

ВПЛИВ КОМБІНОВАНОГО ЗАКОНУ РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНА РОЗЧИНОНАСОСА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КУЛЬОВИХ КЛАПАНІВ

Наведено результати досліджень залежності обсягу втрат розчину при закритті нагнітального клапана розчинонасоса з проточним плунжером при різних швидкісних режимах руху робочого органа.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Створення високопродуктивних поршневих насосів для транспортування будівельних розчинів, що використовують гідравлічний чи кулачковий привід робочого органа, вимагає аналізу впливу закону руху робочого органа на ефективність процесу перекачування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Розроблені раніше механізми спрацьовування клапанів насосів із кривошипно-шатунним приводом [1] не дозволяють повною мірою проаналізувати процес закриття клапана при комбінованому законі руху робочого органа.

Для оцінки впливу закону руху робочого органа насоса на роботу клапана розглянемо цей процес на прикладі нагнітального клапана розчинонасоса з кулачковим приводом проточного плунжера. Кулачковий привід забезпечує комбінований закон руху робочого органа, що, на відміну від

кривошипно-шатунного привода, дозволяє забезпечити на більшій частині ходу постійну швидкість плунжера $v = const$, при переході через "мертві" точки обмежити сплески прискорень до розрахункової величини $a = const$, а також здійснити перехід від однієї ділянки до іншої в оптимальному динамічному режимі [2]. Тривалість складових ділянок визначається величиною прискорення, що допускається, у "мертвих" α_0 точках [3].

Формулювання мети статті. Мета статті полягає в тому, щоб дослідити аналіз впливу закону руху робочого органа на ефективність роботи клапанів, яка виражається об'ємним ККД.

Виклад основного матеріалу досліджень. Особливий інтерес становить робота нагнітального клапана, оскільки при його закритті відбуваються втрати розчину при номінальному тиску подачі. Закриття нагнітального клапана при видаленні плунжера від нижньої "мертвої" точки відбувається під дією власної ваги G і гі-

гидродинамічної сили F_{zd} , що визначається швидкістю потоку в навколосідловому просторі (рисунок 1).

Ефективність спрацювання клапана в основному визначається часом T його закриття. У період посадки кульки клапана на сідло через клапанну щілину відбувається витік розчину, величина якого визначає рівень об'ємного ККД. Обсяг витоку при закритті визначається зміною обсягу робочої камери за час T

$$\Delta V = S(T) \cdot \pi \cdot r^2, \quad (1)$$

де $S(T)$ – переміщення плунжера за час T , обумовлений законом його руху; r – радіус плунжера.

кількість поршня при видаленні від "мертвої" точки, тим більша швидкість потоку розчину і швидкість посадки кульки на сідло. Таким чином скорочується час T закриття й об'єм витоку. Крім зазначених факторів, великий вплив на роботу клапанів має рухомість розчину.

Для аналізу впливу зазначених факторів складемо рівняння руху в диференціальній формі, що отримане на основі балансу сил, діючих на кульку клапана (див. рисунок 1). За напрямком відліку прийнятий напрямок опускання кульки. Напрямок сили інерції P визначається протилежним напрямком прискорення плунжера, а

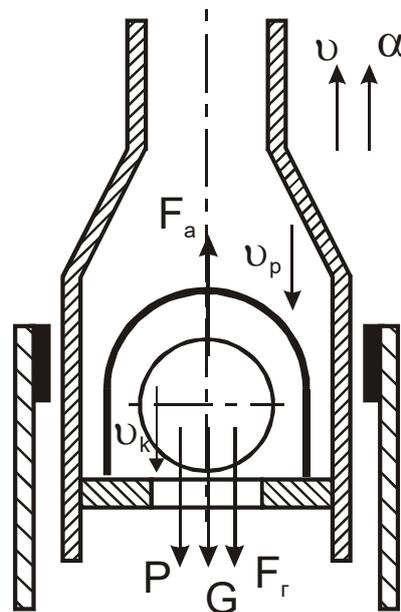


Рисунок 1 – Схема закриття нагнітального клапана

У такий спосіб чим вища швидкість поршня, тим більший шлях він пройде за час закриття, а отже, тим більше буде витік ΔV . З іншого боку, чим вища швид-

гидродинамічної сили F_{zd} – швидкість розчину.

$$m_k \cdot \ddot{x}_k = F_{zd} + G - F_a + m, \quad (2)$$

де m_k – маса кульки клапана; \ddot{x} – прискорення кульки; F_a – архімедова сила; P – сила інерції, що, діючи на кульку, спрямовує його до сідла, тобто має місце ефект "пращі" – при різкому гальмуванні плунжера швидкість його руху v знижується до 0, а кулька прагне відірватися від кошика і продовжувати рух до сідла з первісною швидкістю.

Гідродинамічна сила визначається експериментально шляхом вивчення взаємодії кульки з потоком розчину на різних відстанях від сідла при стабільній швидкості потоку (Онищенко й інші, 2000) залежно від швидкості потоку розчину, що набігає, положення x_k кульки над сідлом, радіусів R_k кульки й отвору в r_c сідлі, діаметра порожнини d_n плунжера і характеристик η, τ_0 розчину. З огляду на те, що швидкість обтікання кульки потоком розчину визначається геометричною сумою швидкості потоку \vec{v}_p (що залежить від швидкості плунжера \vec{v}) та швидкості кульки \vec{v}_k , можна записати

$$F_{z0} = f(x_k, \dot{x}_k, v, \eta, \tau_0, R_k, r_c, d_n). \quad (3)$$

Тоді вираз (2) з урахуванням (3) запишемо у вигляді

$$m_k \cdot \ddot{x}_k = F_{\ddot{a}i}(x_k, \dot{x}_k, v, \eta, \tau_0, R, r, d_n) + m_k \cdot \alpha - m_k \cdot g + F_a. \quad (4)$$

У результаті розв'язання цього рівняння можна одержати закон руху кульки клапана

$$x_k(t) = f(m_k, R_k, r_c, d_n, v(t), \alpha(t), \eta, \tau_0, \rho, t), \quad (5)$$

який установлює залежність між характером переміщення кульки з часом t і конструктивними параметрами клапана (m_k, R_k, r_c, d_n), законом руху плунжера ($v(t), \alpha(t)$) і властивостями середовища, що перекачується, (η, τ_0, ρ). Розв'язок рівняння (4) з урахуванням (3) можливий із застосуванням чисельних методів рішення диференціальних рівнянь на ЕОМ при початковому положенні кульки $x_k(t_0) = h = 0,015$ м і наступних параметрах: $m_k = 0,515$ кг; $R_k = 0,025$ м; $r_c = 0,0175$ м; $d_n = 0,09$ м; частота обертання кулачка – 88 хв^{-1} .

При проведенні розрахунків варіювалися параметри прискорення плунжера α і секторів кулачка поблизу крайніх точок φ_1 , на ділянці переходу і φ_2 на ділянці гальмування: а) $\alpha = 11,8 \text{ м/с}^2$; $\varphi_1 = \pm 11^{\circ}25'$; $\varphi_2 = \pm 16^{\circ}27'$; б) $\alpha = 30,54 \text{ м/с}^2$; $\varphi_1 = \pm 3^{\circ}42'$; $\varphi_2 = \pm 6^{\circ}31'$; в) $\alpha = 47,18 \text{ м/с}^2$; $\varphi_1 = \pm 2^{\circ}23'$; $\varphi_2 = \pm 4^{\circ}10'$. Параметри реологічних характеристик розчину, що перекачується, залежно від рухомості приймалися для ОК 8

$\eta=30,1 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \tau_0=608,43 \text{ Па};$
 $\rho=2100 \text{ кг/м}^3; \text{ при ОК } 10 \text{ см}$
 $\eta=16,71 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \tau_0=475,7$
 $\text{Па}; \rho=2000 \text{ кг/м}^3; \text{ при ОК } 12$
 $\eta=11,41 \text{ Па}\cdot\text{с}; \tau_0=301,41 \text{ Па};$
 $\rho=1900 \text{ кг/м}^3.$

У результаті обчислень для кожного розрахункового випадку був визначений момент початку спрацьовування клапана, тобто при $m_k \cdot \ddot{x}_k = 0$, коли сили, що діють на кульку, врівноважуються.

Були отримані залежності й визначені інтервали закриття клапанів при інших параметрах руху плунжера і консистенції розчину. Результати розрахунків представлені на рисунку 2 у вигляді залежностей кута закриття $\varphi_{\text{закр}}$ нагнітального клапана від максимального прискорення плунжера при переході через "мертві" точки.

Дані розрахунків свідчать про те, що при збільшенні прискорення кут закриття клапана зменшується, тобто кулька швидше сідає на сідло. Зменшення рухомості розчину при однаковому режимі руху плунжера збільшує кут закриття клапана. Використовуючи ці результати, були визначені величини витоків через клапанну

щілину під час його закриття (1), результати яких представлені на рисунку 2, а.

Результати розрахунків, представлені на рисунку 2, б показують, що при збільшенні прискорення плунжера при переході через "мертві" точки характер зміни обсягу витoku визначається рухомістю розчину. При збільшенні прискорення зростає швидкість руху робочого органа на цьому інтервалі, а отже, і швидкість потоку розчину, який проходить через клапанну щілину. Тому для розчину ОК 12 см збільшення прискорення та швидкості плунжера приводить до збільшення швидкості витoku розчину і його об'єму, незважаючи на скорочення часу закриття клапана. Для розчину ОК 10 см зміна режиму руху плунжера істотно не впливає на об'єм витoku, тобто зменшення часу закриття компенсується збільшенням швидкості потоку витoku. Особливий інтерес викликають результати, отримані для розчину ОК 8 см. Збільшення прискорення плунжера в цьому випадку приводить до зменшення об'єму витoku.

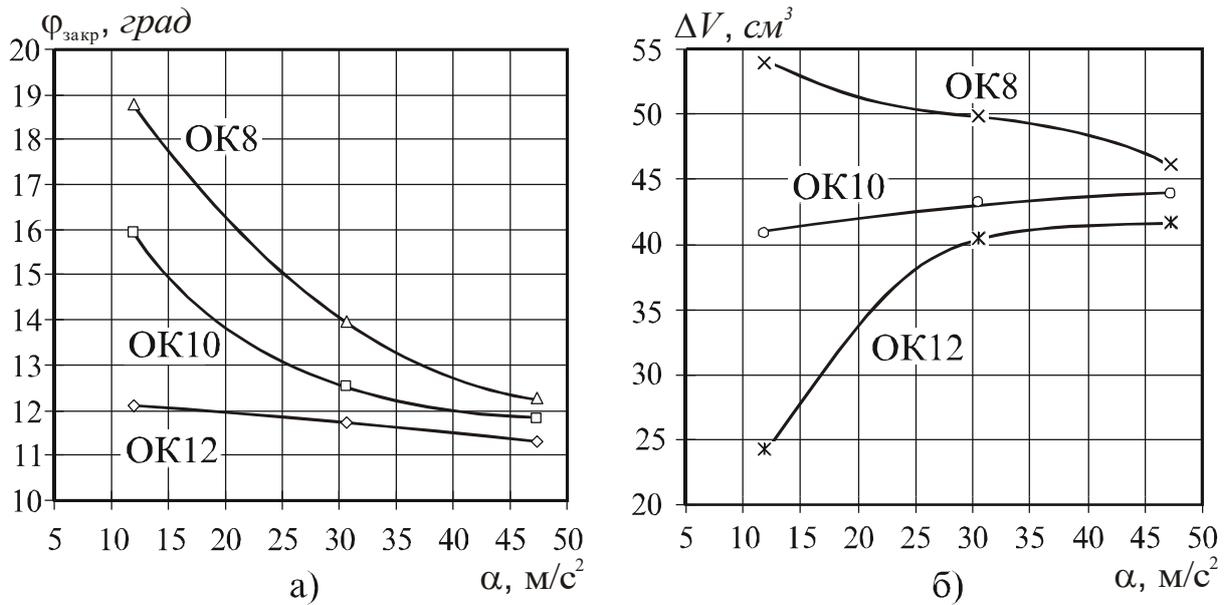


Рисунок 2 – Залежність кута закриття нагнітального клапана (а) та обсягу зворотного витоку (б) від прискорення плунжера і рухомості розчину

Нами експериментально визначено рівень об'ємних втрат при перекачуванні розчинів різної рухомості при різних режимах руху плунжера насоса з кулачковим приводом. Об'ємні втрати визначалися як різниця між теоретичною і фактичною продуктивністю, віднесена до теоретичної подачі. Фактична подача визначалася за часом заповнення розчином мір-

ної ємності відомого об'єму. При проведенні вимірювань режим руху плунжера змінювався шляхом установки кулачка з відповідними кутами перехідних секторів, величини яких зазначені у вихідних даних до розрахунків. Частота обертання кулачка при проведенні вимірів не змінювалася. Результати визначення об'ємних втрат ΔV_{Σ} представлені на рисунку 3.

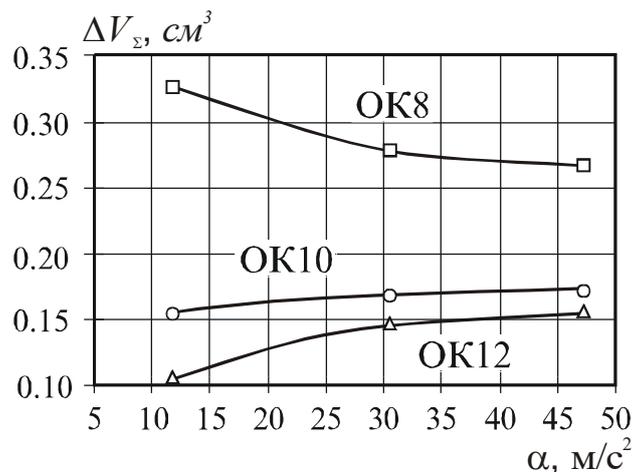


Рисунок 3 – Експериментальна залежність об'ємних втрат розчинонасоса з кулачковим приводом від режиму руху плунжера і рухомості розчину

Отримані результати експериментів з вивчення об'ємних втрат при перекачуванні розчинів різної рухомості при різних режимах руху робочого органа підтверджують закономірність, установлену теоретично. Крім того, ця закономірність узгоджується з даними, одержаними при дослідженнях об'ємних втрат розчинонасосів з різними законами руху робочого органа [4].

Висновки із даного дослідження. У результаті виконаних

теоретичних й експериментальних досліджень і порівняння отриманих результатів, можна зробити висновок про те, що при перекачуванні малорухомих розчинів та рідин доцільно використовувати ривковий режим руху робочого органа. Негусті розчини і рідини з невеликою в'язкістю доцільно перекачувати при плавному режимі руху робочого органа насоса.

Література

1. Головкин А.В. Расчёт обратных утечек через клапаны в дифференциальном растворонасосе с качающейся колонкой // Механизация строительства. – 1998. – № 9. – С. 19-21.
2. Ловейкин В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
3. Коробко Б.О. Оптимізація профілю кулачка приводу вертикального диференціального розчинонасоса // Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 11-22.
4. Кукоба А.Т., Васильєв А.В., Якубцов О.М. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів // Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Частина 1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 12-17.