)} \quad (1)$$

де  $V_p$  – розрахунковий об'єм розчину;  $V_{н.ф}$  – фактичний об'єм розчину, який подається у нагнітальний трубопровід;  $\Delta V_{вс.кл}$ ,  $\Delta V_{н.кл}$  – об'єми втрат при закритті всмоктувального і нагнітального клапанів відповідно;  $\varepsilon_{см}$  – коефіцієнт об'ємного стиснення при тиску подачі розчину  $p_{н.ном}$ ;  $\varepsilon_{см1}$  – коефіцієнт відносного стиснення розчинів набуває максимальної величини внаслідок повного розчинення пухирцевого повітря і при збільшенні тиску.

За один цикл роботи насоса розрахункова подача буде дорівнювати робочому

об'єму розчину, який насос видає в транспортну магістраль, а дійсна – представляти різницю між об'ємом розчину за повний хід поршня і втратами розчину при цьому

$$V_p = \left( \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot S \right) - \Delta V, \text{ дм}^3, \quad (2)$$

де  $D_n$  – діаметр поршня, дм;  $S$  – хід поршня, дм;  $\Delta V$  – сумарні втрати розчину за цикл.

Сумарні втрати розчину за цикл складають

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4, \text{ дм}^3, \quad (3)$$

де  $\Delta V_1$  – втрати від неповноти всмоктування розчину у всмоктувальну камеру;  $\Delta V_2$  – втрати розчину від зворотних витоків через кульові клапани при їх спрацюванні на закриття;  $\Delta V_3$  – втрати розчину за рахунок стискування пухирців повітря у всмоктувальній камері в такті нагнітання;  $\Delta V_4$  – втрати розчину за рахунок зниження рівня тиску подачі в такті всмоктування.

Витрати розчину від його стискування  $\Delta V_3$  на даний час не приділяли належної уваги.

Рівень стиснення вільного повітря [1] залежить не тільки від зовнішнього тиску, але й від рухомості перекачуваних розчинів, оскільки вміст вільного повітря в розчинах залежить від їх рухомості.

Витрати розчину  $\Delta V_3$  від стиснення повітря в розчині можна визначити залежністю

$$\Delta V_3 = \varepsilon_{cm} \cdot V_{шк}, \text{ дм}^3, \quad (4)$$

де  $\varepsilon_{cm}$  – відносна стискування розчину певної рухомості при даному тиску може бути визначено за залежністю [1]

$$\varepsilon_{cm}(p) = \frac{\Delta V_{cm}}{V_{роз}} \cdot 100 = \left[ \frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - \left( \frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - k \cdot \frac{V_{вод}}{V_{роз}} \cdot \left( \frac{p}{p_0} - 1 \right) \right) \cdot \frac{p_0}{p} \right] \cdot 100\% \quad (5)$$

де  $V_{0нов}$  – об'єм нерозчиненого повітря в розчині при атмосферному тиску;  $V_{роз}$  – робочий об'єм поршня, дм<sup>3</sup>;  $V_{шк}$  – шкідливий об'єм робочої камери, дм<sup>3</sup>

$$V_{шк} = V_{в.к.} - V_{д.с.} - V_{сп.вс.} = \frac{\pi \cdot D_{в.к.}}{4} \cdot H_{р.к} - \frac{\pi \cdot D_{д.с.}}{4} \cdot H_{р.к} - V_{сп.вс.} \quad (6)$$

де  $V_{в.к.}$  – об'єм всмоктувальної камери;  $V_{д.с.}$  – об'єм всмоктувальної камери на рівні сідла клапана;  $V_{сп.вс.}$  – об'єм спеціальної вставки;  $D_{в.к.}$ ,  $D_{д.с.}$  – діаметри відповідно всмоктувальної камери та сідла клапана

$$\Delta V_4 = V_{роз.н.} - V_{роз.он} \quad (7)$$

де  $V_{роз.н.}$  – об'єм розчину від подачі в циліндричну камеру компенсатора до початку всмоктування;  $V_{роз.он.}$  – об'єм розчину, що залишився в циліндричній камері компенсатора до початку нагнітання.

Під час проведення загального експерименту здійснено приготування та перекачування цементних розчинів (1:3) рухомістю П 8...12 см.

Для визначення продуктивності розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску та збільшеного об'єму застосовано плановий чотирьохфакторний експеримент. За функцію  $Y$  прийнято продуктивність  $П_{\phi}$ ; аргументи:  $X_1$  – рухомість розчину  $П$ , см;  $X_2$  – тиск подачі розчину  $p$ , МПа;  $X_3$  – приведений об'єм компенсатора  $V_{комп}$ , дм<sup>3</sup>;  $X_4$  – кут нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері  $\beta^{\circ}$ , град.

Діапазони варіювання змінними розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску приведені в табл. 1.

Фактична подача  $П_{\phi}$  визначається за часом  $t$  заповнення розчином мірної ємності

$$П_{н.ф} = \frac{V_{м.с.}}{t} = \frac{0,06}{t} \cdot \frac{м^3}{с} \quad (8)$$

де  $V_{м.с.}$  – об'єм мірної ємності 60 дм<sup>3</sup>.

Теоретична подача визначається відповідно залежності

$$П_p = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot S \cdot z_n \cdot 60 \quad (9)$$

де  $D_n$  – діаметр поршня розчинонасоса, м;  $L_n$  – величина ходу поршня, м;  $n_n$  – кількість подвійних ходів поршня, хв<sup>-1</sup>.

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовано графічні залежності (рис. 2).

Таблиця 1 – Значення інтервалів варіювання параметрів при дослідженні продуктивності розчинонасоса з комбінованими компенсаторами

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верній рівень (+)	Нульвий рівень (0)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X <sub>1</sub>	Рухомість розчину	Π	см	12	10	8	1
X <sub>2</sub>	Середній тиск подачі розчину	p	МПа	2,5	1,5	0,5	1
X <sub>3</sub>	Приведені об'єми компенсаторів	V <sub>комп</sub>	дм <sup>3</sup>	47   64	26   47	5   30	21   17
X <sub>4</sub>	Кут нахилу спеціальної вставки	β°	град.	60	45	30	15

$$Y_1 = 3,156 + 0,31X_1 - 0,159X_2 + 0,155X_3 - 0,034X_4 + 0,22X_1^2 + 0,44X_2^2 + 0,39X_3^2 + 0,31X_4^2 - 0,061X_1X_2 - 0,038X_1X_3 + 0,025X_1X_4 \quad (10)$$

Після заміни значень факторів в кодовому вигляді на дійсні рівняння регресії, відображає зв'язок між продуктивністю Π<sub>н.ф</sub> розчинонасоса та вихідними факторами, вплив яких досліджується на графічних залежностях

$$Y_1 = 3,156 + 0,31\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) - 0,159\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,155\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) - 0,034\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,22\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)^2 + 0,44\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)^2 + 0,39\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)^2 + 0,31\left(\frac{\beta - 45}{15}\right)^2 - 0,061\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) - 0,038\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,025\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) \quad (11)$$

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 3) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$Y_2 = 3,747 + 0,279X_1 - 0,157X_2 + 0,076X_3 + 0,195X_1^2 + 0,28X_2^2 + 0,53X_3^2 + 0,546X_4^2 + 0,105X_1X_2 + 0,025X_1X_3 + 0,036X_1X_4 + 0,053X_2X_4 + 0,16X_3X_4 \quad (12)$$

Натуральними значеннями факторів рівняння (12) має вигляд

$$Y_2 = 3,747 + 0,279\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) - 0,157\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,076\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,195\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)^2 + 0,28\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)^2 + 0,53\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)^2 + 0,546\left(\frac{\beta - 45}{15}\right)^2 + 0,105\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,025\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,036\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,053\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,16\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) \quad (13)$$

Результати досліджень (рис. 2, 3) впливу прийнятих факторів на продуктивність насоса та об'ємного ККД показують, що всі показники вище у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, а також суттєво знизився рівень пульсації тиску (на 15%), для якого одержані діапазони раціональних технологічних параметрів: X<sub>1</sub> = 9,5...10,5 см; X<sub>2</sub> = 1,0...1,5 МПа; X<sub>3</sub> = 43...50 дм<sup>3</sup>; X<sub>4</sub> = 37,5...52,5 (рис. 3).



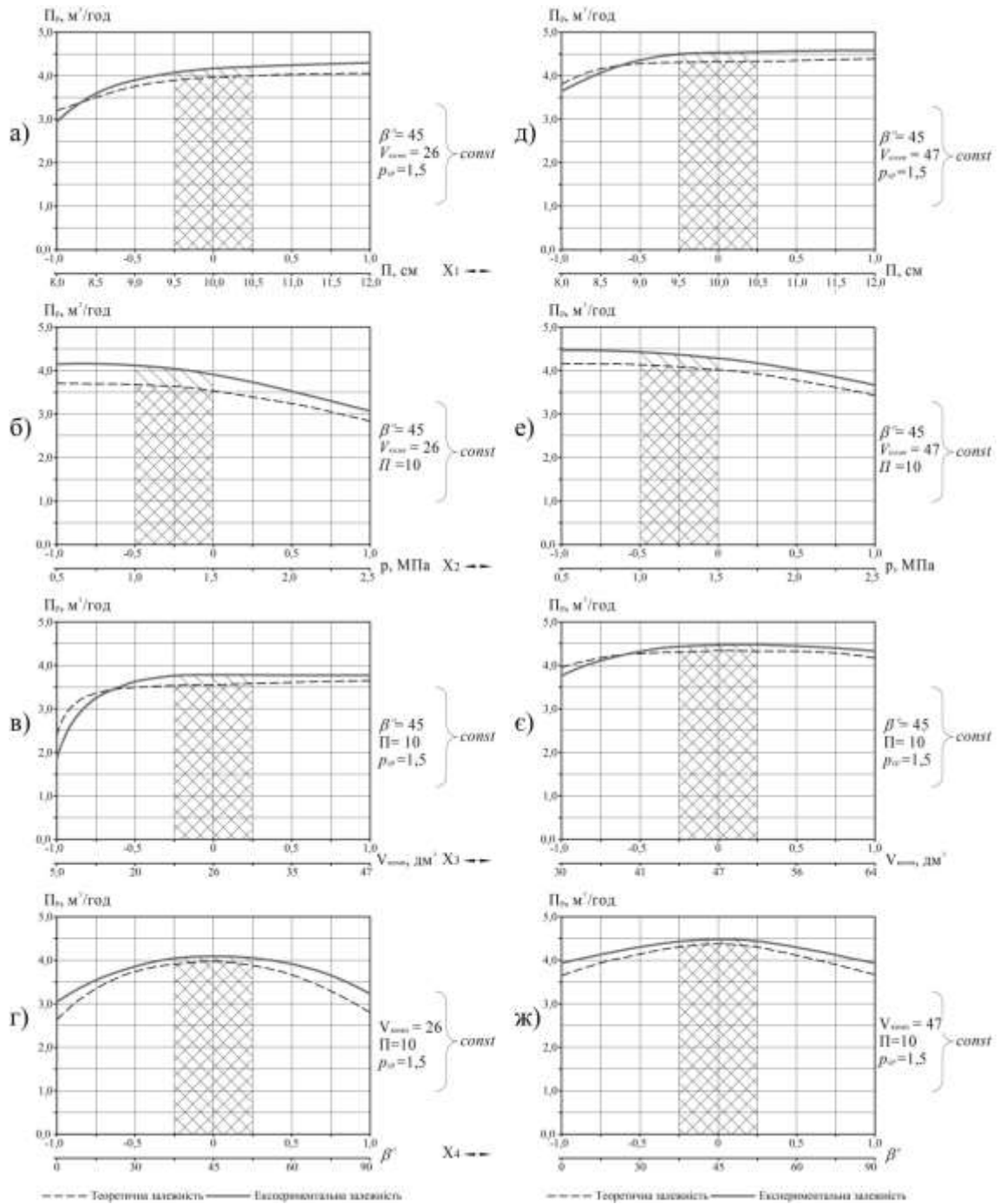


Рис. 2. Залежність продуктивності: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості розчину; б), е) від середнього тиску подачі розчину; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки, що розташована у всмоктувальній камері

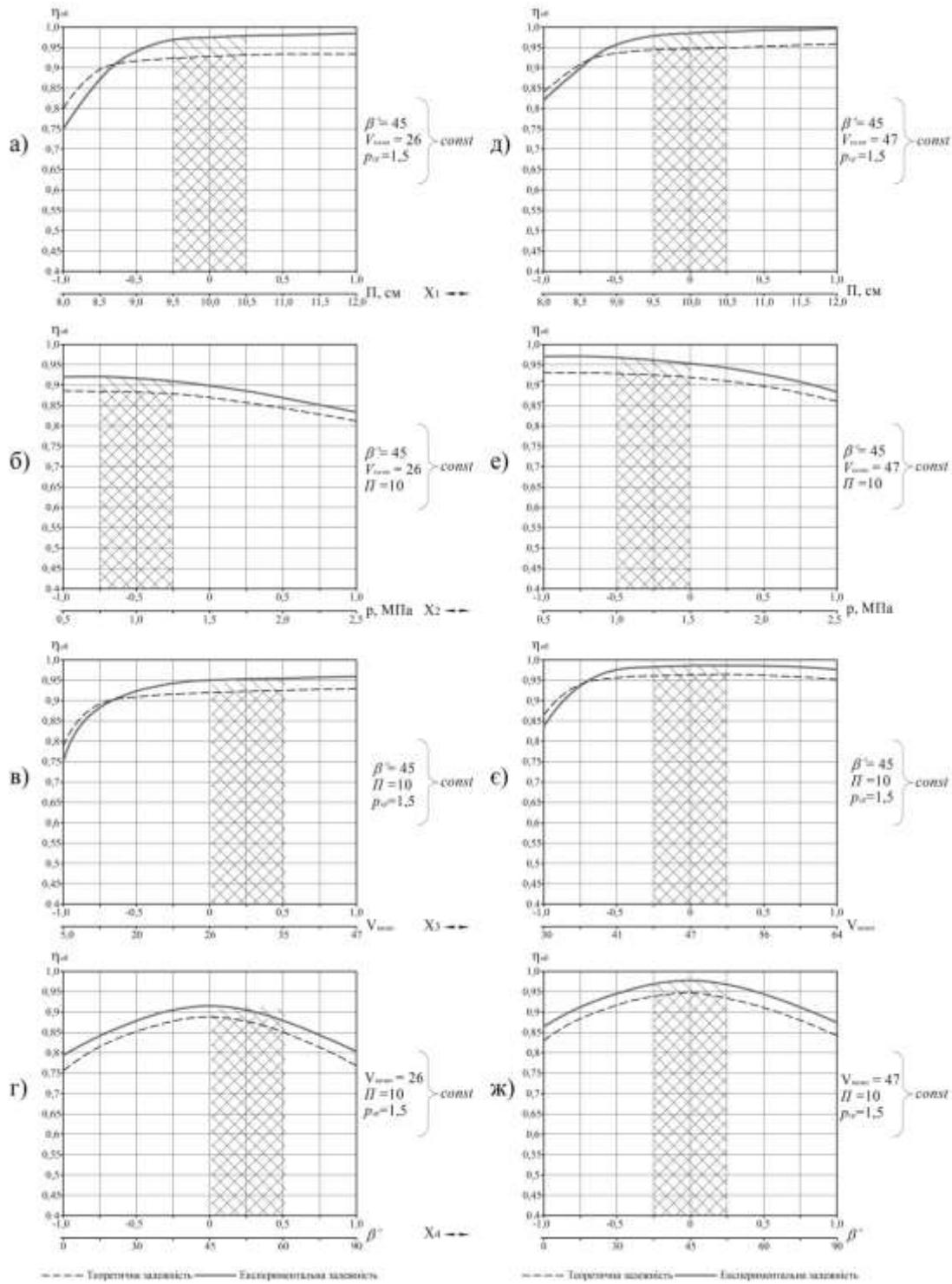


Рис. 3. Залежність об'ємного ККД розчинонасоса: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості розчину; б), е) від середнього тиску подачі розчину; в), є) від приведеного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки, що розташована у всмоктувальній камері

Аналогічним чином для дослідження впливу раніше вказаних факторів на витрати потужності розчинонасоса знайдено рівняння регресії відповідно якому побудовані графічні залежності (рис. 4).

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано

рівняння регресії в кодовому вигляді, згідно з яким побудовано графічні залежності (рис. 4, а, б, в, г).

$$Y_3 = 3,324 + 0,30 X_1 - 0,148 X_2 + 0,151 X_3 - 0,032 X_4 + 0,19 X_1^2 + 0,42 X_2^2 + 0,37 X_3^2 + 0,29 X_4^2 - 0,059 X_1 X_2 - 0,036 X_1 X_3 + 0,024 X_1 X_4 \quad (14)$$

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

$$Y_3 = 3,234 + 0,30 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) - 0,148 \left( \frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,151 \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right) - 0,032 \left( \frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,19 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right)^2 + 0,42 \left( \frac{p - 1,5}{1} \right)^2 + 0,37 \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,29 \left( \frac{\beta - 45}{15} \right)^2 - 0,059 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{p - 1,5}{1} \right) - 0,036 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,024 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (15)$$

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 4, д, е, є, ж) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$Y_4 = 3,547 + 0,234 X_1 - 0,147 X_2 + 0,068 X_3 + 0,187 X_1^2 + 0,25 X_2^2 + 0,49 X_3^2 + 0,539 X_4^2 + 0,101 X_1 X_2 + 0,022 X_1 X_3 + 0,032 X_1 X_4 + 0,048 X_2 X_4 + 0,14 X_3 X_4 \quad (16)$$

З натуральними значеннями факторів рівняння (16) має вигляд

$$Y_4 = 3,547 + 0,234 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) - 0,147 \left( \frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,068 \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,187 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right)^2 + 0,25 \left( \frac{p - 1,5}{1} \right)^2 + 0,49 \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,539 \left( \frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,101 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,022 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,032 \left( \frac{\Pi - 10}{2} \right) \left( \frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,048 \left( \frac{p - 1,5}{1} \right) \left( \frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,14 \left( \frac{V_{комп} - 47}{17} \right) \left( \frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (17)$$

Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень (рис. 4) свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 4) наступні  $X_1 = 10 \dots 11$  см;  $X_2 = 1,0 \dots 1,5$  МПа;  $X_3 = 47 \dots 56$  дм<sup>3</sup>;  $X_4 = 37,5 \dots 52,5$ °.

Розбіжність результатів проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначення потужності складає 15 – 17%.

Таким чином, можливо констатувати, що розчинонасос удосконаленої конструкції з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при аналогічних умовах роботи розчинонасосів слід відмітити наступний ряд переваг перед розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску:

- ступінь пульсації тиску подачі розчину зменшився на 15%;
- збільшилася продуктивність на 23%;
- знизилася витрати потужності на 21%.

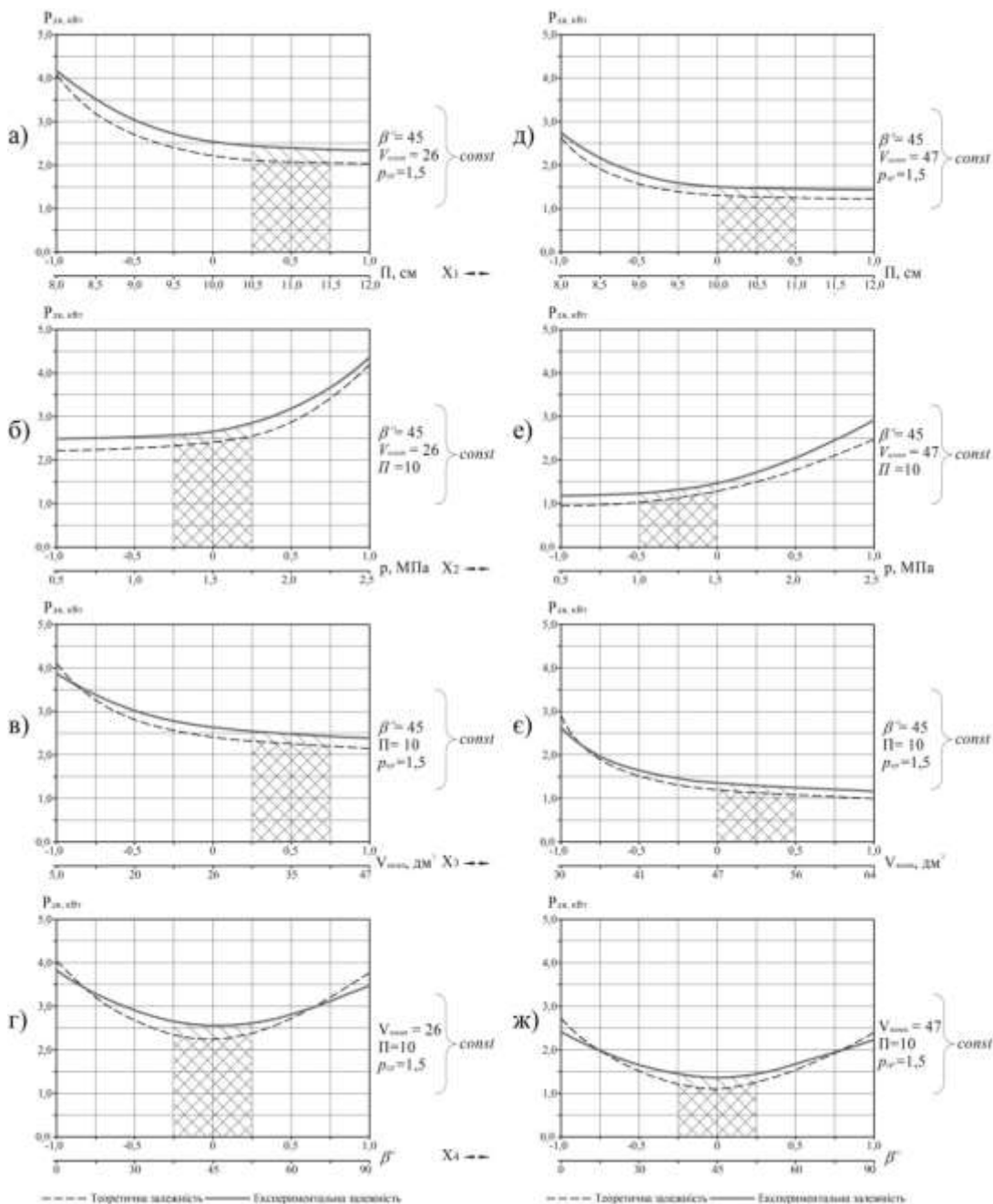


Рис. 4. Графічні залежності потужності: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості  $X_1$  розчину; б), е) від та середнього тиску подачі розчину  $X_2$ ; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки  $X_3$ , що розташована у всмоктувальній камері

**Висновки.** Теоретично та експериментально встановлено механізм впливу факторів на продуктивність, об'ємний ККД та потужність розчинонасоса. Рациональний режим роботи розчинонасоса відбувається при таких діапазонах варіювання факторів: перекачування розчину рухомістю  $\Pi = 9,5 \dots 10,5$  см, тиску подачі  $p = 1,0 \dots 1,5$  МПа, приведеному об'єму компенсатора

$V_{\text{ком}} = 44 \dots 50$  дм<sup>3</sup> встановлення у всмоктувальну камеру спеціальної вставки під кутом  $45^\circ$ .

ЛИТЕРАТУРА:

1. Кукоба А.Т., Коробко Б.О., Васильев А.В. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании растворонасосом //Механизация строительства.–2000. – № 3.
2. Онищенко А.Г., Кукоба А.Т., Уст'янец В.У. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан



- вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-6.
3. Онищенко О. Г., Шаповал М. В., Васильев А.В. Однопоршневой растворонасос с комбинированным компенсатором давления //Механизация строительства. Москва – 2001. – № 4. – С. 4-6.
  4. Меленцов Н.А. Создание растворобетонасоса с повышенной пропускной способностью клапанных узлов и стабильной подачей бетонных смесей: Дис...канд. техн. наук: 05.05.02 / Меленцов Николай Алексеевич. – Харьков 2014. – 190 с.
  5. Парфёнов Е.П. Определение производительности поршневых растворонасосов // Мех. инструмент и отделочные машины: Информ. научн.–техн. сб. – Вып.4. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. – С.12–13.
  6. Mortelpumpen und ihre Entwicklung // «Fordern und Heben». – 1969. – № 15.
  7. EP 0200026, INT. Cl. 4 F 04 B 43/12, 15/02. Pumpe neumuller Walter, Sturmer Gerhard. – 10.12.1986. – Patentblatt 86/45.
- Рецензент: д-р техн. наук М.С. Болотських*

УДК 697.4

**Тарадай А.М., Поволочко В.Б., Фомич С.В.**

*Харьковский национальный университет строительства и архитектуры*

## **ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ НАСЕЛЕНИЕМ**

Целью проведения нами исследования являлись определение истинных объемов горячей воды потребляемых населением, в районах, имеющих централизованное горячее водоснабжение. Вопрос этот является весьма актуальным, так как от его правильного решения зависят очень многие факторы. В первую очередь это планирование расхода топлива на источниках и технико-экономическая оценка работы системы теплоснабжения.

Значительный рост цен на энергоресурсы, старение систем теплоснабжения, сверхнормативные потери теплоносителей в сетях, общее падение уровня жизни, платежеспособности потребителей и ряд других факторов вынудили население в разы уменьшить потребление горячей воды. Анализируя создавшееся положение, следует четко определить качество «баз сравнения». Под качеством баз сравнения понимается достоверность данных заложенных в сопоставляемых показателях, и в первую очередь, то, как они получены нормативным или приборным путем.

Практически до 2000 года, анализируя потребление воды на душу населения, мы сравнивали норматив и отчетность, так

как истинных величин водопотребления не было из-за отсутствия счетчиков в квартирах потребителей.

Массовая установка квартирных счетчиков горячего и холодного водоснабжения началась в конце XX начале XXI века. Особо интенсивно счетчики горячей воды стали устанавливаться в последние годы в связи со значительным ростом цен на тепловую энергию.

В нашем анализе мы оперируем показателями счетчиков горячей воды и частично холодной, полученными официально, согласно производимого теплоснабжающей и водоснабжающей организациями коммерческого учета, и соответствующего начисления потребителям.

Количество населения пользующегося водой в каждой квартире также взято согласно официальных данных абонентных подразделений (теплосбыта, водосбыта) теплоснабжающих и водоснабжающих организаций.

Решающую роль в правильной оценке водопотребления на душу населения наряду с показаниями квартирного счетчика, играет достоверность статистиче-