

## АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КЛАПАННИХ ВУЗЛІВ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

Павельєва А. К., Васильєв Є. А., Попов С. В., Васильєв А. В.

### 1. Вступ

Основною вимогою при виконанні будівельних робіт є постійне підвищення ефективності та якості їх проведення. Кінцева стадія будівництва будь-якого об'єкта є проведення опоряджувальних робіт, які виконують з метою надання поверхням будівельних конструкцій захисних та декоративних властивостей за допомогою будівельних розчинів різного складу та властивостей. У більшості випадків у якості опоряджувальних робіт використовують штукатурні роботи, проведення яких неможливе без використання розчинонасосів.

Широкий ринок забезпечення потреб будівельної галузі надає велику номенклатуру будівельних машин механізації ручної праці у будівництві, у тому числі і серед розчинонасосів. Але при створенні нових, більш ефективних конструкцій розчинонасосів, або при розгляді існуючих конструкцій, необхідно робити наголос на енергозаощадженні, а значить, на високій ефективності їх роботи.

Основним вузлом розчинонасоса, який визначає надійність роботи, є його клапана. Тому оцінка ефективності роботи клапанів є одним з шляхів зменшення енерговитрат при роботі насоса, що обґрунтовує актуальність проведених досліджень.

### 2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єкт дослідження – диференціальний розчинонасос, який має горизонтальну насосну колонку і призначений для перекачування будівельних розчинних сумішей різної рухомості до місць їх механізованого нанесення на оброблювані поверхні.

На рис. 1 представлена схема диференціального розчинонасоса з горизонтальним розташуванням насосної колонки.

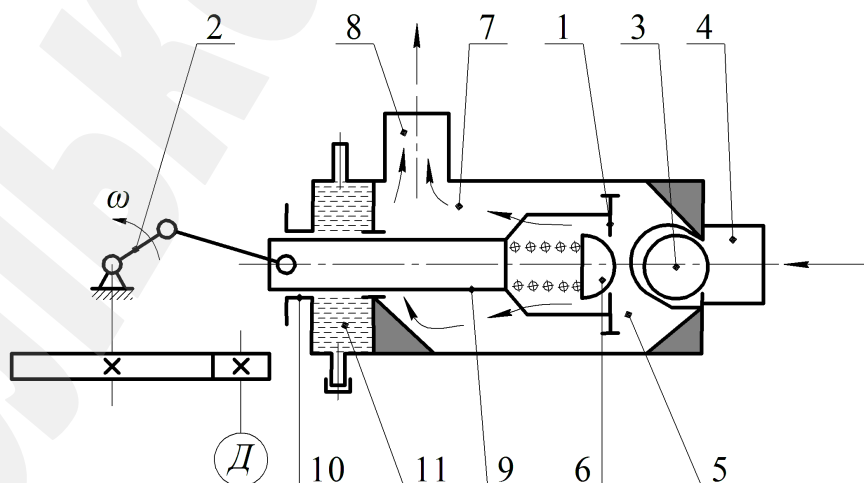
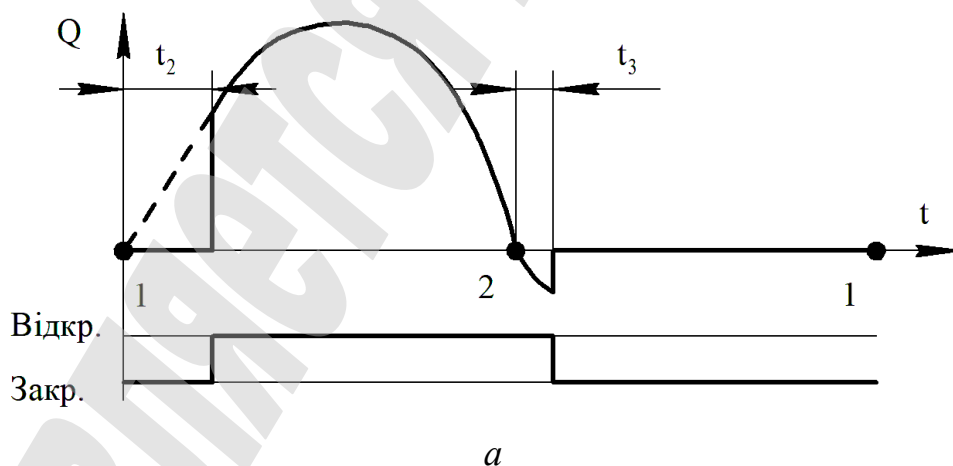
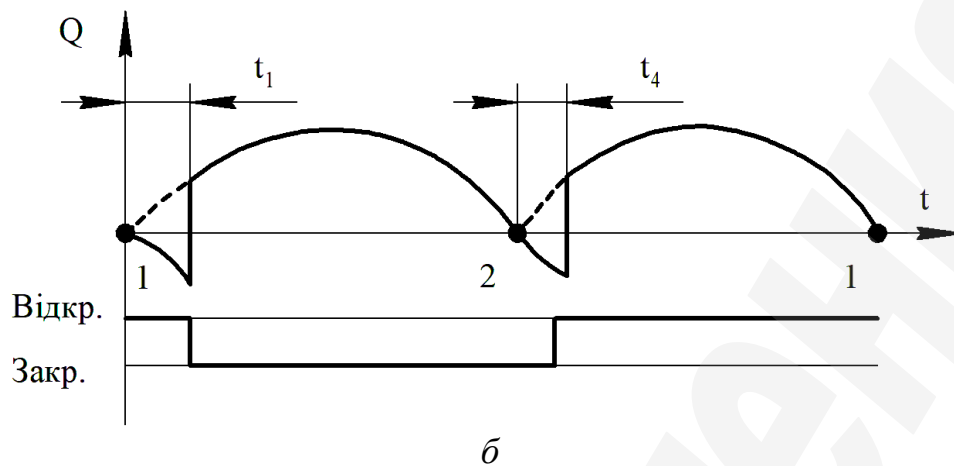


Рис. 1. Схема диференціального розчинонасоса

Розчинонасос працює в такий спосіб. Рух поршня 1 здійснюється за рахунок кривошипно-шатунного механізму 2, що приводиться в обертання асинхронним короткозамкненим двигуном через зубчасту передачу. При русі диференціального поршня вперед (у напрямку колінчастого вала) всмоктувальний клапан 3 відкривається, і розчин через усмоктувальний патрубок 4 надходить у робочу камеру. У цей час нагнітальний клапан 6 закритий, тому розчин з компенсаційної камери 7 виштовхується в нагнітальний патрубок 8. При русі поршня назад всмоктувальний клапан закривається, розчин з робочої камери 5 через нагнітальний клапан, що відкрився, надходить у компенсаційну камеру. Одна частина цього розчину йде на заповнення компенсаційної камери, що розширюється, а інша – надходить у нагнітальний трубопровід. При співвідношенні площ поперечного перерізу поршня і його штока як 2:1 величина подачі розчину під час руху поршня вперед така ж, як і при русі його назад, тобто насос працює за принципом подвійної дії, забезпечуючи малоімпульсну подачу. Шток диференціального поршня 9 є одночасно й повзуном, він сковзає по опорі повзуна 10, яка сприймає на себе поперечне зусилля, розвантажуючи тим самим манжетні ущільнення штока. Для збільшення ресурсу роботи манжетного ущільнення штока передбачена промивна камера 11. Однак коефіцієнт нерівномірності подачі  $K_H=1,57$  для диференціальної схеми розчинонасоса є теоретичним, що не враховує втрат подачі. При розробці й експлуатації розчинонасоса важливо зазначені втрати звести до мінімуму.

На рис. 2 представлені теоретичні криві зміни в часі подачі розчину.





**Рис. 2.** Теоретичні криві зміни в часі подачі, що проходить через:  
*a* – нагнітальний патрубок, *б* – усмоктувальне гніздо розчинонасоса

Наразі недоліками існуючих розчинонасосів є:

- для однопоршневих – нерівномірність подачі розчину в тактах усмоктування й нагнітання, що призводить до необхідності використання додаткових пристроїв для зменшення величини пульсації тиску подачі – компенсаторів;

- для двопоршневих – підвищена металоємність, габарити та складність конструкції, що зменшує ефективність їх використання та збільшує можливість виходу з ладу.

Тому основним напрямком удосконалення конструкції є поєднання ефективності двопоршневих розчинонасосів із простотою конструкції однопоршневих шляхом удосконалення клапанних вузлів.

### 3. Мета та задачі дослідження

*Мета дослідження* – визначення впливу конструктивних розмірів клапанних вузлів диференціального розчинонасоса з горизонтальним розташуванням насосної колонки на чисельне значення кута спрацьовування його клапанів. Мінімізація вказаного параметра свідчить про мінімальні втрати щодо розчину, який перекачується, і, відповідно, зменшення енерговитрат.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Дослідити умови витрат часу на відкриття – закриття як всмоктувального, так і нагнітального клапанних вузлів.
2. Знайти раціональні геометричні розміри клапанних вузлів, ґрунтуючись на яких одержати математичні залежності з визначенням кута спрацьовування клапанних вузлів.
3. Перевірити на практичному досліді об’єктивність одержаних теоретичних значень кута спрацьовування клапанних вузлів.

### 4. Дослідження існуючих рішень проблеми

Дослідження існуючої проблеми починається із вивчення та врахування реологічних характеристик розчинів [1, 2].

Авторами [3] запропонована ефективна конструкція розчинонасоса, але не розроблені рекомендації щодо вибору геометричних характеристик для підвищення ефективності його роботи.

Серед спроб вирішення цієї проблеми слід відзначити роботи [4, 5].

Намагання дослідити взаємозв'язок геометричних параметрів робочої камери розчинонасоса та об'ємного ККД, величина якого обумовлює ефективність роботи насоса, розглядалося авторами в роботах [6, 7].

Поршневі насоси при перекачуванні розчину по трубопроводах створюють нерівномірний режим руху [8], який дещо коректується за рахунок використання повітряних ковпаків. Чим вище рівномірність подачі розчину по трубопроводах, тем менше ймовірність пробкоутворення [9] розчину, менше опір руху розчину по трубопроводах, менше величина зношування трубопроводів від знакозмінних навантажень і стирання, більш якісно виходить поверхня після соплування розчином.

Підвищення поверховості будівництва обмежує використання повітряних ковпаків через винос повітря, що втримується в них, й необхідності його періодичного підкачування. У цей час однією з перспективних конструкцій серед поршневих насосів є диференціальна схема розчинонасоса із проточним поршнем [10].

Диференціальна схема розчинонасоса [11] суттєво зменшує імпульсність подачі, забезпечуючи коефіцієнт нерівномірності подачі  $K_H=1,57$ , у порівнянні з розчинонасосом одинарної дії, у якого  $K_H=3,14$ , і дозволяє обходитися без повітряних ковпаків.

Таким чином, результати аналізу дозволяють стверджувати, що не зважаючи на достатньо значний обсяг існуючих досліджень ефективності роботи розчинонасосів, відсутні конкретні методики розрахунку геометричних параметрів їх робочої камери.

## 5. Методи досліджень

Під час виконання досліджень використовувалися методи фізичного та математичного моделювання та теорія подібності. Для виконання розрахунків та побудови графіків застосовувався персональний комп'ютер із безкоштовною математичною програмою «SMath Studio Desktop». Результати дослідження оформлялися у безкоштовному офісному пакеті програм «LibreOffice».

## 6. Результати досліджень

Проаналізуємо передбачувані втрати, розглядаючи роботу диференціальної насосної колонки, зображеної на рис. 1.

Після приходу поршня в заднє крайнє положення 1 (поршень максимально віддалений від колінчастого валу й згідно рис. 1, розташований у крайньому правому положенні) поршень, зупинившись, починає переміщатися вперед. Відбувається зміна тиску у камерах насоса – у компенсаційній камері тиск починає поступово зростати, а в робочій – падати. З компенсаційної камери розчин, що перебуває там, починає перетікати у бік більш низького тиску – у робочу камеру, що викликає просідання тиску нагнітання в нагнітальному трубопроводі. Розчин, перетікаючи, захоплює за собою запірний елемент

нагнітального клапана, пружина якого максимально збільшує швидкість його переміщення. Переміщаючись, запірний елемент закриває нагнітальний клапан, затративши на цей час  $t_1$ . Тиск у компенсаційній камері після закриття нагнітального клапана продовжує зростати й процес нагнітання розчину в нагнітальний трубопровід відновлюється. Одночасно, у робочій камері утворюється розрідження. Чим вище повинне бути значення розрідження усмоктування  $p_{в.мін.}$ , тим більше буде значення часу  $t_3$  до моменту відкриття всмоктувального клапана. Горизонтальне розташування насосної колонки сприяє зменшенню розрядження усмоктування  $p_{в.мін.}$

Після приходу поршня в крайнє переднє положення крайнього положення 2, поршень починає рухатися назад. Відбувається перерозподіл тисків – у компенсаційній камері тиск падає, що викликає осідання тиску нагнітання в нагнітальному трубопроводі, а в робочій камері тиск починає зростати. Розчин, що перебуває в робочій камері, починає витіснятися в усмоктувальний патрубок, захоплюючи за собою запірний елемент всмоктувального клапана, чому сприяє гравітаційна сила при переміщенні клапана у бік усмоктувального патрубку. Переміщаючись, запірний елемент закриває всмоктувальний клапан, затративши на цей час  $t_3$ .

Збільшення об'єму компенсаційної камери змушує розчин, який знаходиться в нагнітальному трубопроводі, перетікати назад в компенсаційну камеру. Це відбувається до тих пір, поки розчин в робочій камері не буде стиснутий до тиску, що перевищує тиск в компенсаційній камері. При цьому нагнітальний клапан відкривається, витративши на це час  $t_2$ , і відбувається перекачування розчину в компенсаційну камеру і нагнітальний патрубок.

Необхідно підкреслити такі особливості роботи клапанів:

- швидкість потоку розчину, який закриває всмоктувальний клапан, вдвічі вище, ніж для нагнітального клапана, оскільки при однаковому характері зміни швидкості площа перетину поршня в два рази більше, ніж різниця площ поршня і штока. Це, відповідно, викликає більш швидке закриття всмоктувального клапана;

- процес закриття нагнітального клапана відбувається на рухоме гніздо, напрямок руху якого сприяє зменшенню часу закриття клапана;

- всмоктувальний клапан розташований в струмені розчину, що перекачується, а нагнітальний знаходиться в «тіні» штока, що має значний діаметр (70 мм) в порівнянні з діаметром поршня (100 мм). Це викликає «підмивання» нагнітального клапана і збільшує час його закриття. З аналізу рис. 2 можна встановити причини, що погіршують рівномірність подачі:

- витоки, пов'язані з часом закриття клапанів. Зменшення часу закриття клапана шляхом зменшення довжини відкату не завжди може дати бажаний результат, оскільки при довжині відкату нижче оптимальної збільшується гідравлічний опір клапана, що погіршує роботу насоса. При цьому для всмоктувального клапана погіршується наповнюваність робочої камери, яка в ще більшій мірі знижує рівномірність подачі;

– ненаповнюваність робочої камери. Підвищене значення  $p_{в.мін.}$  погіршує наповнюваність робочої камери, збільшуючи час відкриття всмоктувального клапана, а частково заповнена робоча камера викликає «провали» тиску нагнітання через збільшення часу відкриття нагнітального клапана.

Проведений аналіз втрат при роботі диференціального розчинонасоса дозволив розробити конструкцію клапанних вузлів розчинонасоса, здатну забезпечити однаковий мінімальний рівень втрат як при прямому, так і при зворотному ході диференціального поршня. Це дозволило, відповідно, забезпечити перекачування розчину рівними порціями і знизити рівень пульсації. Використання диференціального розчинонасоса спільно з гумовотканинним нагнітальним трубопроводом дозволяє здійснювати майже рівномірну подачу розчину.

З аналізу діаграм зміни тиску в різних точках нагнітального трубопроводу видно, що при використанні в якості нагнітального трубопроводу гумових рукавів відбувається зниження величини пульсацій перекачуваного розчину. На відстані 10 м від насоса пульсація практично не відчувається.

Розглянемо причини, які обумовлюють відкриття – закриття клапанів насоса. Весь шлях руху кульки за час спрацьовування клапана на закриття складається з двох частин:

$$h = h_p + h_o, \quad (1)$$

де  $h$  – висота підйому кульки над гніздом;

$h_p$  – шлях, пройдений розчином в циліндричній порожнині, де розташована кулька, за час спрацьовування клапана;

$h_o$  – шлях, пройдений разом з розчином кулькою щодо розчину за час спрацьовування клапана.

При цьому величини  $h_p$  і  $h_o$  можна виразити як добуток відповідних швидкостей  $v_p$  і  $v_o$  на час  $t$  спрацьовування клапана:

$$\begin{aligned} h_p &= v_p \cdot t; \\ h_o &= v_o \cdot t. \end{aligned} \quad (2)$$

Підставивши вирази (2) в формулу (1), отримаємо:

$$h = v_p \cdot t + v_o \cdot t,$$

звідки,

$$t = \frac{h}{(v_p + v_o)}. \quad (3)$$

З урахуванням виразу (3) перша з формул (2) буде виглядати наступним чином:

$$h_p = \frac{h \cdot v_p}{(v_p + v_o)}. \quad (4)$$

Теоретично весь розчин, що знаходиться в нижній частині клапана і який пройшов за його час спрацьовування, витрачається на зворотні витоки. Виходячи з цього, величину зворотного витоку  $\Delta V$  при закритті всмоктувального клапана можна розрахувати за рівнянням:

$$\Delta V = \pi \frac{\pi}{4 \cdot d_{кл}^2 \cdot h_p}, \quad (5)$$

де  $d_{кл}$  – діаметр камери клапана.

Підставивши в рівняння (5) значення  $h_p$  з виразу (4), отримаємо остаточне рівняння для розрахунку зворотних витоків розчину при спрацьовуванні клапана:

$$\Delta V = \frac{\pi}{4 \cdot d_{кл}^2 \cdot h \cdot v_p} \cdot \frac{\pi}{(v_p + v_o)}. \quad (6)$$

Швидкість руху розчину в клапанній камері пов'язана зі швидкістю руху поршня  $v_n$  наступним співвідношенням:

$$v_p = \frac{v_n \cdot D_n^2}{d_{кл}^2}, \quad (7)$$

де  $D_n$  – діаметр поршня.

В рівнянні (6) величини  $d_{кл}$  і  $h$  є конструктивними параметрами, і для конкретного насоса вони не змінюються. Швидкість руху розчину  $v_p$  залежить тільки від швидкості руху поршня і також не залежить від властивостей розчину, що перекачується. Основний вплив на величину зворотних витоків надає швидкість випередження кульки в розчині  $v_o$ , яка сильно залежить від рухомості розчину.

У розчині високої рухомості швидкість  $v_o$  занурення кульки буде значно більше швидкості руху розчину  $v_p$ , тому величина  $\Delta V$  зворотних витоків буде менше. При зниженні рухомості розчину, що перекачується, швидкість  $v_o$  буде падати, а зворотні витоки – зростати. При досить густому розчині кулька буде поринати в нього під дією власної ваги настільки повільно, що швидкість  $v_o$  можна прирівняти до нуля. У такому випадку висота циліндричного об'єму, що

витрачається на зворотні витоки при закритті всмоктувального клапана, буде дорівнює висоті  $h$  підйому кульки над гніздом.

Розглянемо більш докладно умови спрацьовування усмоктувального й нагнітального клапанів.

Всмоктувальний клапан (поз. 3 на рис. 1) працює за рахунок перепаду тисків – розрідження відносного атмосферного тиску, під яким перебуває прийомний бункер. Усмоктування здійснюється через усмоктувальний патрубок 4, а горизонтальне розташування робочої камери насоса позитивно впливає на процес усмоктування. Різниця тиску спрацьовування клапана, відповідно не перевищує 0,01 МПа, що обумовлює конструктивні вимоги до цього клапана – втрати на спрацьовування клапана повинні бути мінімальними. Такий клапан не може бути підпружиненим. Спрацьовування клапана здійснюється зі швидкістю розчину, що перекачується,  $v_p$ . Для запобігання «підмивання» кульки клапан розміщений в обоймі, яка, крім того, перебуваючи в області нульового вектора градієнта швидкостей руху розчину, запобігає пробкоутворенню залишків розчину. Додаткова відносна швидкість  $v_o$  забезпечується похилими напрямними кульки клапана.

Нагнітальний клапан 6 працює в більш сприятливих умовах, чим всмоктувальний клапан, оскільки перепад тисків для його спрацьовування практично не обмежений і обумовлений, як мінімум, тиском нагнітання. За рахунок збільшення жорсткості пружини нагнітального клапана можна суттєво збільшити  $v_p$ , однак при цьому зменшується висота підйому клапана й збільшується швидкість протікання розчину через щілину клапана. Такі умови роботи клапана можуть провокувати захват і заклинювання великої фракції часток, що перебувають у розчині й вивід розчинонасоса із працездатного стану. Тому жорсткість пружини обирається такою, щоб забезпечити висоту спрацьовування клапана до 10–12 мм. Нагнітальний клапан розташований у порожнині диференціального поршня, що повністю виключає «підмивання» запірного елемента.

На зворотні витоки при спрацьовуванні кожного із клапанів іде циліндричний об'єм розчину, рівний по величині шляху  $l_n$ , пройденому поршнем за повний час спрацьовування клапана, а по діаметру – діаметру поршня. Із цього об'єму виключається кільцевий об'єм корпусу диференціального порожнього поршня  $D_{kn}$ . Тоді рівняння (7) буде мати вигляд:

$$v_p = \frac{v_n \cdot (D_n^2 - D_{kn}^2)}{d_{кл}^2}. \quad (8)$$

Підставляючи отримане значення швидкості розчину у формулу (3) можемо, враховуючи індивідуальні конструктивні розміри й параметри роботи будь-якого розчинонасоса, визначити швидкість закриття  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  або  $t_4$  будь-якого клапана в кожному із циклів його роботи відповідно до рис. 2. Очевидно, що витоки при роботі насоса визначаються сумарним часом закриття послідовно усмоктувального й нагнітального клапанів, тобто:



$$t_{\Sigma} = t_1 + t_2. \quad (9)$$

Однак для порівняння ефективності роботи розчинонасоса, відповідно порівняння величин витоків некоректно порівнювати ні час закриття клапанів, ні обсяг витоків. Існує параметр, який характеризує ефективність роботи клапанів, як кут їх спрацьовування  $\gamma_{кл}$ , або, інакше кажучи, кут, на який повертається колінчастий вал за час їх закриття. Порівнюючи кут спрацьовування клапанів, можна дати оцінку ефективності роботи розчинонасосів, різних за конструктивними і технологічними параметрами. Для визначення кутів спрацьовування клапанів  $\gamma_{кл}$  ( $^{\circ}$ ), використовуючи залежності (3), (7) і (8) і знаючи час спрацьовування клапанів  $t_{\Sigma}$  (с), скористаємося залежністю:

$$\gamma_{кл} = 60 \cdot n_{об} \cdot t_{\Sigma}, \quad (10)$$

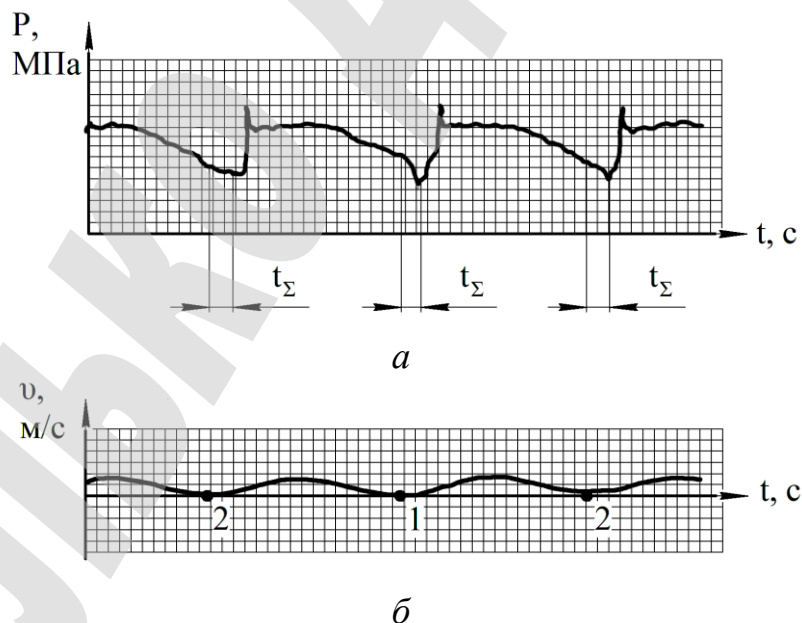
де  $n_{об}$  – частота подвійних ходів поршня,  $хв^{-1}$ .

З розрахунків, виконаних за конструктивними і технологічними параметрами для розчинонасоса, зображеного на рис. 1, отримані наступні значення:

$t_1$  – час закриття нагнітального клапана;  $t_1 = 0,0022$  с;

$t_2$  – час відкриття всмоктувального клапана,  $t_2 = 0,0024$  с;  $\gamma_{кл} = 16,8^{\circ}$ .

Були записані діаграми роботи зазначеного диференціального розчинонасоса при перекачуванні того ж вапняно-піщаного розчину з рухомістю 8 см, які зображені на рис. 3.



**Рис. 3.** Діаграми роботи диференціального розчинонасоса:  
*a* – зміна тиску; *б* – зміна швидкості, де: 1 – точка крайнього заднього положення поршня, 2 – точка крайнього переднього положення поршня

Для визначення часу спрацьовування клапанів діаграма зміни тиску в нагнітальному патрубку приводиться синхронно з діаграмою зміни швидкості переміщення поршня. На діаграмі зміни швидкості легко відстежити крайні передню й задню точки, у яких швидкість дорівнює нулю, або, відповідно, є моментом початку відкриття або закриття клапанів. Довжина між циклами, відповідно до обраного масштабу, становить 35 мм і відповідає 180 градусів повороту колінчастого валу насоса. Завершення часу спрацьовування клапанів визначається, як точку набору тиску на діаграмі зміни тиску. У прийнятому масштабі часовий відрізок становить 3,8 мм. У перерахуванні на градуси це становить 17,3 градуса, що підтверджує проведені теоретичні розрахунки.

## **7. SWOT-аналіз результатів дослідження**

*Strengths.* Серед сильних сторін даного дослідження є визначення реальних кутів спрацювання клапанних вузлів, ґрунтуючись на діаграмі роботи конкретної конструкції розчинонасоса з горизонтальним розташуванням насосної колонки. Наприклад, для вапняно-піщаного розчину з рухомістю 8 см час спрацювання клапанів як при прямому, так і при зворотному ході диференціального поршня теоретично розрахований кут становить  $16,8^\circ$ . Одержані практичні значення куту спрацювання при тих самих умовах становлять  $17,3^\circ$ . Збіг даних підтверджує ефективність проведеного аналізу щодо мінімізації величини шкідливих зворотних витоків при спрацюванні клапанних вузлів. Це забезпечило перекачування розчину рівними порціями як у циклі всмоктування, так і нагнітання і, відповідно, зменшення рівня пульсації тиску подачі. Перекачування розчину зі зниженим рівнем імпульсності обумовлює зменшення енерговитрат на процес транспортування.

*Weaknesses.* Слабкою стороною даного дослідження є поки що незначний обсяг напрацьованого матеріалу практичних значень кутів спрацювання клапанних вузлів поршневих розчинонасосів для різних конструктивних рішень. Це викликає необхідність додаткових теоретичних розрахунків для порівняння ефективності їх конструктивних рішень між собою.

*Opportunities.* До перспектив наступних досліджень слід віднести комп'ютерний автоматизований аналіз роботи клапанних вузлів як спільного, так і окремого спрацювання шляхом аналізу діаграм роботи диференціального розчинонасоса з автоматичною індикацією чисельних значень їх кутів. Впровадження зазначеної перспективи повністю виключає неефективну роботу розчинонасоса в цілому і, відповідно, попередження необумовлених витрат.

*Threats.* Труднощі у впровадженні проведених досліджень на виробництві зумовлений поки що недостатнім рівнем комп'ютеризації будівельних майданчиків, у тому числі, укомплектованих додатковим обладнанням для запису діаграм показників роботи диференціального розчинонасоса.

Таким чином, SWOT-аналіз результатів досліджень дозволяє визначити напрям для досягнення поставленої мети шляхом застосування комп'ютерного автоматизованого аналізу роботи клапанних вузлів для підтвердження ефективності їх роботи.

## 8. Висновки

1. Досліджені умови витрат часу на спрацьовування клапана на закриття, яке склало  $\gamma_{\text{кл}}=16,8^\circ$  для рухомості розчину 8 см. Зі збільшенням рухомості розчину кут спрацьовування клапана буде зменшуватися.

2. Одержані математичні залежності для визначення кута спрацьовування клапанних вузлів в залежності від геометричних характеристик розчинонасоса та реологічних характеристик розчину. Аналіз отриманих даних показує, що, спираючись на час закриття або відкриття клапана менш показує, ніж на кут спрацьовування клапана.

3. Практично, шляхом проведення дослідів (рис 3, а) встановлений кут закриття клапана, який склав 17,3 градуса.

Додатково слід відмітити, що скорочення часу спрацьовування клапана можна досягти за рахунок:

- зменшення висоти підйому кульки над гніздом клапана при можливості зменшення крупності фракції розчину, що перекачується;
- зменшення маси кульки всмоктувального клапана без зміни його розмірів;
- зменшення простору камер насоса в місцях, де градієнт швидкості переміщення розчину малий або дорівнює нулю.

## Література

1. Pedrajas, C. Determination of characteristic rheological parameters in Portland cement pastes [Text] / C. Pedrajas, V. Rahhal, R. Talero // Construction and Building Materials. – 2014. – Vol. 51. – P. 484–491. doi:[10.1016/j.conbuildmat.2013.10.004](https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2013.10.004)

2. Korobko, B. Test Method for Rheological Behavior of Mortar for Building Work [Text] / B. Korobko, I. Vasyliiev // Acta Mechanica et Automatica. – 2017. – Vol. 11, No. 3. – P. 173–177. doi:[10.1515/ama-2017-0025](https://doi.org/10.1515/ama-2017-0025)

3. Onyshchenko, O. H. Priamotochnyi maloimpulsnyi nasos iz kombinovanim pryvodom dvokh porshniv [Text] / O. H. Onyshchenko, A. V. Vasyliiev, V. U. Ustiantsev // Zbirnyk naukovykh prats Poltavskoho derzhavnogo tekhnichnoho universytetu. Serii: haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo. – 2002. – Vol. 8. – P. 11–16.

4. Kosky, P. Manufacturing Engineering [Text] / P. Kosky, R. Balmer, W. Keat, G. Wise // Exploring Engineering. – Elsevier, 2013. – P. 205–235. doi:[10.1016/b978-0-12-415891-7.00010-8](https://doi.org/10.1016/b978-0-12-415891-7.00010-8)

5. Trapote-Barreira, A. Degradation of mortar under advective flow: Column experiments and reactive transport modeling [Text] / A. Trapote-Barreira, J. Cama, J. M. Soler, B. Lothenbach // Cement and Concrete Research. – 2016. – Vol. 81. – P. 81–93. doi:[10.1016/j.cemconres.2015.12.002](https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2015.12.002)

6. Bolotskih, N. S. K voprosu otsenki vliianiia vysoty podiema klapannogo sharika nad gnezdом na obiemnyi KPD rastvoronasosa [Text] / N. S. Bolotskih, V. A. Onishchenko // Trudy 50-i nauchno-tehnicheskoi konferentsii «Povyshenie effektivnosti stroitel'stva». – Kharkiv: KhGUSA, 1995. – P. 53.

7. Onyshchenko, V. O. Rozrakhunok vsmoktuvalnogo kulovoho klapana rozchynonasosa [Text] / V. O. Onyshchenko // Trudy nauchno-tehnicheskoi

konferentsii «Progressivnye tehnologii i mashiny dlia proizvodstva stroimaterialov, izdelii i konstruksii». – Poltava, 1996. – P. 102 – 104.

8. Liu, Y. Research on Performance and Application of Mortar King (Building Mortar Admixture) [Text] / Y. Liu // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vols. 253-255. – P. 524–528. doi:[10.4028/www.scientific.net/amm.253-255.524](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.253-255.524)

9. Chen, X. Experimental and modeling study of dynamic mechanical properties of cement paste, mortar and concrete [Text] / X. Chen, S. Wu, J. Zhou // Construction and Building Materials. – 2013. – Vol. 47. – P. 419–430. doi:[10.1016/j.conbuildmat.2013.05.063](https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2013.05.063)

10. Kravchenko, S. The working pressure research of piston pump RN-3.8 [Text] / S. Kravchenko, S. Popov, S. Gnitko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 5, No. 1 (83). – P. 15–20. doi:[10.15587/1729-4061.2016.80626](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80626)

11. Wang, G. L. Pump Ability of Concrete Mixture Improvement Based on Rich Mortar Theory Testing Method [Text] / G. L. Wang, M. L. Ma, D. M. Miao, H. J. Ma // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 472. – P. 704–707. doi:[10.4028/www.scientific.net/amm.472.704](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.472.704)