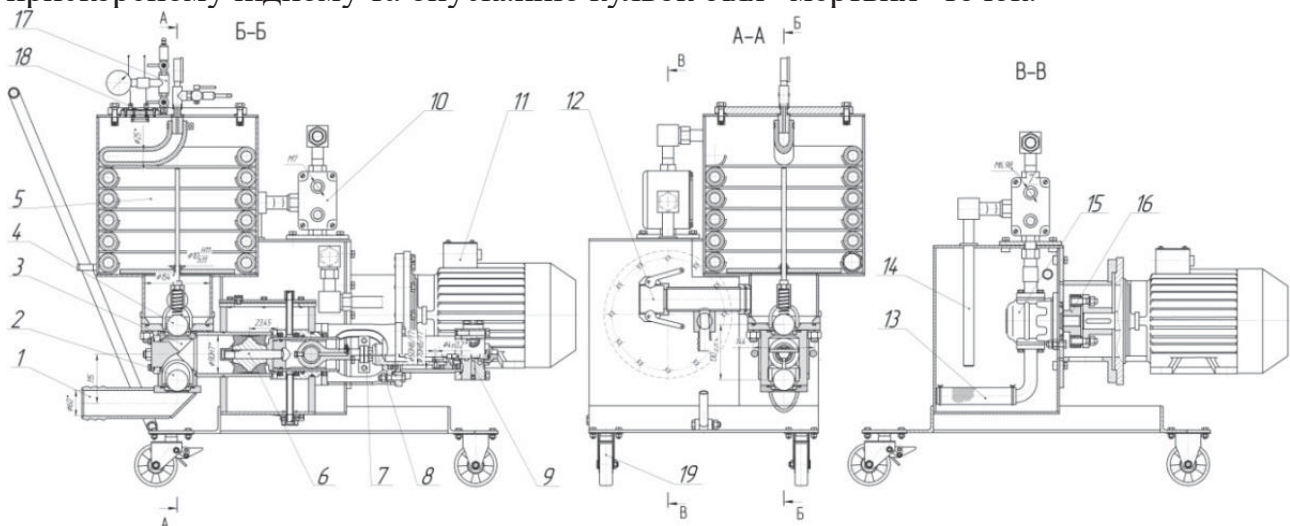


Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент  
 Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент  
 Михайлик Вадим Григорович, аспірант  
 Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

## ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОПРИВОДА У РОЗЧИНОНАСОСАХ ОДИНАРНОЇ ДІЇ

При Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». необхідно створити конструкцію розчинонасоса з гідроприводом, який матиме постійну швидкість руху поршня, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання для зростання технічних параметрів розчинонасоса. Що забезпечить перекачування розчинонасосом розчинів зниженої рухомості з помірною пульсацією на рівні  $\delta \leq 25\%$ .

Це значно збільшить всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та ймовірно зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани завдяки прискореному підйому та опусканню кульок біля "мертвих" точок.



- 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

Рисунок 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).

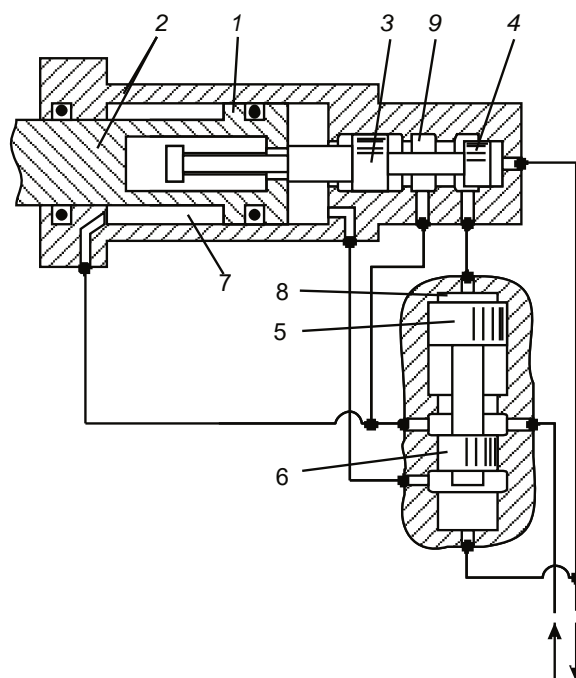


Рисунок 2 – Схема гідравлічної системи приводу розчинонасоса

Гідропривод розчинонасоса (рис. 2) оснащено гідроциліндром 8 з поршнем і штоком, який 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 правій крайній порожнині гідроциліндра й містить два двопоясхкові диференціальні золотники – основний і керування. Золотник керування установлений співвісно з поршнем гідроциліндра і містить хвостовик. З'єднання штока робочого поршня зі штоком гідравлічного поршня здійснюється за допомогою спеціального хомута 7. Штокова порожнина гідроциліндра 8 постійно з'єднана з лінією напору, а поршнева порожнина через основний золотник почергово з'єднується з лініями напору або зливу, за рахунок чого і забезпечується зворотний 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. Постійність швидкості зворотно-поступального ходу поршня забезпечується тим, що площа поршня гідроциліндра у два рази більша по відношенню до площі перетину штока. Подача гідравлічної рідини по магістралям відбувається за допомогою шестерневого гідравлічного насоса 15 від електродвигуна 11.

Існує математична модель [1, 2] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки, яка 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 пульсацій 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;  $\beta$  – коефіцієнт об'ємної деформації масла;  $Q_0$  – подача масла.

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

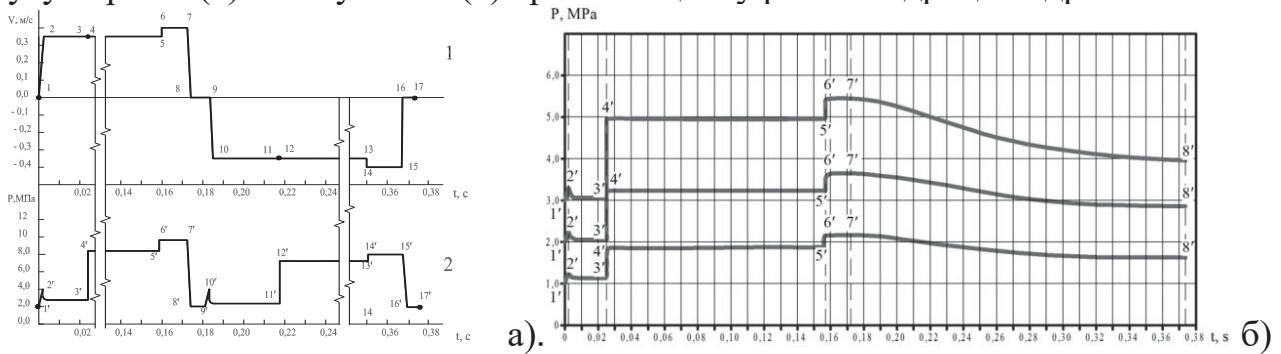


Рисунок. 3 – Залежності: а) зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра; б) зміни тиску подачі розчину на виході з нагнітального патрубку протягом циклу роботи розчинонасоса

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 пульсацій тиску.

#### Список використаних джерел

1. Кукоба А.Т. Дослідження об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса / А.Т. Кукоба, А.В. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 5. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 19-24.
2. Кукоба А.Т. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів / А.Т. Кукоба, А.В. Васильєв, О.М. Якубцов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Ч 1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 12-17.