

17. Ткачук О.А. Удосконалення систем подачі та розподілення води населених пунктів. Монографія. Рівне: НУВГП, 2008. 301 с.
18. Усенко В.Г., Новохатній В.Г. Підвищення надійності структури діючої водопровідної мережі. Збірник наукових праць. Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА, 2015. Вип. 79. С. 259-262.
19. Шевчук А.Ю. Оцінка надійності трубопроводів системи транспортування води. Збірник наукових праць. Вісник НУВГП. Рівне. 2015. Вип.1(69). С.73-78.
20. Шевчук А.Ю. Оцінка статистичних даних пошкоджень трубопроводу водогону «Дністер-Чернівці». Збірник наукових праць. Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентильції, водопостачання і водовідведення. Рівне: НУВГП. 2015. С. 84-85.
21. Хомутецька Т.П. Енергоощадне водопостачання. Монографія. Київ: Аграрна наука, 2016. 304 с.
22. Boryczko K., Janusz R., Tchorzewska-Cieslak B. Analysis of risk and failure scenarios in water supply system. *Journal of Polish Safety and Reliability*. 2014. Vol. 5, Issue 2. P. 11-18.
23. Rajeev P., Kodikara J., Robert D., Zeman P., Rajani B. Factors contributing to large diameter water pipe failure. *Water asset management international*. 2014. P. 9-14.
24. Szpak D., Tchyrzewska-Cieslak B. Assessment of the failure rate of water supply system in terms of safety of critical infrastructure. *Chemik*. 2014. Vol. 68, Issue 10. P. 862-867.

Ткачук А.А., Шевчук А.Ю. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ СООРУЖЕНИЙ ВОДОСНАБЖЕНИЯ. В работе обоснована целесообразность оценки функциональной

надежности сооружений водоснабжения по стационарным коэффициентам оперативной готовности с их соответствием нормативным величинам коэффициентам технического использования. Определены их числовые значения для каждой из трех категорий систем водоснабжения для условий снижения подачи воды и ограничений в водоснабжении. Теоретически обоснованы основные положения методики инженерных расчетов функциональной надежности сооружений водоснабжения.

Ключевые слова: коэффициент оперативной готовности, коэффициент технического использования, надежность, сооружения водоснабжения.

Tkachuk A.A, Shevchuk A.Yu. DETERMINATION OF INDICATORS OF FUNCTIONAL RELIABILITY OF WATER SUPPLY CONSTRUCTIONS. The work substantiates the feasibility of assessing the functional reliability of water supply facilities based on stationary coefficients of operational readiness with their compliance with standard values of technical utilization factors. Their numerical values are determined for each of the three categories of water supply systems for the conditions of reduced water supply and water supply restrictions. Theoretically substantiated the main provisions of the methodology for engineering calculations of the functional reliability of water supply facilities.

Key words: operational readiness coefficient, coefficient of technical use, reliability, water supply facilities.

DOI: 10.29295/2311-7257-2019-97-3-134-140

УДК 693.6.002.5

Шаповал М.В., Вірченко В.В., Скорик М.О., Криворот А.І.
Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка
(Першотравневий проспект, 24, Полтава, 36000);

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

У статті розглядається розчинонасос з гідравлічним приводом, кульовими всмоктувальним і підпружиненим нагнітальним клапанами, спеціальною вставкою у всмоктувальній камері та компенсатором збільшеного об'єму. Представлено порівняльний аналіз режимів роботи розчинонасоса з різними приводами. На основі теоретичних досліджень визначення продуктивності, об'ємного ККД доведено, що гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму працює ефективніше по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Визначено області раціональних режимів роботи гідроприводного розчинонасоса.

Ключові слова: розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, гідравлічний привод, продуктивність, об'ємний ККД, потужність, рухомість розчину.

Вступ. Аналіз сучасних розчинонасосів вказує на пошук шляхів вдосконалення їх конструкцій, забезпечення високої надійності та поліпшення технічних характеристик.

Тому визначено основні напрямки розвитку нових конструкцій розчинонасосів та запропоновано нову конструкцію однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Впровадження в конструкції розчинонасоса гідравлічного приводу є актуальним та має ряд переваг по відношенню до електромеханічного. Перш за все, використання гідравлічного приводу забезпечить: постійну швидкість робочого органа, що позитивно вплине на зменшення зворотних витоків через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок стабілізації їх швидкості підйому та опускання особливо під час перекачування розчинів зниженої рухомості П 7-9 см; за рахунок постійної швидкості руху розчину під час нагнітання зменшить до мінімуму пульсації тиску розчину; виникає можливість плавного регулювання подачі розчину під час його перекачування, що позитивно вплине на якість оздоблювальних робіт; використання 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.

Тому необхідно теоретично дослідити робочі процеси однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму з використанням гідравлічного приводу та визначити технічні характеристики.

Мета і завдання дослідження. Метою даної роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму за рахунок використання гідравлічного приводу при раціональних режимах його роботи.

Для досягнення визначеної мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Теоретично дослідити закон руху робочого органа розчинонасоса з гідравлічним приводом.

2. Визначити основні показники ефективної роботи розчинонасоса з гідравлічним приводом удосконаленої конструкції з урахуванням комбінованого компенсатора збільшеного об'єму, що пропонуються: продуктивності, об'ємного ККД, потужності; довести переваги використання гідравлічного приводу.

3. Порівняти технічні характеристики розчинонасосів з гідравлічним і електромеханічним приводом та комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: продуктивність, об'ємний ККД та потужність.

Об'єктом досліджень є робочі процеси однопоршневого розчинонасоса з гідравлічним приводом з компенсатором підвищеної ефективності транспортування будівельних розчинів з урахуванням пульсацій тиску, які мають місце при їх русі по трубопроводу.

Предметом досліджень є однопоршневий гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

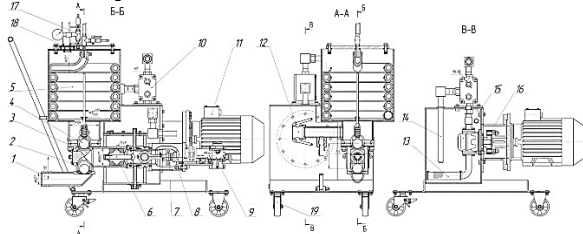
Методи досліджень. При виконанні досліджень були використані: основні положення гідравліки, гідродинаміки, методи математичної фізики, фізико-математичне моделювання методами прикладної механіки, статистична обробка експериментальних даних, методи планувального експерименту, комп'ютерні пакети програм Microsoft Office, Компас 3D, MathCAD 14, Maple 17.

Основний матеріал. Аналіз роботи існуючих розчинонасосів показав про необхідність створення розчинонасоса простої конструкції для стабільного перекачування по трубопроводах будівельних розчинів зниженої рухомості при помірних пульсаціях подачі та високій надійності їх роботи завдяки використанню комбінованих компенсаторів закритого типу.

У Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка було розроблено однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, що має електромеханічний привод, який зарекомендував себе як надійна і вискоефективна об'ємна машина. Але перекачування розчинонасосом розчинів зниженої рухомості не в повній

мірі задовольняє сучасним вимогам нижче рівня $\delta \geq 25\%$.

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



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

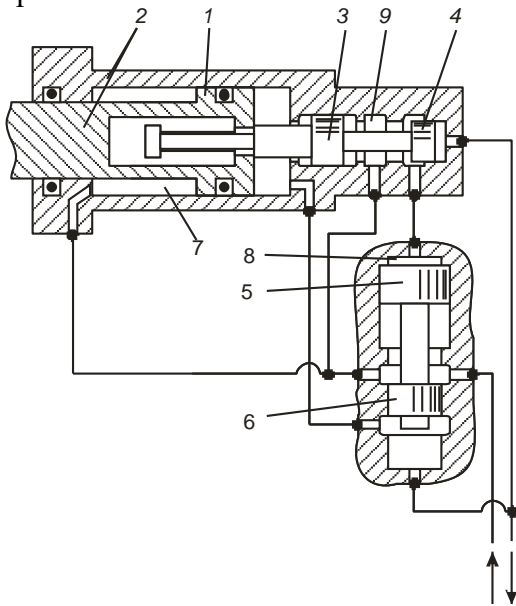
Рис. 1. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Тому пропонується конструкція розчинонасоса одинарної дії з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 1), який містить: усмоктувальну камеру 3, в середині якої розміщено спеціальну циліндричну вставку, яка має зрізану частину сегментної форми, дотична хорда якої під кутом 45° до горизонталі, патрубки всмоктувальний 1 та нагнітальний 12, кульові клапани всмоктувальний 2 та нагнітальний підпружинений 4, робочий циліндр 6 з поршнем і повзуном, який омивається у штоковій

порожнині охолоджувально-змащувальною рідиною (мильно-масляно-водною емульсією). Гідропривод розчинонасоса оснащено гідроциліндром 8 з поршнем і штоком, що має порожнину з внутрішнім буртиком. Поршень гідроциліндра 8 установлений опозитно (горизонтально) по відношенню до поршня і розділяє гідроциліндр на поршневу й штокову порожнини. Золотниковий розподільник 9 розташований у верхній порожнині гідроциліндра й містить два двохпояскові диференціальні золотники – основний і керування. Золотник керування установлений співвісно з поршнем гідроциліндра і містить хвостовик. З'єднання штоків здійснюється за допомогою спеціального хомутика 7. Штокова порожнина гідроциліндра 8 постійно з'єднана з лінією напору, а поршнева порожнина через основний золотник по черговому з'єднується з лінією напору або зливу, за рахунок чого і забезпечується зворотно-поступальний рух поршня 6 зі штоком. Золотник керування надійно утримується в одному з робочих положень протягом усього ходу поршня 6 за рахунок високого або низького тиску масла в поршневій порожнині (яка з'єднується з лінією напору або зливу), а поблизу від мертвих точок переводиться внутрішнім буртиком через хвостовик у чергове робоче положення. Рівність швидкості зворотно-поступального ходу поршня забезпечується тим, що площа поршня гідроциліндра удвічі більша від площі перетину штока. Подача гідравлічної рідини по магістралям відбувається шестерневим гідравлічним насосом 15 від електродвигуна 11.

Комбінований повітряний компенсатор тиску складається з двох частин: циліндричної камери, яка з'єднана з нагнітальною камерою, і замкненої камери з еластичного гумотканинного шлангу, який закріплено до штуцера вузла підкачки повітря і встановлено по периметру циліндричної камери на спеціальних обмежувачах. У замкненій камері встановлено ніпель для закачування повітря під тиском $0,5...0,7$ МПа за допомогою компресора. По центру циліндричної камери на направляючому стрижні встановлено поплавко-обмежувач, який розділяє повітря з розчином і забезпечує мінімальне видалення повітря з циліндричної камери.

Для збільшення приведеного компенсаційного об'єму компенсатора у верхній кришці передбачено редуктор підкачки повітря 17 у циліндричну камеру з манометром контролю тиску до тиску у замкненій камері компенсатора. Також для контролю об'єму повітря у циліндричній камері у верхній кришці встановлено скляне віконце з лампочкою 18 для огляду та візуального контролю об'єму повітря у циліндричній камері.



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 – штоківу порожнина основного гідроциліндра; 7 – поршнєва порожнина основного золотника; 8 – штоківу порожнина золотника керування

Рис. 2. Схема гідравлічної системи приводу розчинонасоса

Створена математична модель [2, 3] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки 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 рівномірності 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 рухомих металевих частин; F_M – сила витискування масла на злив із поршневої порожнини гідроциліндра; g – прискорення земного тяжіння; S і S' – відповідно площі поршня й перетину штока гідроциліндра; β – коефіцієнт об'ємної деформації масла; Q_0 – подача масла.

Повне рішення буде у вигляді суми $v_{одн}(t)$ і $v_{ч}$, тобто

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

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 (2) 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 C_1 і C_2 в рівняння (2) є рівняння, що описує швидкість розгону 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

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

Визначений за формулою (4) час розгону поршня складає 0,00214 с, що приблизно на порядок менше, ніж час закриття нагнітального клапана (0,0225 с). Розгін поршня відбувається при повністю відкритому нагнітальному клапані, отже, відрив

поршня від розчину неможливий, оскільки під поршнем зберігається тиск, близький до номінального тиску нагнітання.

Із рівняння системи (1) можна також визначити тиск масла наприкінці розгону поршня $P(t) = \frac{F'' + m \cdot g + m \cdot v'(t)}{S - S'}$, який дорівнює 4,22 МПа.

У другій фазі постійна швидкість руху поршня становитиме

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

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 за рахунок 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.

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

де y_1 – хід золотника керування до початку відкривання щілини.

У четвертій фазі масло від маслососа розділяється на два потоки – в штокову порожнину гідроциліндра і в порожнину 8. Рівняння розділення 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 рівняння (5) за методикою, прийнятою для першої фази, дає формулу для швидкості гальмування

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

Час гальмування до $v \cdot 10^{-3}$ складе $t_{згн} = \frac{\ln 1000}{\alpha \cdot \sqrt{P}} = \frac{2,3 \cdot 3}{1,91 \cdot \sqrt{P}} = \frac{3,61}{\sqrt{P}}$, тобто час до повного зупинення поршня обернено пропорційний кореню квадратному з тиску

масла. При робочому тиску масла в гідросистемі в межах 5...10 МПа час гальмування становитиме від 0,0011 до 0,0016 с.

Після зупинення поршня все масло, що поступає від маслососа, витрачається на переміщення основного золотника. Розрахунки показують, що час на залишкове переміщення цього золотника складає 0,0069 с.

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

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

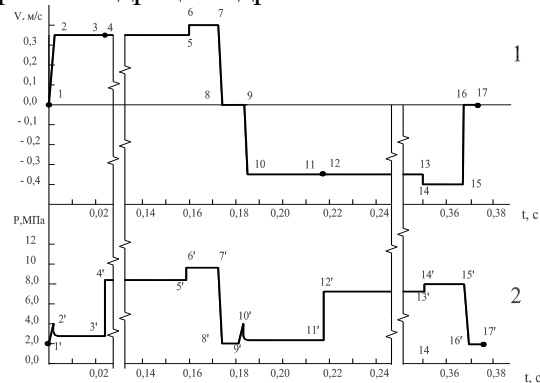


Рис. 3. Залежності зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра

Швидкий перехід поршня від стану гальмування й розгону в «мертвих» точках до робочої швидкості сприяє тому, що більшу частину ходу поршень рухається з постійною швидкістю, але у свою чергу, позитивно впливає на рівномірність подачі перекачуваного розчину та зниження пульсації тиску.

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 $0,0069 + 0,0038 = 0,0107 \text{ с}$ в порівнянні з часом одного циклу роботи розчинососа $\frac{60}{161} = 0,373 \text{ с}$. 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%. Звідси

витікає, що при подальшому проектуванні необхідно зменшувати діаметри поясів основного золотника, а також величину ходу цього золотника, щоб скоротити час його

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

переключення, хоча це теж високі показники стабільності спрацювання золотників біля мертвих точок.

Познач. ділянки	Назва ділянки	Тривалість, с	v , м/с		P , МПа	
			почат.	кінець	почат.	кінець
1 – 2	Фаза 1, розгін вверх	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 вниз	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

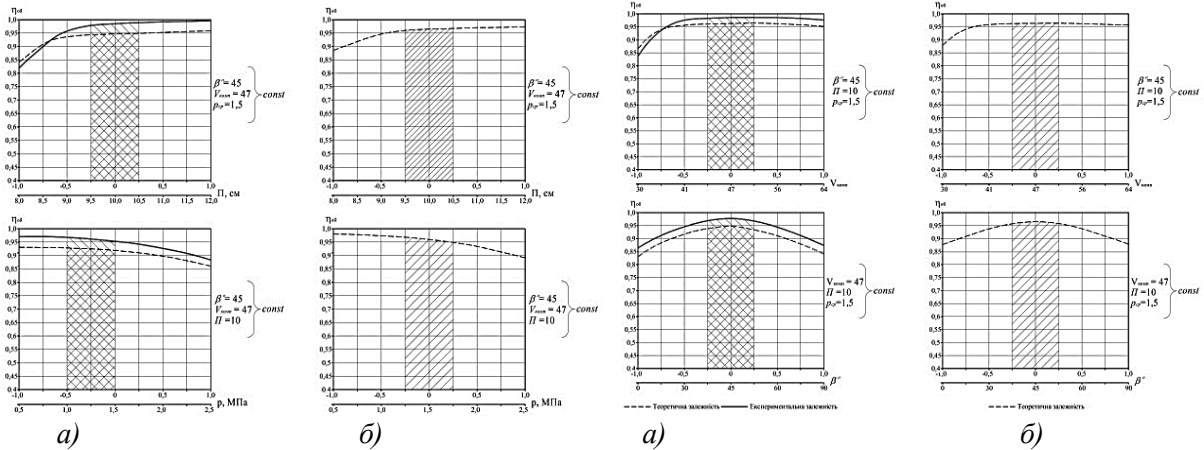


Рис. 3. Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасоса: а) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) гідроприводний з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

На основі залежностей визначення об'ємного ККД визначено порівняльні залежності розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму та гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Отже, гідроприводний розчинонасос при аналогічних умовах роботи має кращі технічні характеристики перед розчинонасосом з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму:

- ступінь пульсації тиску подачі розчину зменшився на 8%;
- збільшилася продуктивність на 14%;
- знизилася витрати потужності на 11%.

Висновки. Теоретично встановлено механізм впливу закону руху робочого органа за рахунок гідравлічного привода та

факторів на продуктивність, об'ємний ККД та потужність розчинонасоса. Також максимального значення 88% об'ємний ККД розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю Π 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном. За рахунок таких конструктивних рішень значення об'ємного ККД розчинонасоса при перекачуванні розчину $\Pi=8$ см зросло на 7%.

Раціональний режим роботи розчинонасоса з гідравлічним приводом відбувається при таких діапазонах варіювання факторів: перекачування розчину рухомістю $\Pi = 9 \dots 10$ см, тиску подачі $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа, приведені до об'єму компенсатора $V_{ком} = 44 \dots 50$ дм³,

встановлення у всмоктувальну камеру спеціальної вставки під кутом 45°.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кукоба А.Т., Коробко Б.О., Васильев А.В. Изменение объема растворной смеси при перекачивании растворонасосом. *Механизация строительства*. 2000. № 3.
2. Кукоба А.Т., Васильев А.В. Дослідження об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво)*. Полтава: ПДТУ, 2000. Вип. 5. С. 19-24.
3. Кукоба А.Т., Васильев А.В., Якубцов О.М. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів. *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво)*. Полтава: ПДТУ, 2000. Вип. 6. Ч 1. С. 12-17.
4. Онищенко О. Г., Шаповал М. В., Васильев А.В. Однопоршневой растворонасос с комбинированным компенсатором давления. *Механизация строительства*. Москва, 2001. № 4. С. 4-6.
5. Парфенов Е.П. Определение производительности поршневых растворонасосов. *Мех. инструмент и отделочные машины*: Информ. научн.-техн. сб. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. Вып.4. 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.

Шаповал М.В., Вирченко В.В., Скорик Н.А., Криворот А.И. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ОДНОПОРШНЕВОГО РАСТВОРОНАСОСА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ. В статье рассматривается растворонасос с гидравлическим приводом, шаровыми всасывающим и подпружиненным нагнетательным клапанами, специальной вставкой во всасывающей камере и компенсатором увеличенного

объема. Представлен сравнительный анализ режимов работы растворонасоса с различными приводами. На основе теоретических исследований определения производительности, объемного КПД доказано, что гидроприводной растворонасос с комбинированным компенсатором увеличенного объема работает эффективнее по отношению к растворонасосу с комбинированным компенсатором увеличенного объема. Определены области рациональных режимов работы гидроприводного растворонасоса.

Ключевые слова: растворонасос с комбинированным компенсатором увеличенного объема, гидравлический привод, производительность, объемный КПД, мощность, подвижность раствора.

Shapoval N. V., Virchenko V.V., Skoryk M.O., Kryvorot A.I. THEORETICAL ANALYSIS OF THE OPERATION OF A SINGLE-PISTON MORTAR WITH HYDRAULIC DRIVE. The article deals with a hydraulic-driven mortar pump, ball suction and spring-loaded pressure valves, a special insertion in the suction chamber and a larger volume compensator. A comparative analysis of the modes of operation of the pump with different drives is presented. Based on theoretical studies of the determination of performance, volumetric efficiency, it is proved that the hydraulic pump with the combined expansion joint compensator works more efficiently in comparison with the solution with the combined expansion joint compensator. Areas of rational modes of operation of the hydraulic drive mortar pump are defined.

Keywords: mortar pump with a combined compensator of the increased capacity, hydraulic actuator, performance, volumetric efficiency, capacity, mobility solution.