

## ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛОВОГО ЗНАЧЕННЯ КУТА ЗАКРИТТЯ УСМОКТУВАЛЬНОГО КУЛЬОВОГО КЛАПАНА РОЗЧИНОНАСОСА

*Розроблена математична модель утворення зворотних витоків розчинної суміші через усмоктувальний кульовий клапан розчинонасоса впродовж такту нагнітання; обраховане числове значення кута закриття клапана на основі конструктивних параметрів робочої камери та реологічних параметрів середовища.*

*Ключові слова: витоки, розчинна суміш, клапан, робоча камера.*

*Разработана математическая модель образования обратных утечек растворной смеси через всасывающий шаровой клапан растворонасоса в течение такта нагнетания; вычислено числовое значение угла закрытия клапана на основе конструктивных параметров рабочей камеры и реологических параметров среды.*

*Ключевые слова: утечки, растворная смесь, клапан, рабочая камера.*

**Постановка проблеми.** Для розчинонасосів із гідравлічним або комбінованим приводом, які характеризуються сталою швидкістю поршня впродовж циклу роботи, втрати розчинної суміші, які виникають в такті нагнітання в процесі спрацьовування усмоктувального клапана на закриття  $Q_{нагн.}$  визначаються за формулою, до складу якої входять величини, які є константами для обраної конструкції робочої камери розчинонасоса та значення рухомості розчинної суміші.

У випадку, коли поршень приводиться в дію кривошипно-шатунним механізмом, швидкість поршня є змінною, тому розрахунок можливо провести лише якщо відомий кут закриття усмоктувального клапана.

**Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми.** Відомий однопоршневий диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску [6], схематичний переріз якого наведений на рис. 1.

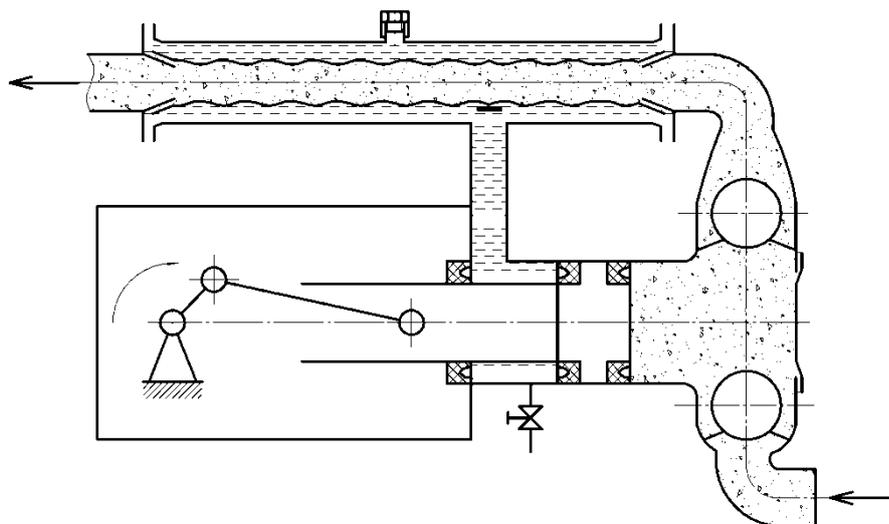


Рис. 1. Схема диференціального розчинонасоса

Робочий орган даного розчинонасоса приводиться в дію за допомогою електричного приводу та кривошипно-шатунного механізму. Через це закон руху робочого органу має форму, близьку до синусоїдальної, що зумовлює змінну швидкість впродовж всього циклу та, зокрема, такту нагнітання. Це ускладнює визначення величини втрат розчинної суміші порівняно з їх визначенням у, наприклад, розчинонасосів із гідравлічним [5], або кулачковим [3] приводом, швидкість робочого органу в яких впродовж такту незмінна [1, 4].

**Формулювання цілей статті.** Визначення витоків через усмоктувальний клапан для розчинонасосів, які мають електричний привод та кривошипно-шатунний механізм ускладнене тим, що робочий орган рухається із змінною швидкістю. В даній роботі пропонується методика та наводиться приклад розрахунку, які враховують зміну швидкості поршня впродовж циклу роботи.

**Виклад основного матеріалу.** Для розчинонасосів, швидкість руху робочого органа яких є постійною, для визначення величини витоків через усмоктувальний клапан застосовується формула [6]

$$Q_{\text{нагн.}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\kappa}^2 \cdot h_p - V_{\kappa} + Q_B, \quad (1)$$

де  $d_{\kappa}$  – діаметр циліндричної частини всмоктувальної робочої камери, м;

$h_p$  – шлях, який кулька проходить разом з розчинною сумішшю, м;

$V_{\kappa}$  – об'єм, який витісняє нижня частина кульки клапана, м<sup>3</sup>;

$Q_B$  – підклапанний «мертвий» об'єм, який додається до витоків за законом Вестфалю [2], м<sup>3</sup>.

Після перетворень отримаємо:

$$Q_{\text{нагн.}} = \frac{\pi \cdot v_n \cdot D_n^2 \cdot h}{4 \left( v_n \cdot \frac{D_n^2}{d_{\kappa}^2} + v_m \right)} - \pi \left( R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \left( R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot h}{1 + \frac{v_n \cdot D_n^2}{v_m \cdot d_{\kappa}^2}}, \quad (2)$$

де  $v_m$  – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;

$v_n$  – швидкість руху поршня, м/с;

$D_n$  – діаметр поршня, м;

$d_{\kappa}$  – діаметр всмоктувальної камери, м;

$R$  – радіус кульки клапана, м;

$r_c$  – радіус сідла клапана, м;

$h$  – висота підйому кульки клапана, м.

У даному випадку, коли поршень приводиться в дію від кривошипного механізму і швидкість поршня не є постійною, розрахунок за залежністю (2) проводити неможливо, тому що для цього величина швидкості  $v_n$ , яка до неї входить, повинна бути константою. Тому обчислення величини витоків проводиться за формулою (1), попередньо визначивши величину  $h_p$ . Для цього необхідно скласти наступні рівняння.

Закон руху поршня з приводом від кривошипо-шатунного механізму описує залежність

$$S_n(\varphi) = r \cdot \cos(\varphi + \pi) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin(\varphi + \pi)^2} - (l - r), \quad (3)$$

де  $S_n(\varphi)$  – координата поршня, м;

$r$  – радіус кривошипа, м;

$l$  – довжина шатуна, м;

$\varphi$  – кут повороту кривошипа, рад.

Величина  $h_p$  з обчислюється наступним чином

$$h_p = h - h_m, \quad (4)$$

де  $h$  – максимальна висота підйому кульки клапана, м;

$h_m$  – шлях, який кулька проходить відносно розчинної суміші під дією сили тяжіння, м.

В той же час шлях  $h_p$  пов'язаний з величиною ходу поршня такою залежністю

$$h_p = \frac{D_n^2}{d_\kappa^2} \cdot S_n(\varphi_3), \quad (5)$$

де  $\varphi_3$  – кут повороту кривошипу, який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана, рад.

Виразивши величину  $h_m$  в рівнянні (4) як добуток швидкості на час, отримаємо

$$h_m = v_m \cdot t, \quad (6)$$

де  $v_m$  – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;

$t$  – час спрацьовування клапана на закриття, с.

Час закриття клапана  $t$  можна пов'язати з кутом повороту кривошипа  $\varphi_3$  залежністю

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\varphi_3}{2 \cdot \pi} = \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n}, \quad (7)$$

де  $n$  – число обертів кривошипу,  $c^{-1}$ .

Тоді, використовуючи формули (6) та (7), залежність (4) матиме вигляд

$$h_p = h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n}. \quad (8)$$

Щоб знайти  $\varphi_3$ , прирівняємо вирази (5) та (8). Отримане рівняння має вигляд

$$h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n} - \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot \left( r \cdot \cos(\varphi_3 + \pi) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin(\varphi_3 + \pi)^2} - (l - r) \right) = 0. \quad (9)$$

Вираження величини  $\varphi_3$  в аналітичному вигляді із залежності (9) досить громіздке та незручне для проведення безпосередніх розрахунків, тому більш доцільно отримати числове рішення (рис. 2), скориставшись для цього програмою комп'ютерної математики, задавши їй значення всіх інших складових, які входять до рівняння. Вихідні дані до розрахунку:  $D_n = 0,1$  м,  $d_k = 0,072$  м,  $r = 0,03$  м,  $l = 0,14$  м,  $h = 0,015$  м,  $d_c = 0,072$  м,  $R = 0,025$  м,  $r_c = 0,02$  м,  $v_m = 0,1$  м/с,  $n = 140$  об/хв,  $d_c = 0,04$  м.

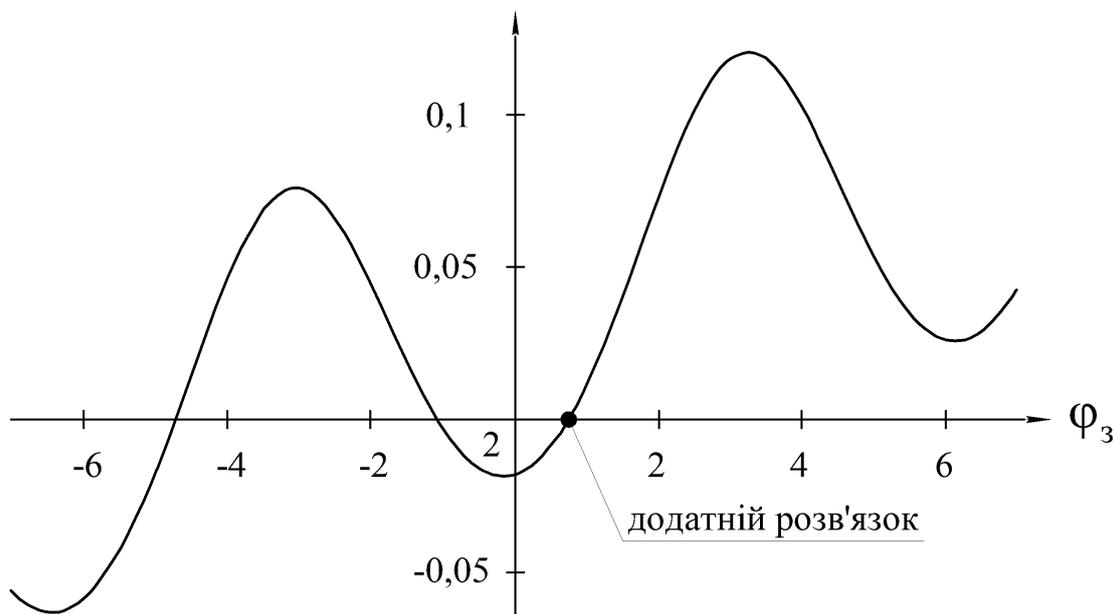


Рис. 2. Графічний розв'язок рівняння (9) ( $\varphi_3 = 0,68$  рад)

Підставляючи величину  $\varphi_3$  до рівняння (8), отримуємо значення  $h_p$  – шлях, який кулька проходить разом з розчинною сумішшю – 0,0104 м, яке підставляємо до рівняння (1), що остаточно дає нам значення величини витоків в такті нагнітання  $Q_{нагн.}$  в розмірі 0,041 м<sup>3</sup>.

Об'єм витоків (без врахування величин  $V_{кл}$  та  $Q_B$ ) можна також знайти, проінтегрувавши залежність швидкості витоків через гніздо клапана від початку координат до значення кута закриття клапана  $\varphi_3$ .

Для цього спочатку продиференціюємо вираз (3), щоб отримати рівняння швидкості поршня

$$v_n(\varphi) = \frac{dS(\varphi)}{d\varphi} = r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}}. \quad (10)$$

Втрати розчинної суміші (м<sup>3</sup>/с) через сідло клапана (рис. 3) знайдемо, помноживши вираз (10) на площу перерізу сідла та коефіцієнт, який враховує нерівність площ поршня та сідла  $\frac{D_n^2}{d_c^2}$

$$Q_c(\varphi) = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}, \quad (11)$$

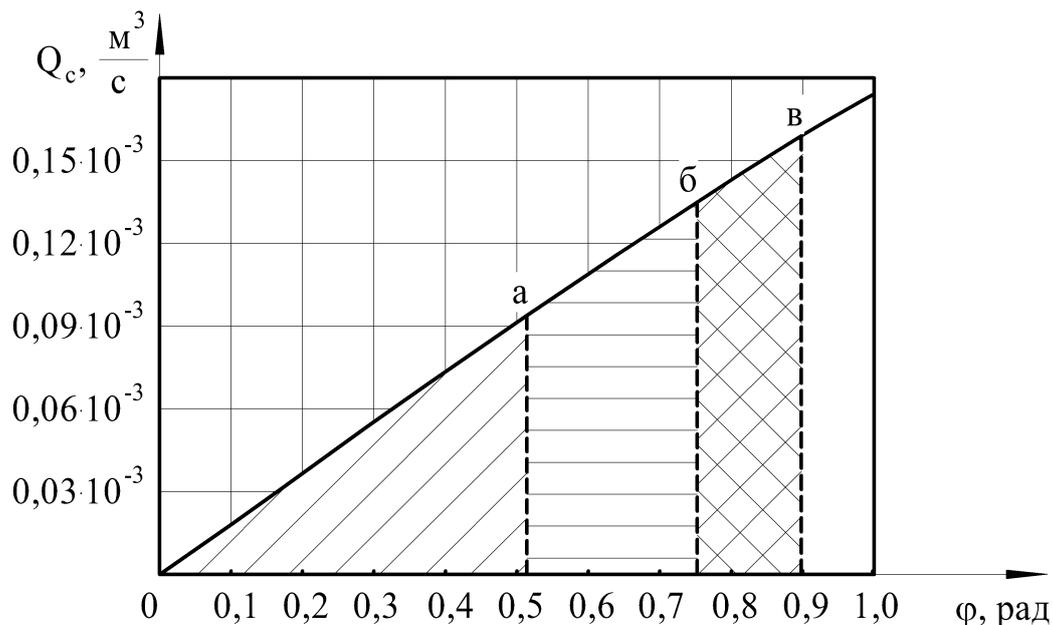


Рис. 3. Втрати розчинної суміші через сідло клапана до моменту його закриття залежно від рухомості розчинної суміші: а – кут повороту кривошипу, який відповідає моменту закриття клапана при рухомості 12 см; b, c – 10 та 8 см відповідно

Остаточна формула для визначення об'єму витоків через всмоктувальний клапан в такті нагнітання матиме вигляд

$$Q_{\text{нагн.}} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \int_0^{\varphi_3} \left( r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) d\varphi - \pi \left( R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \left( R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B. \quad (12)$$

Порівняння результатів за формулами (1) та (12) дає ідентичні результати, що говорить про правильність методики розрахунку.

Отже, для визначення величини витоків розчинної суміші через всмоктувальний клапан достатньо двох формул, а саме (9) (для визначення  $\varphi_3$ ) та (12).

Якщо проаналізувати формулу (9), то можливо отримати залежності величини кута повороту кривошипа, при якому закриється всмоктувальний клапан від будь якої величини, яка входить до складу цієї формули. З точки зору практичної експлуатації розчинонасосів найбільш доцільно розглянути залежності кута повороту  $\varphi_3$  від частоти обертання кривошипу  $n$  (рис. 4) та від швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш під дією сили тяжіння  $\nu_m$  (рис. 5), яка безпосередньо залежить від рухомості (при відсутності підпружинення клапану).

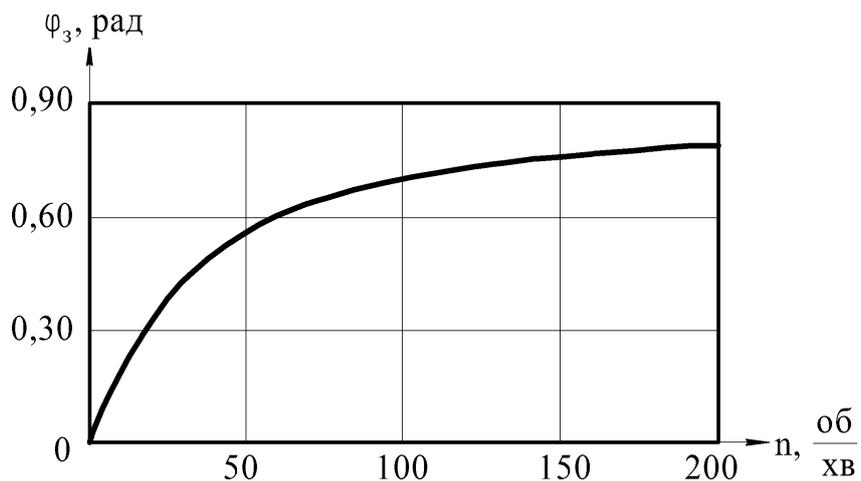


Рис. 4. Залежність кута повороту  $\varphi_3$  від частоти обертання кривошипу  $n$

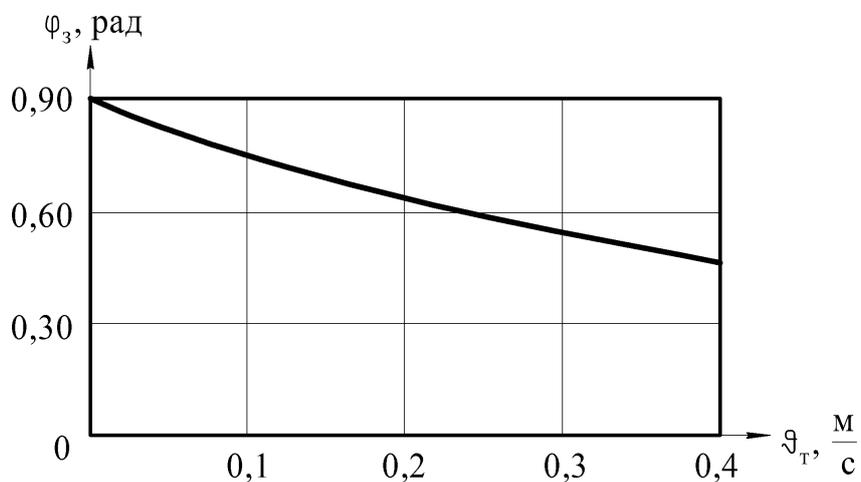


Рис. 5. Залежність кута повороту  $\varphi_3$  від швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш  $v_m$

Одночасне дослідження залежності  $\varphi_3$  від двох параметрів ( $n$  та  $v_m$ ) дає можливість побудувати об'ємний графік (рис. 6). Як видно з цього графіку, при збільшенні частоти обертання  $n$  кут закриття  $\varphi_3$  прямує від 0 до певної величини. Це пояснюється тим, що при невеликій частоті обертання кулька клапана встигає до моменту закриття клапана пройти більшу відстань відносно розчинної суміші  $h_m$ , а при досить великій частоті обертання кулька клапана зовсім не встигає тонути в суміші, збільшуючи величину зворотних витоків.

Характер поведінки кривої  $\varphi_3(\nu_m)$  пояснюється тим, що при збільшенні швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш під дією сили тяжіння  $\nu_m$  (тобто при підвищенні рухомості суміші або при наявності пружини в клапанному гнізді), кулька клапана проходить за один цикл більшу відстань відносно розчинної суміші  $h_m$ , зменшуючи час, а відповідно і кут повороту кривошипу, який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана.

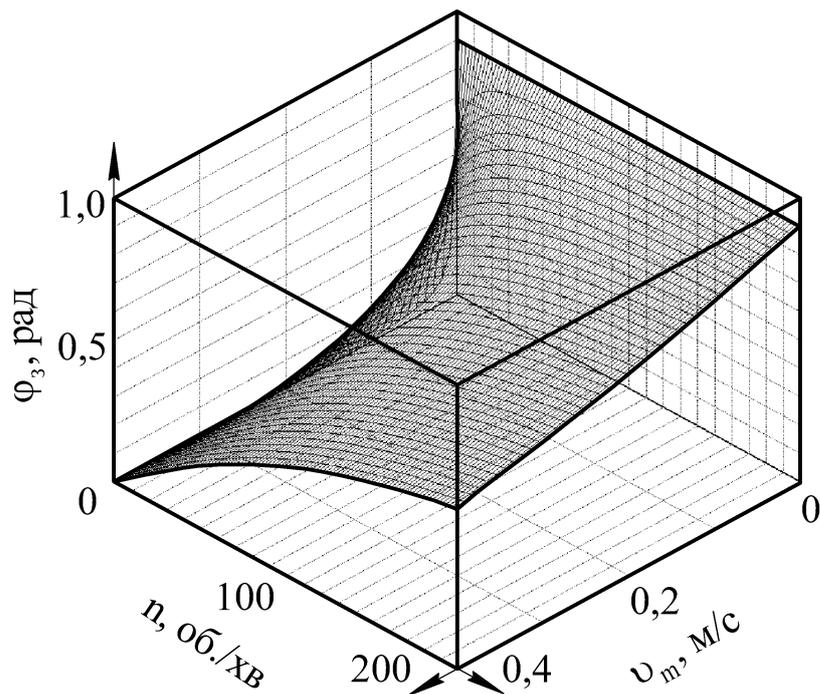


Рис. 6. Об'ємний графік залежності кута повороту кривошипу  $\varphi_3$ , який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана від частоти обертання кривошипа  $n$  та швидкості занурення кульки клапана в розчинній суміші  $\nu_m$

**Висновки.** Аналіз формули (9) дає змогу намітити міри по зниженню величини зворотних втрат розчинної суміші через кульові клапани. Ці заходи зводяться до наступного. Розміри внутрішньої поверхні всмоктувальної робочої камери в околиці кульового клапана повинні бути такі, щоб площа її горизонтальної проекції була по можливості мінімальна. Гранична висота підйому кульки над гніздом клапана повинна бути достатньою для його

відкриття, але мінімально припустимою. Кулька клапана повинна мати по можливості достатню масу, яка б забезпечувала йому більшу швидкість опускання відносно розчинної суміші.

Врахування вищевказаних факторів при конструюванні розчинонасосів дає змогу підвищити рівень їх об'ємного ККД, який суттєво впливає на багато інших показників роботи будь-якого насоса, в тому числі на ступінь пульсації тиску подачі розчинної суміші.

#### *Література*

1. Башта Т.М. *Гидропривод и гидроневмоавтоматика.* – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

2. Караев М.А. *Гидравлика буровых насосов / М.А. Караев.* – М.:Недра, 1975. – 218 с.

3. Коробко Б.О. *Дослідження робочих процесів розчинонасоса з комбінованим законом руху проточного плунжера: Дис... канд. техн. наук: 05.05.02.* – Полтава, 2002. – 166 с.

4. Коробко Б.О. *Оптимізація профілю кулачка приводу вертикального диференціального розчинонасоса / Б.О. Коробко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво).* – 1998. – № 3. – С. 11–22.

5. Кукоба А.Т. *Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: Дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович.* – Полтава, 2000. – 142 с.

6. Васильєв Є.А. *Диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску: Дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Васильєв Євген Анатолійович.* – Полтава, 2009. – 131 с.