

**ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
РОЗЧИНОНАСОСА З ГІДРАВЛІЧНИМ КОМПЕНСАТОРОМ
ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ**

Є.А. Васильєв

Теоретично досліджується рівень пульсації тиску розчину та об'ємний ККД розчинонасоса залежно від величини витоків робочої рідини з камери гідравлічного компенсатора. Обрахована критична величина витоків робочої рідини, при досягненні якої розчинонасос припиняє працювати за принципом подвійної дії.

Постановка проблеми. При тривалій роботі розчинонасоса [1] у парі тертя манжетне ущільнення – циліндр через знос виникають витoki розчину. Використання конструкції розчинонасоса, яка забезпечує промивку манжетного ущільнення (див. рисунок 1), з досвіду експлуатації суттєво зменшує знос, але він неминучий і в цьому випадку викликає витoki рідини з камери компенсатора.

Розчинонасос (рисунок 1) працює таким чином. При ході поршня 1 вліво розчин через патрубок 2 і клапан 3 всмоктується в робочу камеру 4. Одночасно робоча рідина, що витискується зі штокової порожнини 5, стискує трубчасту діафрагму 6 компенсатора із залишками розчину, які там знаходилися від попереднього циклу, і витискує їх в трубопровід 7. Під час ходу поршня 1 праворуч розчин з робочої камери 4 через клапан 8 витискається в нагнітальну робочу камеру 9, з якої він поступає в трубчасту діафрагму 6. При цьому одна частина цього розчину нагнітається в трубопровід 7, а друга заповнює трубчасту діафрагму 6, яка розширюється за рахунок перетікання робочої рідини в штокову порожнину 5.

По мірі втрат робочої рідини компенсатора порушується стабільність роботи розчинонасоса – підвищуються пульсації тиску. Більш того, при збільшенні втрат робочої рідини подача розчину в такті всмоктування може припинитися зовсім і насос диференціальної дії перейде до одинарного режиму роботи.

Переповнення камери компенсатора робочою рідиною також неприпустиме, так як при цьому трубчаста діафрагма в кінці такту всмоктування може бути настільки деформована робочою рідиною, що рух розчину в ній буде утруднено. Ще небезпечніше випадок, коли при значному переповненні привідної камери може відбуватися розрив трубчастої діафрагми в місцях її закріплення.

У якості трубчастої діафрагми компенсатора використовується армований гумотканинний рукав ГОСТ 18698–79 – це забезпечує значну довговічність та втомну міцність при високій пружності. Така конструкція

водночас обмежує розширення гнучкого елемента в діаметральному напрямі і дозволяє тільки стискуватися.

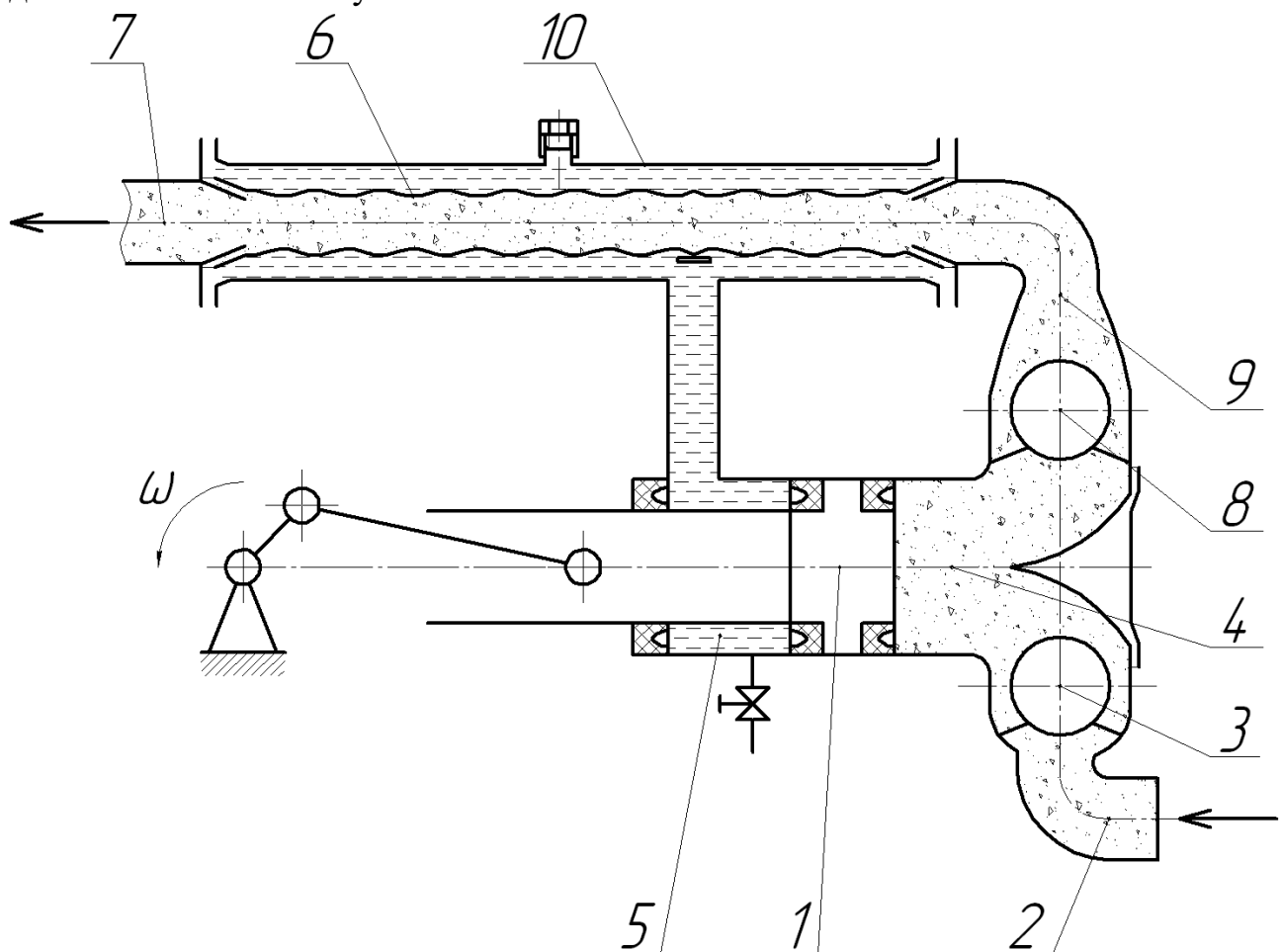


Рисунок 1 – Розчинонасос з промивочною камерою у вигляді гідравлічного компенсатора пульсації тиску

Якщо припустити, що трубчаста діафрагма (поз. 6 рисунка 1) компенсатора (поз. 10 рисунка 1) може розширюватися у діаметральному напрямі, а сам діаметральний розмір компенсатора необмежений, то втрати робочої рідини не будуть впливати на припинення роботи розчинонасоса за принципом подвійної дії – діафрагма буде поступово збільшуватись у діаметральному розмірі на величину втрат (див. рисунок 2).

Але в реальності при обмеженому діаметральному розмірі корпуса компенсатора (поз. 10 рисунка 1) втрати робочої рідини раніше чи пізніше негативно можуть вплинути на рівномірність перекачування розчину. Корпус компенсатора не дозволить трубчастій діафрагмі збільшуватись у діаметральному розмірі. Тому використання у якості трубчастої діафрагми конструкції, яка обмежує своє збільшення у діаметральному напрямку, не погіршить роботу розчинонасоса в цілому. Ефективним рішенням цієї проблеми може бути поповнення робочої рідини, яка витрачається через витоки.

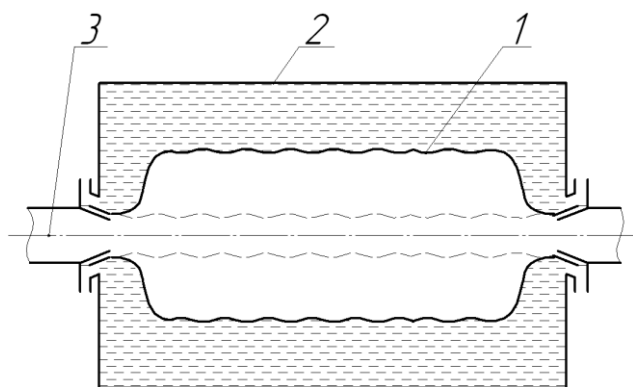


Рисунок 2 – Гідравлічний компенсатор з трубчастою діафрагмою, яка здатна збільшувати свій діаметральний розмір: 1 – трубчаста діафрагма; 2 – корпус компенсатора; 3 – напірний трубопровід

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботі [2] приведена конструкція розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску. Така конструкція дозволяє розчинонапосу одинарної дії працювати в режимі подвійної дії. Але відсутнє дослідження взаємодії між ефективністю роботи розчинонасоса та витокami робочої рідини з компенсатора.

Формулювання цілей статті. Для прогнозування ефективності роботи розчинонасоса необхідно орієнтуватись на критичну величину витоків робочої рідини, після якої насос починає працювати за принципом одинарної

дії. Необхідно отримати теоретичні залежності, які описують величину пульсації тиску подачі та об'ємного ККД розчинонасоса залежно від величини витоків робочої рідини гідравлічного компенсатора.

Матеріал і результати досліджень. Розглянемо залежності, які характеризують роботу розчинонасоса.

При русі поршня розчинонасоса із крайньої правої "мертвої" точки до лівої (рисунок 1) відбувається всмоктування розчину в поршневу порожнину циліндра. Одночасно із штокової порожнини робоча рідина витискається в компенсатор і залишки розчину, які накопичились при попередньому циклі, витискаються в напірний трубопровід. У випадку, якщо втрати робочої рідини з компенсатора відбулися за попередні цикли, то в ньому присутнє або розрідження, або повітря, яке всмоктувалося у разі присутності розрідження. Поршень деяку частину шляху, залежно від кількості втрат робочої рідини, не буде створювати робочого тиску на трубчасту діафрагму, а буде рухатись вхолосту, компенсуючи розрідження, що викликає пульсацію тиску подачі розчину.

Поршень через робочу рідину передає тиск на гумотканинний рукав, який, в свою чергу, витискає розчин в напірний трубопровід. Порція розчину, що подається в напірний трубопровід в такті всмоктування, визначається залежністю:

$$q_{всм} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot l_n \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}} \right), \quad (1)$$

де D_n – діаметр поршня;

$d_{шт}$ – діаметр штока поршня;

ΔV – обсяг витоків робочої рідини гідравлічного компенсатора;

$V_{шт.}$ – об'єм штокової порожнини поршня;

$\eta_{об}$ – об’ємний ККД розчинонасоса;

l_n – хід поршня.

Частина формули (1), а саме $\frac{\pi}{4} \cdot (D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot l_n$ – це об’єм порції розчину, яка подається в напірну магістраль при ході поршня вліво за умови відсутності витоків робочої рідини компенсатора.

Частина формули (1) $\left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}}\right)$ визначає, наскільки зменшиться порція розчину із збільшенням витоків робочої рідини ΔV .

Аналіз формули (1) показує, що при наближенні витоків ΔV до величини реального об’єму штокової порожнини поршня $V_{шт.} \cdot \eta_{об.}$, порція розчину $q_{всм}$ прямує до нуля (див. рисунок 3).

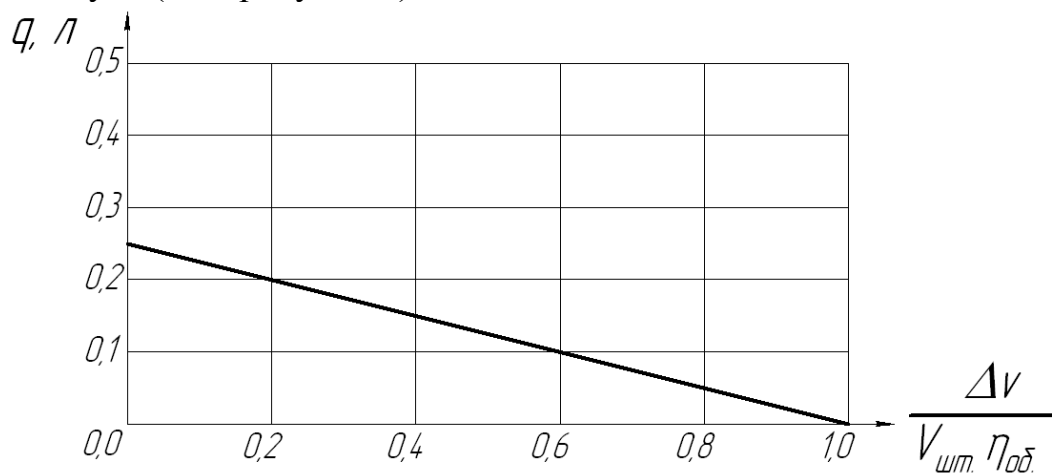


Рисунок 3 – Об’єм розчину, що подається в такті всмоктування залежно від величини витоків робочої рідини компенсатора

При русі поршня вправо (див. рисунок 1) відбувається нагнітання розчину з робочого циліндру в компенсатор і напірний трубопровід. При цьому частина розчину в компенсаторі затримується через збільшення його об’єму на величину об’єму штокової порожнини поршня.

Порція розчину, яка подається в нагнітальний трубопровід в такті нагнітання визначається залежністю:

$$q_{нагн} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_n^2 - (D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}} \right) \right) \cdot l_n. \quad (2)$$

Співмножник $\left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}} \right)$ відноситься тільки до частини формули (2)

$(D_n^2 - d_{шт}^2)$, яка визначає робочу площу поршня у штоковій порожнині, тому що витрати робочої рідини зменшують тільки об’єм розчину, який витискується при ході поршня вліво (див. рисунок 1) і не впливають на кількість розчину, який витискується при ході поршня вправо.

При наближенні витоків ΔV до величини реального об'єму штокової порожнини поршня $V_{шт.} \cdot \eta_{об.}$, порція розчину $q_{нагн.}$, яка потрапляє до нагнітального трубопроводу, прямує до величини подачі розчинонасоса в одинарному режимі роботи $\frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot l_n$ (див. рисунок 4).

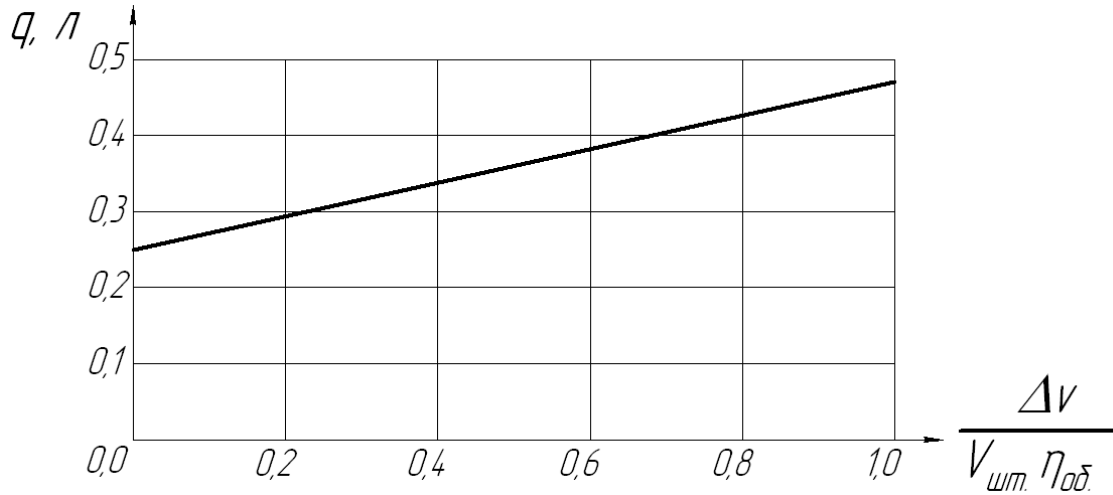


Рисунок 4 – Об'єм розчину, що подається в такті нагнітання залежно від величини витоків робочої рідини компенсатора

Порівняння подач порцій розчину при прямому і зворотному рухах поршня $q_{всм}/q_{нагн.}$ в залежності від кількості витоків робочої рідини гідравлічного компенсатора ΔV характеризує ефективність роботи розчинонасоса. Ця залежність має вигляд:

$$\frac{q_{всм}}{q_{нагн.}} = \frac{(D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}}\right)}{D_n^2 - (D_n^2 - d_{шт}^2) \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}}\right)}. \quad (3)$$

Співвідношення $q_{всм}/q_{нагн.} = 1$ вказує, що порції розчину, які потрапляють до нагнітального трубопроводу, при тактах всмоктування і нагнітання рівні один одному, а відношення $\frac{\Delta V}{V_{шт.} \cdot \eta_{об.}}$ дорівнює нулю, у випадку, коли втрати робочої рідини компенсатора відсутні.

Графічна інтерпретація залежності (3) представлена на рисунку 5.

На рисунку 5 видно, що при номінальному заповненні камери гідравлічного компенсатора робочою рідиною порції розчину, що подається в трубопровід в обох тактах, однакові. При цьому пульсація подачі мінімальна і обумовлена тільки втратами розчину через клапани [3] і неповнотою заповнення робочого об'єму циліндра. Коли ж втрати робочої рідини досягають величини $V_{шт.} \cdot \eta_{об.}$, подача розчину в такті всмоктування повністю припиняється. Насос починає працювати в режимі одинарної дії.

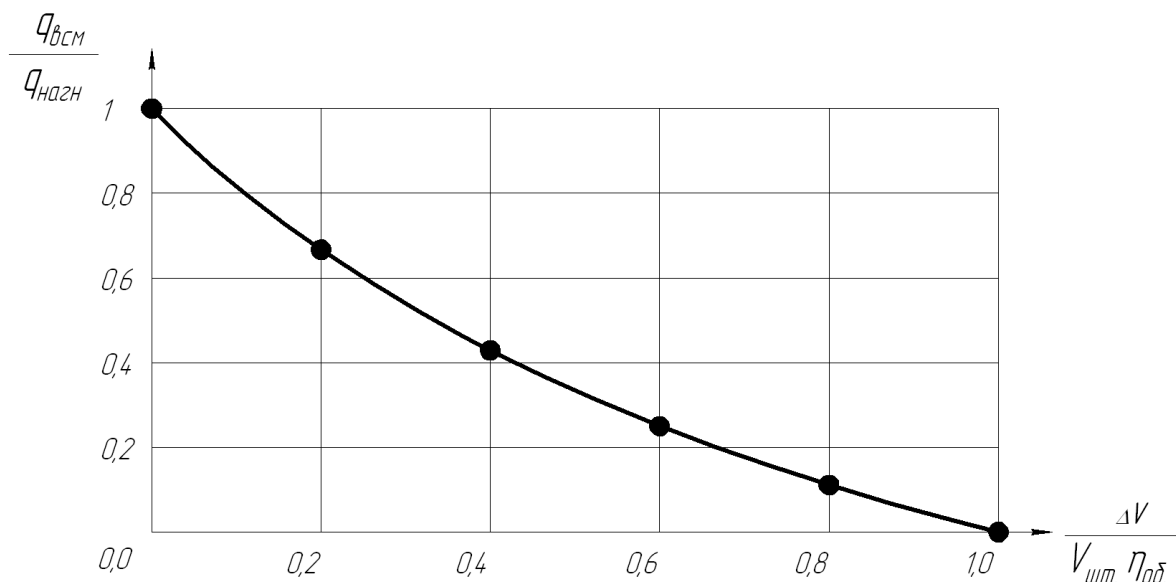


Рисунок 5 – Теоретичний графік залежності відношення подач у тактах всмоктування і нагнітання від величини втрат робочої рідини

Висновки. В роботі теоретично досліджена залежність ефективності роботи розчинонасоса, а саме величина пульсації тиску подачі розчину, від таких чинників, як величина втрат робочої рідини камери гідравлічного компенсатора та об'ємний ККД розчинонасоса. Теоретично обрахована величина втрат робочої рідини, при досягненні якої розчинонасос припиняє працювати за принципом подвійної дії.

Література

1. Онищенко О. Г., Васильєв А. В. Дослідження диференціального розчинонасоса з похилим розташуванням колонки // Тези доп. 48 наук. конф. проф., викл., наук. прац., асп. та студ. Полт. техн. університету. Частина 2. – Полтава, 1996. – С. 96.
2. Пат. №5214 МПК F04B9/08 Україна. Малоімпульсний розчинонасос / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, Є.А. Васильєв // Бюл. – 2005. – №2.
3. Головкин А. В. Расчёт обратных утечек через клапаны в дифференциальном растворонасосе с качающейся колонкой // Механизация строительства. – 1998. – № 9. – С. 19-21.

Відомості про авторів.

Васильєв Євген Анатолійович.

Аспірант кафедри будівельних машин та обладнання Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка, проспект Першотравневий, 24, м. Полтава, Україна, 36011.

Коло наукових інтересів: проблеми ефективності транспортування будівельних розчинів трубопроводами; підвищення надійності розчинонасосів за рахунок спрощення їх конструкції без втрати технічних та експлуатаційних характеристик.

Контактні телефони: (05322) 7-06-41 роб., 8-068-751-49-41 моб.

E-mail: vas_eugene@mail.ru