

Іванов М.І., к.т.н., проф., Закревський В.П., асистент

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

## СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ПОДАЧЕЮ РЕГУЛЬОВАНОГО АКСІАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА ТИПУ PVC 1.85

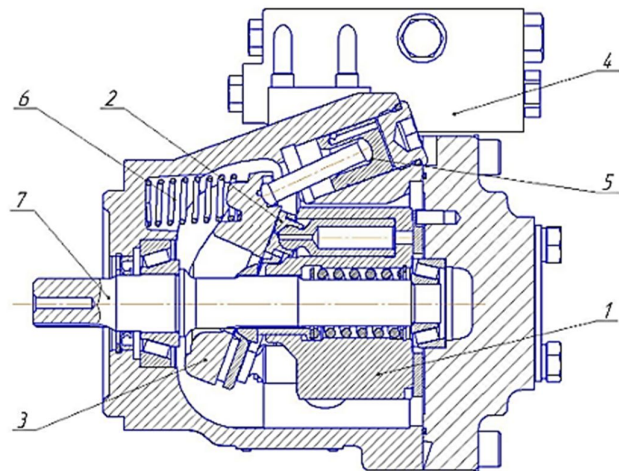
**Анотація.** Розглядаються актуальні питання розвитку гідрофікації робочих органів самохідних машин. Досліджуються характеристики насоса типу PVC 1.85, який використовується у LS-гідроприводах. Показано суттєвий вплив на статичні характеристики насоса величин зазора у золотникових парах та зміщення осей блока циліндрів та цапф похилого диска.

**Ключові слова:** аксіального роторнопоршневого насоса, LS-регулятор, математичне моделювання, тиск

Сучасні тенденції розвитку самохідних технологічних машин вимагають подальшого підвищення рівня гідрофікації приводів робочих органів. Інтенсифікація робочих режимів, концентрація значної кількості операцій, виконуваних однією машиною, вимагає використання спеціальних гідросистем, які мають забезпечити енергоощадність та підвищення економічної ефективності самохідних машин. В даний час найбільшого розповсюдження отримали LS-гідроприводи та LUDV-гідросистеми [1,2]. Дані гідросистеми передбачають використання регульованих насосів, які мають забезпечити потреби різних за потужністю приводів робочих органів самохідної машини. В даний час найчастіше використовуються регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси, які задовольняють вимогам технічного та економічного характеру. В Україні випуск гідравлічного обладнання даного типу налагоджено на підприємстві ПрАТ «Гідросила АПМ».

Успішність застосування насосів PVC 1.85 (рисунок 1) залежить від рівня їх статичних і динамічних характеристик, їх відповідності сучасним вимогам до гідроприводів самохідних машин. В числі основних вимог до якості статичних характеристик даних насосів вимога до обмеження припустимого відхилення подачі від установленого величиною  $\pm 4\%$ .

Насосний агрегат типу PVC 1.85 являє собою власне насос та чутливий до навантаження LS-регулятор типу PVN, що є універсальним пристроєм для регулювання подачі насоса. Основною задачею роботи регулятора є забезпечення постійного перепаду тиску на регульованому дроселі величиною у 20 бар. Принцип роботи регулятора полягає у наступному: тиск робочої рідини, що надходить до регулятора по гідролінії з зони високого тиску насоса порівнюється з сигналом зворотного зв'язку, тобто тиском робочої рідини на вході у виконавчий гідродвигун. Основним запірно-регулюючим елементом регулятора є золотник витрати, який налаштований на відкриття при значенні перепаду тиску у 20 бар на торцях золотника. При зміні перепаду тиску змінюється положення золотника, внаслідок чого змінюється надходження робочої рідини до гідроциліндра керування.



**Рис. 1 – Конструктивна схема насоса типу PVC 1.85**  
1 – блок циліндрів, 2 – поршень, 3 – похилий диск, 4 – LS-регулятор типу PVN, 5 – гідроциліндр керування, 6 – пружина віджиму люльки, 7 – приводний вал, 8 – п'ята

Поршень гідроциліндра керування, в свою чергу, змінює кут нахилу похилого диска, що і забезпечує регулювання подачі насоса.

При дослідженні роботи насосного агрегата виявлений значний вплив параметрів конструктивних елементів насоса, а також режимів роботи насоса на якість його статичних і динамічних показників. До конструктивних параметрів насоса, що мають найбільший вплив на якість роботи насоса відносяться величина зміщення осей блока циліндрів та цапф похилого диска, величина зазору у золотникових парах LS-регулятора, діаметр отвору в корпусі LS-регулятора, який з отвором, де розміщуються золотники, формує робочі вікна, розмір поршня управління нахилом похилого диска, а також значення зазору у його з'єднанні із корпусом. До інших параметрів варто віднести значення густини робочої рідини, в'язкості, що характеризується температурним режимом роботи насосного агрегата в реальних умовах, силу в'язкого тертя, яка діє на поршень управління.

З метою з'ясування раціональних значень параметрів насоса виконано дослідження роботи насоса шляхом математичного моделювання, для чого була розроблена математична модель. Математична модель являє собою систему рівнянь 12 порядку і складається з рівнянь, що ґрунтуються на принципі нерозривності потоків, рівнянь сил і моментів, що діють на рухомі конструктивні елементи насоса, а також залежностей, якими описується робота окремих елементів насосного агрегата.

Отримані результати досліджень свідчать про суттєвий вплив на якість статичних характеристик величини зміщення осей блока циліндрів та цапф похилого диска. Збільшення цього зміщення до 7 мм суттєво поліпшує статичну характеристику з точки зору стабільності подачі насоса при зміні навантаження на гідродвигуні. Показано, що при різних значеннях зазорів у золотникових парах LS-регулятора, навіть якщо вони знаходяться у межах установлених допусків на виготовлення складових золотникової пари, статичні характеристики, а також перепади тиску (рисунок 2) можуть мати значні відхилення від заданої. Причиною цього, як показало дослідження, є збільшення зазорів у золотникової парі. Прийнятним є значення радіального зазору у межах 4-6 мкм.

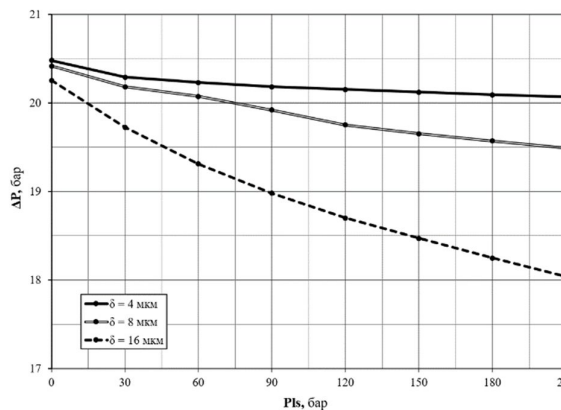


Рис. 2 – Значення перепаду тиску на регульованому дроселі насоса типу PVC 1.85, при різних значеннях зазору золотникових пар регулятора

При збільшенні значення зазору спостерігається зменшення подачі насоса, яке може значно перевищувати припустимі відхилення. Результати розрахунків показують, що у такому випадку не відбувається відкриття робочого вікна золотникової пари, в результаті чого рідина до системи керування подачею насоса надходить через зазори у золотникової парі, що знижує якість роботи системи керування подачею насоса.

Подальші дослідження мають з'ясувати вплив на якість роботи насоса типу PVC 1.85 інших його параметрів та режимів навантаження – швидкісних та

силових.

#### Список літератури

1. Андренко П.Н. Направления развития объемного гидропривода / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье. // Промислова гідроліка і пневматика. – 2016. – №2(52). – С. 3–14.
2. Бондарь В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / В.А. Бондарь // Вісник СумДУ. – 2004. – №12(58). – С. 41–45.

3. Удосконалення системи керування нахилом лопатки аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.63 / [М.І.Іванов, О.М.Переяславський, С.А.Шаргородський та ін.] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. - №40(50). – С.74-80.

УДК 62-525

Губарев О.П., д.т.н., проф., Ганпанцурова О.С., к.т.н., доц.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

## ВРАХУВАННЯ КІЛЬКОСТІ І РЕЗУЛЬТАТІВ ДІЙ В АЛГОРИТМІ КЕРУВАННЯ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

**Анотація** Запропоновано методику врахування співвідношення вдалих та невдалих дій мехатронної системи в алгоритмі керування. В теоретичну основу покладено двокомпонентні логічні змінні, що є сумою змістовного та інерційно-змістовного компонентів, які розраховані за таблицею вдалих та невдалих дій, впорядкованих за часом і розподілених на групи. Розмір груп побудовано за логарифмічною шкалою з відліком від поточної спроби. Інерційно-змістовний компонент є добутком двох бінарних змінних, перша з яких визначає очікуваний результат спроби, а друга змінна має ймовірнісний показник, що характеризує інерційність прийняття рішень. Запропонований алгоритм розрахунку може бути використаним при обчисленні логічних виразів в алгоритмах керування [1,2,3].

**Ключові слова:** команда керування, спроба, логічна змінна, інерційність, пам'ять, алгоритм керування

Прикладом використання інерційної логіки можуть слугувати команди керування при застосуванні принципів ситуаційного або детермінованого підходів. Вираз команди керування, побудований з використанням логічних функцій «І», «АБО» та «НІ», базується на комбінаціях логічних та інерційних змінних. Інерційні змінні вміщують детермінований компонент з додатком:  $X_i = X_{\text{det}} + X_{\text{iner}} = (X_{i1} \wedge X_{\text{ip}1}) \vee (X_{i2} \wedge X_{\text{ip}2})$ , де  $X_{\text{det}} = (X_{i1} \wedge (X_{\text{ip}1} = 1))$  - умова детермінованого компонента,  $X_{\text{iner}} = (X_{i2} \wedge (X_{\text{ip}2} = \varphi(S_{j/n-j}))$  - логічна умова компонента з інерційною складовою,  $X_{\text{ip}2}$  - бінарна змінна, що обрахована з врахуванням розподілу спроб за ймовірнісною оцінкою (табл. 1).

Таблиця розрахунку змінних			Таблиця 1				
$X_{i1}$	$X_{i2}$	$X_{\text{ip}2}$	$X_i$	$X_j$	$\bar{X}_i$	$X_i \wedge X_j$	$X_i \vee X_j$
0	0	0	0	0	1	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1
1	1	0	1	0	0	0	1
0	1	0	0	0	1	0	1
0	1	0	0	0	1	0	0
0	1	1	1	0	0	0	1
1	1	1	1	0	0	0	1
1	0	0	1	1	0	1	1
1	1	0	1	0	0	1	1
0	1	0	0	0	1	0	1
0	1	0	0	1	1	0	1
0	1	1	1	1	0	1	1
1	1	1	1	1	0	1	1

Перехід від кількості спроб до алгоритму визначення базується на 2-му законі Ньютона в адаптованому логічно-бінарному вигляді [4,5]:

$F_i = m_i \cdot \ddot{x}_i = J_i \cdot y_i$ , де  $J_i$  - міра інерційності системи по відношенню до дестабілізуючого впливу  $F_i$ ,  $y_i$  - реакція системи на дестабілізуючий вплив. В загальному випадку при, кількості спроб  $n$  для варіанту  $j$  при визначенні  $X_i$  отримуємо:

$$P_i = \sum_{k=1}^{\log_2 n} P_{k/i} = \sum_{k=1}^{\log_2 n} \left( \frac{1}{k+1} \cdot \sum_{j=2^{k-1}}^{2^k} \omega_j \right)$$

де  $\omega_j$  - результативність  $j$ -ї спроби варіанту  $i$ .

Для розрахунку ймовірнісної складової виразу застосовано генератор випадкових чисел і лічильник, що працюють синхронно з системою. Якщо відносне значення лічильника (CW0/CP0) перевищує розраховане значення, то бінарна складова дорівнює "0", в протилежному випадку "1". Розрахунок потребує структурованого представлення пам'яті.

Формування сигналів адаптивного керування здійснюється відповідно до наведених залежностей. Розрахунок  $X_p$  - інерційного компонента бінарної змінної за історією роботи системи, представленої у структурованому масиві  $Z(i,j,k,l, \dots)$ , здійснюється на основі