

## РЕКОМЕНДАЦІЇ З КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З ХИТНОЮ КОЛОНКОЮ

На шляху створення простої та надійної конструкції ефективного у використанні розчинонасоса Полтавським державним технічним університетом імені Юрія Кондратюка була запропонована нова принципова схема приводу проточного диференціального поршня у складі шарнірно закріпленої насосної колонки (рисунок 1) [1, 2].

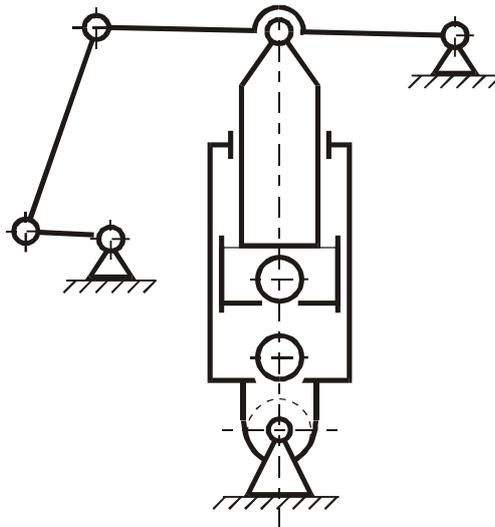


Рисунок 1 – Принципова схема вертикального диференціального розчинонасоса з шарнірно закріпленою циліндро-поршневою групою

Розглянута математична модель цього насоса [3 – 9] дає можливість запропонувати ряд рекомендацій, використання яких у процесі проектування нового розчинонасоса дозволить підвищити його об'ємний ККД, знизити пульсацію подачі розчину й оптимізувати ряд конструктивних параметрів.

Насамперед це стосується конструктивних розмірів кульових клапанів, від яких значною мірою залежать головні показники роботи розчинонасоса.

Для того, щоб знизити величину зворотних утрат розчину через усмоктуючий клапан, необхідно зменшити висоту підйому його кульки над гніздом. Це дасть можливість скоротити час спрацьовування клапана на закриття і зменшити об'єм розчину, що втрачається через його гніздо.

У той же час потрібно збільшити діаметр кульки всмоктувального клапана. Оскільки перетин кульки пропорційний квадрату її діаметра, а об'єм і маса – його кубу, кулька збільшеного діаметра буде занурюватися в перекачуваному розчині з більшою швидкістю, в результаті чого час спрацьовування клапана на закриття буде ще коротшим, а зворотні втрати – меншими.

Для того, щоб не знизити всмоктувальну спроможність розчинонасоса, варто мати на увазі, що зменшення висоти підйому кульки над гніздом клапана не повинно супроводжуватися скороченням площі бічної поверхні відкриття

кульового клапана. З цією метою співвідношення діаметрів отвору в гнізді і кульки для усмоктуючого клапана необхідно зменшити до рівня 0,67...0,70. На рисунку 2 поданий графік залежності бічної поверхні відкриття кульового клапана від висоти  $h$  підйому кульок різного радіуса  $R$  над гніздом, радіус  $r$  якого дорівнює 20 мм. Розмір площі бічної поверхні  $S_6$  розраховувався для цього графіка за формулою:

$$S_6 = \pi \cdot r \cdot \frac{h^2 + 2 \cdot h \cdot \sqrt{R^2 - r^2}}{\sqrt{r^2 + (h + \sqrt{R^2 - r^2})^2}}. \quad (1)$$

Умовна кулька з  $R = \infty$  являє собою плоску пластину. Для неї бічна поверхня відкриття клапана розглядалася як прямий круговий циліндр, радіус якого дорівнює радіусу отвору в гнізді клапана, тобто

$$S_6 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h. \quad (2)$$

Оскільки для нормальної роботи кульового клапана необхідно, щоб розмір бічної поверхні його відкриття був не меншим за площу отвору в його гнізді, на осі  $S_6$  графіка відкладена площа  $S_{отв}$ , що дорівнює площі отвору в гнізді клапана з радіусом  $r = 20$  мм.

$$S_{отв} = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot 20^2 = 1256 \text{ мм}^2. \quad (3)$$

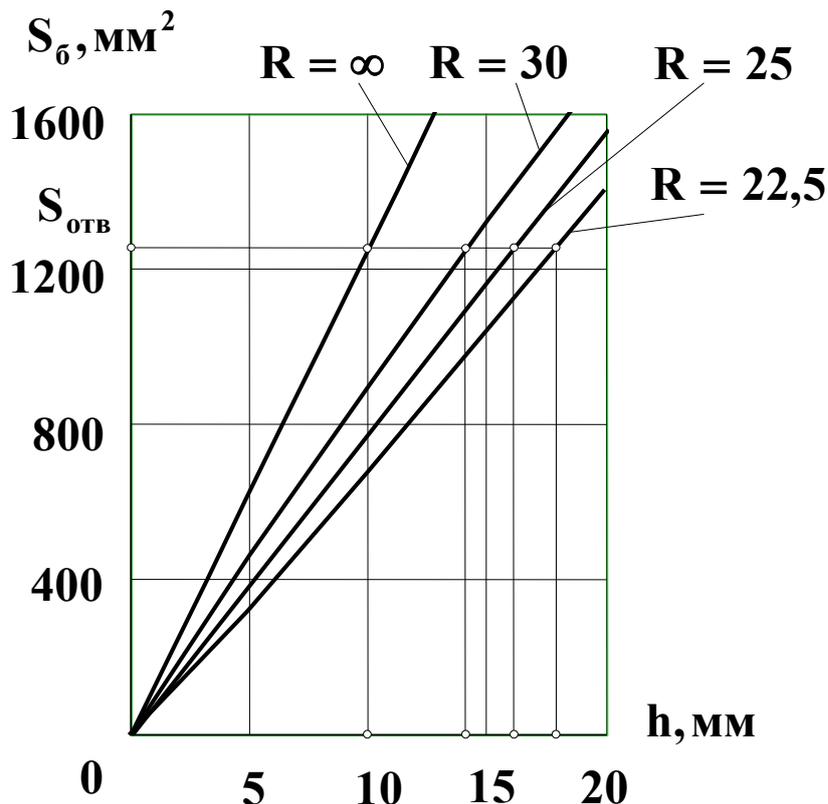


Рисунок 2 – Графіки залежності бічної поверхні відкриття клапана від висоти підйому кульки

З графіка на рисунку 2 очевидно, що висота  $h$  підйому кульки над гніздом, яка забезпечує бічну поверхню відкриття кульового клапана, рівну за площею отвору в його гнізді, істотно залежить від радіуса  $R$  кульки. Якщо при радіусі

отвору  $r = 20$  мм для плоскої пластинки ( $R = \infty$ ) висота підйому над гніздом складає всього 10 мм, то для кульки з  $R = 22,5$  мм – 17,6 мм. Оптимальні результати  $h = 14,3$  мм дає кулька радіусом 30 мм. Співвідношення  $r : R$  для такої кульки складає 0,67. Подальше збільшення радіуса кульки небажане, тому що це утруднює відкриття кульового клапана і може знизити усмоктувальну здатність розчинонасоса.

Наступним чинником зниження зворотних утрат при спрацьовуванні всмоктувального клапана є діаметр нижньої частини всмоктувальної камери насосної колонки. Цей діаметр повинен бути по можливості мінімальним, тому що він безпосередньо визначає об'єм зворотних утрат. Величина проміжку між кулькою клапана і внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини робочої камери повинна забезпечувати кільцеву площу, трохи більшу за бічну поверхню відкриття клапана. Щоб уникнути утворення піщаних пробок під час роботи насоса, розмір зазначеного проміжку повинен бути на меншим за 10 мм.

Стосовно нагнітального клапана варто зауважити, що рекомендації для всмоктувального клапана до нього не підходять. По-перше, для нагнітального клапана збільшення діаметра кульки неприйнятно конструктивно, тому що його кулька розташована в порожнині поршня, а збільшення діаметра порожнини поршня небажано через зниження його міцності. По-друге, на відміну від усмоктуючого, для нагнітального клапана розміри площі бічної поверхні його відкриття і площі отвору в його гнізді можуть бути зменшені, і це не викликає такого негативного наслідку як зниження усмоктуючої спроможності насоса. Найбільш істотним чинником, що визначає ефективність роботи нагнітального клапана, є час його спрацьовування. Проте, складні умови, в яких спрацьовує на закриття цей клапан – наявність бічних потоків перекачуваного розчину, екранізування кульки від осьового потоку розчину, можливість зависання кульки в густому розчині – не сприяють прискореному його спрацьовуванню.

Виходячи з викладеного, для підвищення ефективності спрацьовування нагнітального клапана можна рекомендувати таке. Необхідно зменшити, у порівнянні з усмоктуючим клапаном, діаметр отвору в гнізді на 20...25 %. На 30...35 % потрібно зменшити діаметр кульки, щоб співвідношення  $r : R$  складало приблизно 0,75. Корисно передбачити підпружинювання кульки нагнітального клапана, що виключає зависання кульки в густому розчині і прискорює його спрацьовування на закриття. Проте, варто мати на увазі, що підпружинювання повинне бути або несильним, або неповним, щоб не викликати забивання клапана крупними твердими частинками, що часто попадаються в перекачуваному розчині.

Для зниження величини коефіцієнта недозаповнення робочої камери розчинонасоса необхідно зменшити її шкідливий об'єм до мінімального рівня. З цією ж метою варто зменшити всі гідравлічні опори на шляху руху перекачуваного розчину від бункера його видачі до всмоктувального клапана – збільшувати площу живого перетину отворів проціджувальної решітки, застосовувати в ній отвори зі зворотною конусністю для усунення їх забивання

крупними твердими частинками, збільшувати діаметр і зменшувати загальну довжину всмоктувальних патрубків, виключати в них різкі повороти без радіусів заокруглень, застосовувати плавні переходи від одного діаметра до іншого і тому подібне.

Аналіз закону руху поршня і характеру зміни в часі подачі розчинонасоса дозволяє встановити, що для зниження пульсації подачі потрібно по можливості максимально витримувати співвідношення діаметрів поршня і штока таким, щоб площі їх перетинів відносилися як 2:1. На закон руху поршня помітний вплив у приводі розглянутої конструкції чинить співвідношення радіуса кривошипа до довжини шатуна кривошипно-шатунного механізму. Чим більшим є зазначене співвідношення, тим помітніше збільшення нерівномірності подачі насоса. Тому при проектуванні розчинонасоса необхідно по можливості збільшити довжину шатуна.

Запропоновані вище рекомендації покладені в основу створення інженерної методики конструювання розчинонасоса з підвищеною ефективністю використання його в технологічних процесах будівельного виробництва.

### **Список літератури**

1. Позитивне рішення за заявкою 960738008. Насос подвійної дії, що регулюється / О.Г. Онищенко, О.В. Головкін, В.У. Уст'янець. – Прийнято 30.01.97.

2. Диференціальний розчинонасос з колонкою, що качається / О.В. Головкін, О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янець, В.Б. Надобко / Проблеми теорії і практики залізобетону: Зб. наук. статей. – Полтава, 1997. – С. 102 – 105.

3. Определение теоретической подачи вертикального дифференциального растворонасоса с качающейся насосной колонкой / А.В. Головкин, А.Г. Онищенко, Д.Г. Тищенко, В.Б. Надобко // Проблеми теорії і практики залізобетону: Зб. наук. статей. – Полтава, 1997. – С. 98 – 102.

4. Онищенко О.Г., Гузинін О.І., Головкін О.В. Математична модель роботи диференціального розчинонасоса з хитною колонкою // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. Редкол.: О.Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 1. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 4 – 9.

5. Головкин А.В. Расчёт обратных утечек через клапаны в дифференциальном растворонасосе с качающейся колонкой // Механизация стро-ва. – 1998. – № 9. – С. 19 – 21.

6. Головкін О.В., Онищенко В.О., Уст'янець В.У. Шляхи зменшення шкідливих поперечних зусиль на тертьових деталях циліндро-поршневої групи вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. Редкол.: О.Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 15 – 20.

7. Онищенко В.О., Надобко В.Б., Васильєв А.В. Оптимізація розподілу зусиль у шарнірних з'єднаннях кривошипно-важільного приводу вертикального

*диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. Редкол.: О.Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 7 – 11.*

8. *Онищенко О.Г., Кукоба А.Т., Уст'янцев В.У. Методика розрахунку зворотних утрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. Редкол.: О.Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3 – 7.*

9. *Кукоба А.Т., Онищенко О.Г., Надобко В.Б. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через нагнітальний клапан вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. Редкол.: О.Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 11 – 15.*