

## Статичні характеристики насосів типу PVC 1

### The flow rate characteristic of PVC 1 type pump

*М.І. Іванов, канд. техн. наук, О.М. Переяславський, канд. техн. наук,  
С.А. Шаргородський, канд. техн. наук, В.П. Закревський, Р.О. Гречко  
Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна*

**Мета.** Розроблення заходів по підвищенню рівня статичних характеристик насосів PVC 1.

**Методи дослідження.** Математичне моделювання насоса типу PVC 1 на основі фундаментальних закономірностей гідравліки, гідромеханіки та теоретичної механіки. Використання методів обчислювальної математики для пошуків розв'язків системи нелінійних диференціальних рівнянь із визначенням характеру зміни параметрів насоса в процесі його роботи.

**Результати дослідження.** Шляхом математичного моделювання визначено залежності, які характеризують процес роботи насоса. На їх підставі розраховано статичні характеристики насоса типу PVC 1.85, як типового для номенклатурного ряду за рекомендацією виробника. Виконано аналіз впливу параметрів насоса та його складових на якість статичних характеристик. Показано, що найбільший вплив на стабільність подачі при зміні тиску на його виході створює величина зазорів в золотникових парах LS-регулятора. При значенні тиску, що дорівнює номінальному, при максимально припустимому за технічними вимогами зазорі зменшення подачі насоса може досягати 10 %. Визначено також залежності зміни перепаду тиску на LS-дроселі та величини переміщення золотників від величини тиску на виході насоса.

**Висновки.** Математична модель регульованого аксіального роторно-поршневого насоса типу PVC 1 дозволила проаналізувати процеси роботи насоса, виявивши вплив низки параметрів на його характеристики. Серед параметрів, які впливають на якість статичної характеристики, виявлено, що найбільшою мірою відхилення реальної статичної характеристики від заданої залежить від величини зазора у золотникових парах LS-регулятора. При виготовленні золотникових пар за методом повної взаємозамінності максимальний зазор у них може досягати 0,021 мм, через що відбувається значне зменшення подачі насоса (до 10 % при номінальному тискові). Заходи по підвищенню рівня статичних характеристик насосів типу PVC 1 мають передбачати забезпечення радіального зазора у з'єднанні золотникових пар на рівні 0,004—0,006 мм. При такому зазорі здійснюється відкриття робочого вікна золотника керування при перепаді тиску на LS-дроселі у 20 бар.

Виробник насосів даного типу після практичної перевірки результатів моделювання вніс відповідні зміни у технологічний процес виготовлення LS-регуляторів типу PVN.

**Ключові слова:** регульований аксіальний роторнопоршневий насос, статична характеристика, математична модель, LS-регулятор.

## Вступ

Аграрний сектор України, використовуючи наявні земельні ресурси та природно-кліматичні умови країни, останнім часом демонструє активний розвиток. Однак за ефективністю сільськогосподарського виробництва Україна значно поступається провідним країнам світу, що пов'язано із недосконалістю технологій вирощування сільськогосподарських культур та відсутністю відповідної наукоємної конкурентоспроможної вітчизняної сільськогосподарської техніки.

Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки передбачають подальшу гідрофікацію приводів робочих органів, розширення технологічних можливостей, широкого застосування мехатроніки. В процесі гідрофікації приводів самохідних сільськогосподарських та інших мобільних машин найбільшого ефекту сьогодні досягають при застосуванні чутливих до навантаження LS-гідроприводів та LUDV (*flow sharing*) гідроприводів. Сьогодні саме ці гідроприводи забезпечують найбільш високий рівень енергоощадності та економічної ефективності гідрофікованих самохідних машин [1—3]. Розвиток вітчизняного виробництва мобільних машин різноманітного технологічного призначення вимагає відповідних сучасних засобів гідрофікації приводів робочих органів [11]. Низка вітчизняних підприємств, у тому числі ПрАТ «Гідросила АПМ» (м. Кропивницький), активно працюють над впровадженням у виробництво засобів гідрофікації приводів робочих органів, які відповідають сучасним вимогам до LS-гідроприводів. Налагоджено виробництво регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів типу PVC 1. Саме насоси даного типу отримали найбільшого застосування у LS-приводах самохідних машин різноманітного технологічного призначення.

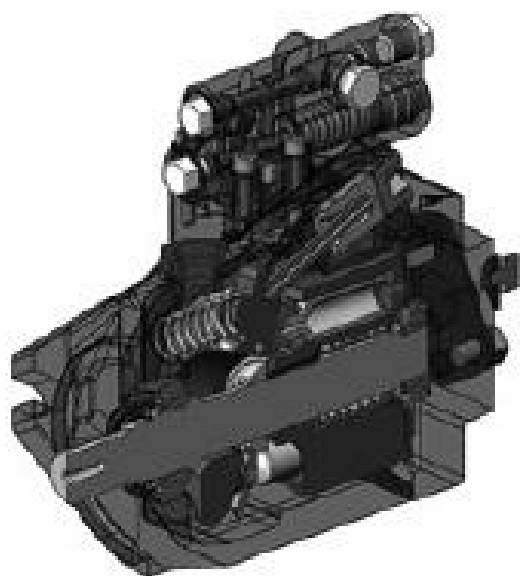
Поширення використання регульованих аксіальних роторнопоршневих гідронасосів в гідросистемах самохідних технологічних машин, яке супроводжується поступовим заміщенням у гідроприводах робочих органів нерегульованих гідромашин, пов'язано із необхідністю вирішення низки принципівих задач, в тому числі пов'язаних із мінімізацією кількості насосних агрегатів в умовах зростання кількості гідродвигунів через концентрацію значної кількості робочих операцій, виконуваних однією машиною. У цьому випадку найбільш ефективно вирішується задача підвищення технічного рівня, показників енергоощадності та економічної ефективності гідроприводів самохідних машин [2].

Мінімізація кількості насосних гідроагрегатів за умов гідрофікації приводів самохідних машин призводить до використання магістральних LS-гідроприводів із певною сукупністю автономних гідроприводів робочих органів самохідної машини [2, 3, 9]. В цих умовах виникає необхідність регулювання подачі насоса відповідно до потреб приводних двигунів різних робочих органів, які відрізняються силовими та швидкісними характеристиками. Вирішення даної задачі ускладнюється наявними тенденціями підвищення номінального тиску, рівень якого у насосів виробництва провідних фірм сьогодні перевищує величину 40 МПа. При цьому має бути забезпечена стабільність подачі насоса у межах  $\pm 4\%$  від встановленого значення при зміні навантаження в усьому заданому діапазоні, що відповідає рівню сучасної продукції провідних виробників [4—6].

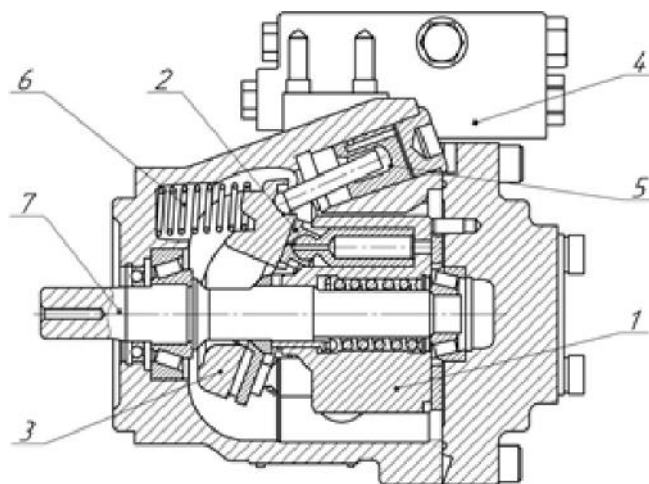
Нині перед виробниками насосів серії PVC 1 виникає необхідність подальшого удосконалення конструкції насосів даної серії, обґрунтованого всебічним дослідженням особливостей роботи як самих насосів, так і окремих їх складових.

### Основні результати досліджень

Регульований аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.85 (рисунк 1), який обрано у якості досліджуваного об'єкта за рекомендацією виробника, включає блок циліндрів 1, поршні 2 із сферичним торцем через п'ять 8 спираються на торець похилого диска 3. Керування кутом нахилу відбувається за допомогою LS-регулятора 4 типу PVN та гідроциліндра керування 5. Пружина 6 віджимає похилий диск у початкове положення, якому відповідає його нахил від вертикалі  $18^\circ$ . Приводний вал 7 здійснює обертальний рух блок циліндрів, в якому встановлено дев'ять поршнів.



а)



б)

Рисунок 1 — Аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.85

а) 3D-модель, б) конструктивна схема, 1 — блок циліндрів, 2 — поршень, 3 — похилий диск, 4 — LS-регулятор типу PVN, 5 — гідроциліндр керування, 6 — пружина віджиму лопатки, 7 — приводний вал, 8 — п'ята

Регулювання об'ємної подачі насоса відбувається зміною робочого об'єму насоса шляхом зміни кута нахилу похилого диска 3. Нахил похилого диска регулюється за допомогою LS-регулятора 4 та гідроциліндра керування 5, шток якого діє на похилий диск у напрямку зменшення кута нахилу. Поворот похилого диска у бік збільшення кута нахилу виконується використанням сили тиску поршнів блока циліндрів за допомогою п'ят 8 на робочу поверхню похилого диска. З цією метою його встановлено в корпусі таким чином, щоб вісь повороту була розташована вище від осі обертання блока циліндрів.

На рисунку 2, а показано принципову схему регульованого аксіального роторно-поршневого насоса типу PVC 1.85. Насос містить напірний блок 1, LS-регулятор 2 та регульований LS-дросель 3, який встановлюється у розподільнику споживача і забезпечує задану подачу робочої рідини до відповідного привода робочого органа машини.

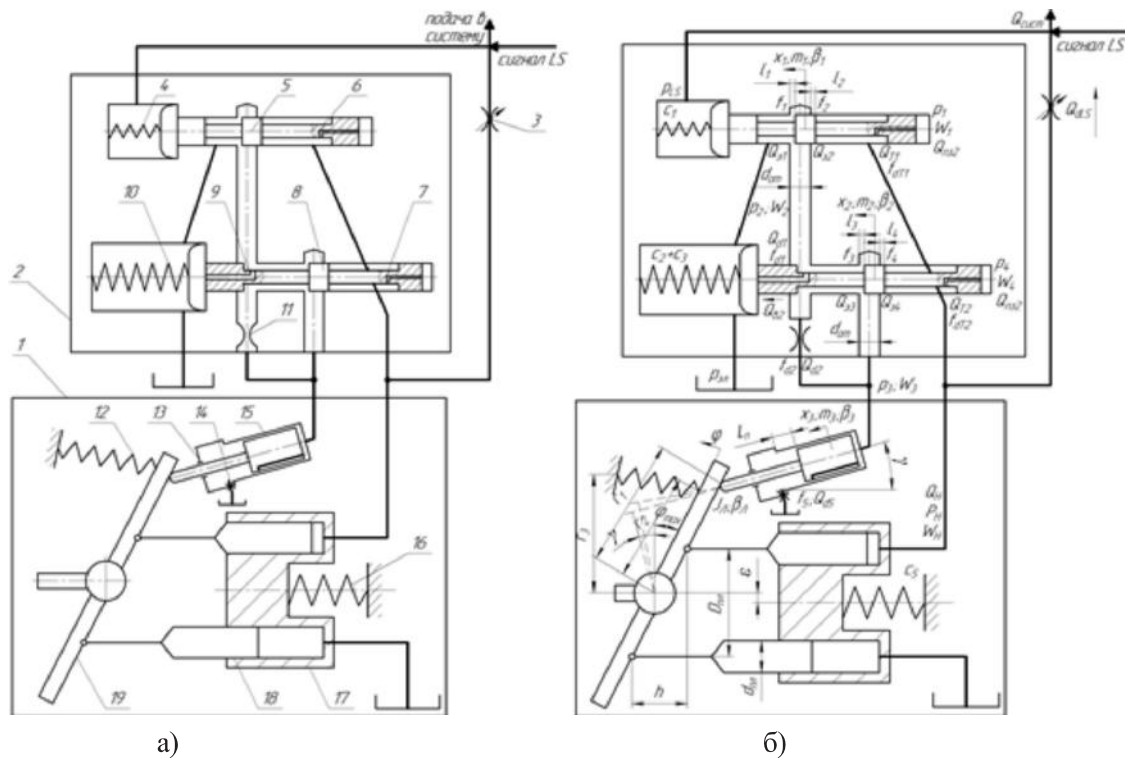


Рисунок 2 — Принципова а) та розрахункова б) схеми аксіального роторно-поршневого насоса типу PVC 1.85

1 — насос, 2 — LS-регулятор типу PVN, 3 — регульований дросель, 6, 7, 9, 11, 14 — дроселі, 5, 8 — золотники, 4, 10, 12, 16 — пружини, 13 — гідроциліндр, 15 — поршень керування, 17 — блок циліндрів, 18 — поршень, 19 — похилий диск

До складу LS-регулятора входять регулюючий золотниковий розподільник 5 редуційного клапана та відсічний клапан 8. За допомогою дроселів 7, 9 та 11, а також пружин 4 та 10 запірно-регулюючі елементи налаштовані на відкриття редуційного клапана при перепаді тиску на торцях золотника у 20 бар, відкриття перепускного клапана має відбуватися при тискові в лінії нагнітання насоса 250 бар.

Напірний блок насоса включає блок циліндрів 17, в якому встановлено 9 поршнів 18, які сферичним торцем спираються на похилий диск 19. Система керування кутом нахила диска включає циліндр 13, виконаний у корпусі насоса, в якому встановлено поршень 15, шток якого тисне на похилий диск, спричиняючи його поворот в напрямі зменшення подачі робочої рідини на виході насоса.

На розрахунковій схемі (рисунок 2, б) позначено узагальнюючі координати елементів гідросистеми — для механічних ланок це є лінійні або кутові переміщення, а для гідросистеми — тиск та витрата робочої рідини на характерних ділянках. Також позначено параметри фізичних процесів, які розглядалися упродовж математичного моделювання, а саме: об'єми порожнин характерних ділянок гідросистеми, коефіцієнти витрати, перетоків, тертя, площі дроселюючих елементів, маси та моменти інерції рухомих ланок та ін.

Дослідження характеристик насоса типу PVC 1 виконувалося методами моделювання: на першому етапі шляхом математичного моделювання, а далі шляхом експериментального дослідження на базі підприємства-виробника.

При складанні математичної моделі приймали:

- відстань між елементами гідросистеми незначною, що дозволяє розглядати її як систему із зосередженими параметрами і не враховувати вплив хвильових процесів;
- гідролінії, які з'єднують насос та керуючі і виконавчі гідропристрої, достатньо короткі і мають достатньо великий поперечний переріз, щоб знехтувати втратами тиску в них по довжині та на місцевих опорах;
- густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі гідросистеми в усталеному температурному режимі;
- коефіцієнт податливості робочої рідини прийнятий постійним, оскільки в усталеному режимі роботи гідросистеми його величина змінюється незначно;
- вільна газова фаза утворює з робочою рідиною гомогенне середовище, пружні властивості якого визначаються осередненими значеннями швидкості звуку та модуля пружності;
- тиск підпору на зливів незначний і практично незмінний;
- робоча рідина, яка знаходиться у циліндрах насоса, стискається і підкоряється закону Гука;



- відхилення змінних від усталених значень є малими;
- пружини гідроапаратів працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх торців від поверхонь контакту;
- пружні властивості корпусів гідропрстроїв, каналів та трубопроводів враховуються зведеним модулем об'ємної пружності робочої рідини.

Математична модель будь-якої гідросистеми є сукупністю рівнянь потоків, що ґрунтуються на принципі їх нерозривності, рівнянь сил та моментів, діючих на робочі органи виконавчих гідродвигунів та інших гідравлічних пристроїв, а також залежностей, якими описується робота окремих елементів гідропривода [7].

Рівняння витрат робочої рідини, які мають місце між виходом насоса, входом регульованого LS-дроселя та входом системи керування, згідно розрахункової схеми (рисунок 2, б) мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} Q_H = Q_{32} + Q_{T1} + Q_{емН} + Q_{дефН} + Q_{34} + Q_{T2} + Q_{оLS} ; \\ Q_{32} = Q_{33} + Q_{31} + Q_{о2} + Q_{о1} + Q_{ем2} + Q_{деф2} ; \\ Q_{о2} + Q_{34} + Q_{33} = Q_{порш} + Q_{емП} + Q_{деф3} + Q_{о5} ; \\ Q_{T1} = Q_{пер1} + Q_{деф4} ; \\ Q_{T2} = Q_{пер2} + Q_{деф5} ; \end{cases} \quad (1)$$

де  $Q_H$  — подача насоса,  $Q_{31}$ ,  $Q_{32}$ ,  $Q_{33}$ ,  $Q_{34}$  — витрати через робочі вікна золотників площею  $f_1, f_2, f_3, f_4$  відповідно,  $Q_{T1}$ ,  $Q_{T2}$  — витрати у підторцеві порожнини золотників 1 і 2,  $Q_{емН}$  — витрата на витікання з напірної гідролінії,  $Q_{оLS}$  — витрата через регульований LS-дросель 3,  $Q_{о1}$ ,  $Q_{о2}$ ,  $Q_{о5}$  — витрати через дроселі 9, 11, 14 відповідно,  $Q_{ем}$  — витрата при перебігу рідини порожниною між золотниками LS-регулятора,  $Q_{порш}$  — витрата, спричинена переміщенням поршня гідроциліндра 15,  $Q_{емП}$  — витрата на витікання рідини з поршневої порожнини,  $Q_{пер1}$ ,  $Q_{пер2}$  — витрати перетоків рідин між порожнинами LS-регулятора,  $Q_{дефН}$ ,  $Q_{деф2}$ ,  $Q_{деф3}$ ,  $Q_{деф4}$ ,  $Q_{деф5}$  — витрати, спричинені деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною.

Складові системи рівнянь (1) визначаються наступними залежностями:

$$Q_H = \frac{V_0(\varphi)}{2\pi} \cdot n, \quad (2)$$

де  $V_0(\varphi)$  — робочий об'єм насоса, який залежить від кута нахилу похилого диска  $\varphi$ ,  $n$  — частота обертання вала насоса.

$$\begin{aligned} Q_{31} &= \mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_2 - p_{31}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{31}), & \text{sign}(p_2 - p_{31}) &= \begin{cases} 1 & p_2 > p_{31} \\ -1 & p_2 < p_{31} \end{cases} \\ f_1 &= \left(\frac{d_{ом}}{2}\right)^2 \cdot \alpha_1 - \frac{d_{ом}}{2} \cdot \left(\frac{d_{ом}}{2} - (l_1 - x_1)\right) \cdot \sin \alpha_1, & f_1 &= \begin{cases} f_1(x_1) \rightarrow x_1 \leq l_1 \\ 0 \rightarrow x_1 > l_1 \end{cases} \\ \alpha_1 &= \arccos \left( \left( \frac{d_{ом}}{2} - x_1 \right) / \frac{d_{ом}}{2} \right), \end{aligned}$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати,  $f_1$  — площа відкриття робочого вікна золотника 5,  $p_2$  — тиск на виході редукційного клапана,  $p_{31}$  — тиск у зливній гідролінії,  $\alpha$  — кут при вершині сектора, що відповідає відкриттю робочого вікна редукційного клапана,  $d_{от}$  — діаметр отвору, який утворює робочі вікна золотника 5,  $x_1$  — переміщення золотника 5,  $l_1$  — початкове відкриття вікна золотника 1.

$$\begin{aligned} Q_{32} &= \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_2|} \cdot \text{sign}(p_H - p_2), & \text{sign}(p_H - p_2) &= \begin{cases} 1 & p_H > p_2 \\ -1 & p_H < p_2 \end{cases} \\ f_2 &= \left(\frac{d_{ом}}{2}\right)^2 \cdot \alpha_2 - \frac{d_{ом}}{2} \cdot \left(\frac{d_{ом}}{2} - (x_1 - l_2)\right) \cdot \sin \alpha_2, & f_2 &= \begin{cases} 0 \rightarrow x_1 \leq l_2 \\ f_2(x_1) \rightarrow x_1 > l_2 \end{cases} \\ \alpha_2 &= \arccos \left( \left( \frac{d_{ом}}{2} - (x_1 - l_2) \right) / \frac{d_{ом}}{2} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

де  $f_2$  — площа відкриття робочого вікна золотника 5, яке з'єднує отвір у корпусі LS-регулятора із лінією нагнітання,  $l_2$  — початкове перекриття вікна золотника 5.

$$Q_{\zeta 3} = \mu \cdot f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_2 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_3), \quad \text{sign}(p_2 - p_3) = \begin{cases} 1 & p_2 > p_3 \\ -1 & p_2 < p_3 \end{cases} \quad (5)$$

$$f_3 = \left(\frac{d_{om}}{2}\right)^2 \cdot \alpha_3 - \frac{d_{om}}{2} \cdot \left(\frac{d_{om}}{2} - (l_3 - x_2)\right) \cdot \sin \alpha_3, \quad f_3 = \begin{cases} f_3(x_2) \rightarrow x_2 \leq l_3 \\ 0 \rightarrow x_2 > l_3 \end{cases}$$

$$\alpha_3 = \arccos\left(\left(\frac{d_{om}}{2} - x_2\right) / \frac{d_{om}}{2}\right),$$

де  $f_3$  — площа відкриття робочого вікна відсічного золотника 8,  $p_3$  — тиск у порожнині гідроциліндра 13 керування нахилом похилого диска,  $x_2$  — переміщення золотника 8,  $l_3$  — початкове відкриття вікна золотника 8,

$$Q_{\zeta 4} = \mu \cdot f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_3|} \cdot \text{sign}(p_H - p_3), \quad \text{sign}(p_i - p_3) = \begin{cases} 1 & p_i > p_3 \\ -1 & p_i < p_3 \end{cases} \quad (6)$$

$$f_4 = \left(\frac{d_{om}}{2}\right)^2 \cdot \alpha_4 - \frac{d_{om}}{2} \cdot \left(\frac{d_{om}}{2} - (x_2 - l_4)\right) \cdot \sin \alpha_4, \quad f_4 = \begin{cases} 0 \rightarrow x_2 \leq l_4 \\ f_4(x_2) \rightarrow x_2 > l_4 \end{cases}$$

$$\alpha_4 = \arccos\left(\left(\frac{d_{om}}{2} - (x_2 - l_4)\right) / \frac{d_{om}}{2}\right),$$

де  $f_4$  — площа робочого вікна відсічного золотника 8,  $l_4$  — початкове перекриття вікна золотника 8.

Витрати, що спричинені деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, визначаються залежностями

$$\begin{cases} Q_{\text{деф}H} = kW_H \frac{dp_H}{dt}, & Q_{\text{деф}1} = kW_1 \frac{dp_1}{dt}, \\ Q_{\text{деф}2} = kW_2 \frac{dp_2}{dt}, & Q_{\text{деф}3} = kW_3 \frac{dp_3}{dt}, \\ Q_{\text{деф}4} = kW_4 \frac{dp_4}{dt}, & Q_{\text{нрпш}} = F_{II} \cdot \frac{dx_3}{dt}, \end{cases} \quad (7)$$

де  $k$  — коефіцієнт податливості порожнин, заповнених робочою рідиною,  $W_i$  — об'єми даних порожнин.

Витрати через дроселюючі елементи, які мають незмінну площу робочих отворів, визначаються залежностями

$$\begin{cases} Q_{\partial 1} = \mu \cdot f_{\partial 1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_2 - p_{\partial 1}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{\partial 1}), \\ Q_{\partial 2} = \mu \cdot f_{\partial 2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_2 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_3), \\ Q_{\Gamma 1} = \mu \cdot f_{\Gamma 1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_1|} \cdot \text{sign}(p_H - p_1), \\ Q_{\Gamma 2} = \mu \cdot f_{\Gamma 2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_4|} \cdot \text{sign}(p_H - p_4), \\ Q_{\partial 5} = \mu \cdot f_{\partial 5} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_3 - p_{\partial 5}|}, \\ Q_{\partial LS} = \mu \cdot f_{\partial LS} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_{LS}|} \cdot \text{sign}(p_H - p_{LS}), \end{cases} \quad (8)$$

де  $f_{\partial 1}, f_{\partial 2}, f_{\Gamma 1}, f_{\Gamma 2}, f_{\partial 5}, f_{\partial LS}$  — площі робочих вікон дроселів.

Витоки дренажу у насосі, а також у зазорах золотникових пар LS-регулятора та гідроциліндра 13 регулювання подачі насоса

$$\begin{cases} Q_{\epsilon\omega H} = \sigma_H \cdot P_H, \\ Q_{\epsilon\omega H2} = \sigma_{\epsilon\omega H2} \cdot P_2, \\ Q_{\epsilon\omega H\Pi} = \sigma_{\epsilon\omega H\Pi} \cdot P_3, \end{cases} \quad (9)$$

де  $\sigma_H$  — коефіцієнт витоків дренажу у насосі,  $\sigma_{\text{внт}2}$  — коефіцієнт витоків у зазорах золотникових пар,  $\sigma_{\text{внт}\Pi}$  — коефіцієнт витоків через зазор у з'єднанні поршня і отвору гідроциліндра 13.

Рівняння сил, діючих на золотники LS-регулятора,

$$\begin{cases} p_1 \cdot S_{31} = F_{np1} + F_{z.d.1} + F_{LS} + F_{\text{тертя}1} + F_{\text{ін}1}, \\ p_4 \cdot S_{32} = F_{np2} + F_{z.d.2} + F_{\text{тертя}2} + F_{\text{ін}2}, \end{cases} \quad (10)$$

де  $p_1, p_4$  — тиски у підторцевих порожнинах золотників 5 та 8,  $F_{\text{тертя}1}, F_{\text{тертя}2}$  — сили тертя у золотникових парах, вважаємо, що при русі золотників на-дійно забезпечується відсутність контакту третьових поверхонь,  $S_{31}, S_{32}$  — площі торців золотників 5 та 8 відповідно,  $F_{np1}, F_{np2}$  — сили пружин,  $F_{\text{ін}1}, F_{\text{ін}2}$  — сили інерції, які виникають при русі із прискоренням золотників 5 та 8 відповідно,  $F_{\text{гн}}$  — гідродинамічна сила,  $F_{LS}$  — сигнал LS.

$$\begin{cases} F_{np1} = C_1(x_{10} + x_1), \\ F_{np2} = C_2(x_{20} + x_2) + C_3(x_{30} + x_3), \end{cases} \quad (11)$$

$C_1$  — жорсткість пружини 4 (рисунок 2),  $C_2$  та  $C_3$  — жорсткість пружин, які входять до складу пружного елемента 10,  $x_{10}, x_{20}$  та  $x_{30}$  — початковий натяг пружин,  $x_1$  та  $x_2$  — деформація пружин при переміщенні золотників 5 та 8.

$$F_{z.d.1} = 2\mu^2 f_2(p_0 - p_2) \cos \theta, \quad F_{z.d.2} = 2\mu^2 f_2(p_0 - p_2) \cos \theta, \quad (12)$$

де  $\theta$  — кут між вектором швидкості потоку, який проходить через вікно золотника, та віссю золотника.

$$F_{LS} = p_{LS} \cdot S_1, \quad (13)$$

де  $p_{LS}$  — тиск на вході виконавчого гідродвигуна, до якого підключено у даний момент вихід насоса, відповідно дорівнює тиску на виході LS-дроселя 3,  $S_1$  — ефективна площа торця золотника 5, на який діє LS-сигнал.

$$F_{\text{тертя}1} = \beta_1 \frac{dx_1}{dt}, \quad F_{\text{тертя}2} = \beta_2 \frac{dx_2}{dt}, \quad (14)$$

де  $\beta_1, \beta_2$  — коефіцієнти в'язкого тертя, яке має місце при русі золотників 5 та 8.

$$F_{\text{ін}1} = m_{31} \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \quad F_{\text{ін}2} = m_{32} \frac{d^2 x_2}{dt^2}, \quad (15)$$

де  $m_{31}, m_{32}$  — маси золотників 5 та 8 відповідно.

Рівняння моментів сил на похилому дисковому насосі

$$M_n = M_{np} + M_{\text{ін}} + M_{\text{тр}} + M_{\text{гн}}, \quad (16)$$

$M_n$  — момент сил, створений поршнем гідроциліндра керування 13,  $M_{np}$  — момент сили опору від пружини 12,  $M_{\text{ін}}$  — момент інерції похилого диска,  $M_{\text{тр}}$  — момент тертя в опорах похилого диска, вважаємо, що має місце в'язке тертя,  $M_{\text{гн}}$  — момент від сил дії поршнів 18 блока циліндрів на похилий диск.

$$M_n = p_3 \cdot S_n \cdot r_1 \cdot \cos \gamma \cdot \sin \varphi, \quad (17)$$

де  $p_3$  — тиск на виході LS-регулятора 2 і, відповідно, у порожнині гідроциліндра 13,  $S_n$  — ефективна площа поршня гідроциліндра 13,  $r_1$  — відстань від осі цапф до точки контакту штока гідроциліндра керування із похилим диском,  $\gamma$  — кут нахилу осі гідроциліндра керування до осі блока циліндрів,  $\varphi$  — кут нахилу похилого диска.

$$M_{np} = C_{np} (\varphi_{np0} + \varphi_n), \quad (18)$$

де  $C_{np}$  — жорсткість пружини 12,  $\varphi_{np0}$  — визначає початковий натяг даної пружини,  $\varphi_n$  — кутове положення похилого диска 19 в процесі регулювання подачі насоса.

$$M_{in} = I \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (19)$$

де  $I$  — момент інерції похилого диска 19,

$$M_{m\beta} = \beta_{n\delta} \frac{d\varphi}{dt}, \quad (20)$$

де  $\beta_{n\delta}$  — коефіцієнт в'язкого тертя, яке має місце між цапфами похилого диска та ложементами гідростатичних підшипників при умові забезпечення зазора, заповненого робочою рідиною, між поверхнями тертя.

Згідно [8] маємо рівняння

$$M_{n\delta} = \left[ -\frac{R}{k+1} \left( \sum_{i=1}^k \cos(\lambda_1 + \chi_i) \right) - \varepsilon + \delta y \right] \cdot \sum_{i=1}^k F_{i\tau}, \quad (21)$$

де  $R$  — відстань від точки прикладання зведеної сили до осі обертання блока циліндрів,  $k$  — кількість поршнів у зоні високого тиску,  $k = \left\lfloor \frac{\pi - \varphi_n}{\chi} \right\rfloor$ ,  $\varphi_n$  — кут ходу циліндра до зони високого тиску,  $\chi$  — кут між парою сусідніх циліндрів,

$\chi = \frac{2\pi}{n}$ ,  $n$  — кількість поршнів у блоці циліндрів,  $\lambda_1$  — кутова координата осі циліндра, який заходить до зони високого тиску,  $\delta y$  — величина додаткового зменшення фактичної величини зсуву осі цапф  $\varepsilon$  при нахилі похилого диска,  $\delta y = l \tan \varphi$ ,  $F_i$  — сила, з якою поршень  $i$ -го циліндра діє на торець похилого диска,  $F_i = p_0 \cdot S$ ,  $S_n$  — ефективна площа поршня блока циліндрів.

Рівняння сил, діючих на шток гідроциліндра керування нахилом похилого диска 25, набуває наступного вигляду

$$F_n = F_{n\delta} + F_{npn} + F_{in}, \quad (22)$$

де  $F_n$  — сила, яку створює поршень гідроциліндра керування 13,  $F_n = p_3 \cdot S_n \cdot F_{n\delta}$  — реакція похилого диска,  $F_{npn}$  — сила тертя на поршні,  $F_{in}$  — сила інерції поршня.  $\beta_3$  — коефіцієнт в'язкого тертя, яке має місце між поверхнями поршня 15 та корпусу гідроциліндра керування 13,  $x_3$  — переміщення поршня,  $m_n$  — зведена маса поршня та штока, контакт між якими упродовж руху поршня не порушується.

На підставі даної математичної моделі проводилося моделювання роботи зазначеного насоса при наступних початкових значеннях параметрів реального насоса типу PVC 1.85:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,008 \text{ мм}, \mu = 0,62, \rho = 850 \text{ кг/м}^3, \nu = 20 \text{ сСт}, d_{от} = 5 \text{ мм}, S_n = 4,8 \text{ см}^2, \\ k_1 &= 0,035, l_2 = l_4 = 1,4 \text{ мм}, x_{10} = x_{20} = 1,4 \text{ мм}, V_{оном} = 85 \text{ см}^3, n = 1500 \text{ об/хв}, \\ l_1 = l_3 &= 1,47 \text{ мм}, K = 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}, W_H = 150 \text{ см}^3, W_1 = 2 \text{ см}^3, W_2 = 0,6 \text{ см}^3, \\ W_3 &= 40 \text{ см}^3, W_4 = 2 \text{ см}^3, \sigma_H = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н}\cdot\text{с}, \sigma_{вин2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н}\cdot\text{с}, d_{30л} = 7 \text{ мм}, \\ \sigma_{винп} &= 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н}\cdot\text{с}, S_{31} = S_{32} = 38,4 \text{ мм}^2, C_1 = 27,5 \text{ Н/мм}, C_2 = 102,5 \text{ Н/мм}, \\ C_3 &= 21,5 \text{ Н/мм}, C_{np} = 7,7 \text{ Н/мм}, r_1 = 56,9 \text{ мм}, m_{31} = m_{32} = 8 \text{ г}, m_n = 84 \text{ г}, \\ I &= 13,618 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \beta_1 = 3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}, \beta_2 = 3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}, \beta_{n\delta} = 3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}, \beta_3 = 10 \text{ Н}\cdot\text{с/м}. \end{aligned}$$

При моделюванні процесів роботи регульованого аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.85 виявлено необхідність у більш детальному описі процесів, які визначають роботу LS-регулятора. З метою мінімізації втрат при роботі даного насоса витрата робочої рідини, яку споживає LS-регулятор обмежується величиною 2,5—3,5 л/хв. Дана



обставина вимагає зменшення втрат у відповідних механізмах LS-регулятора. Основною з причин витікання робочої рідини із порожнини LS-регулятора є зазори у з'єднаннях рухомих деталей. Причому величини зазорів через значення допусків на виконавчі поверхні вказаних деталей можуть змінюватись у межах, які визначають помітну різницю між мінімальними та максимальними зазорами (0,003—0,021 мм).

Золотникові пари виконані з додатним перекриттям робочих вікон, через які робоча рідина подається до системи керування положенням похилого диска. Дані перекриття величиною 12, 14 показано на рисунку 2, б. У процесі відкриття цих робочих вікон відбувається зміна режимів течії робочої рідини — при перекритті вікна в зазорі між поверхнями золотникової пари відбувається перебіг рідини у ламінарному режимі, параметри потоку рідини при цьому визначаються за формулою Хагена–Пуазейля [9]

$$Q_{\text{лам}}(x_1) = \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{\text{зол}}^4}{l_2 - x_1} \right) \cdot \delta^3 \cdot (p_0 - p_2) \right] / (12 \cdot \nu \cdot \rho). \quad (23)$$

При відкритті робочого вікна золотника,  $x_1 \geq l_2$ , має місце турбулентний режим течії рідини, при якому витрата через робоче вікно визначається за дросельною формулою

$$Q_{\text{турб}}(x_1) = 2\mu f_2(x_1) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_0 - p_2}. \quad (24)$$

Графіки залежностей зміни витрати робочої рідини від відкриття робочих вікон золотників, розраховані за формулами (23) та (24), показано на рисунку 3.

Зміна характеру режиму течії рідини при зміні відкриття робочого вікна не може бути повністю описаною за однією із вищенаведених залежностей. До числа складностей опису неперервної зміни витрати упродовж відкриття робочого вікна золотника належить відсутність коректного опису перехідної зони зміни режимів течії робочої рідини — від ламінарного до турбулентного.

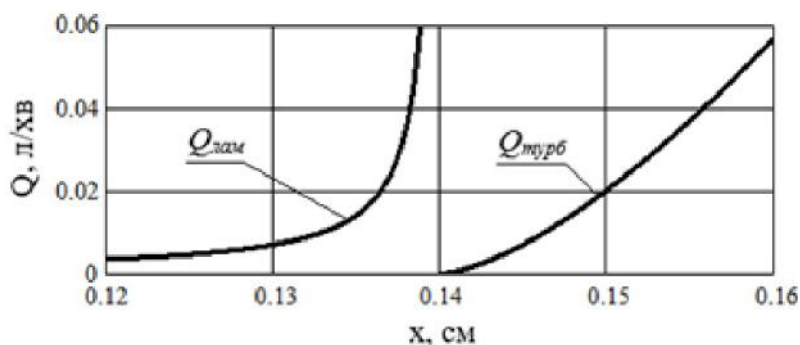


Рисунок 3 — Витрати рідини через робочі вікна золотників LS-регулятора, розраховані за формулами (29) та (30)

Водночас зміна величини витрати через робоче вікно відбувається безперервно без стрибків. Виникає необхідність у формалізації переходу в процесі відкриття робочого вікна залежності витрати робочої рідини від закономірності, яка відповідає ламінарному режиму течії рідини, до однозначного визначення турбулентного режиму течії. Запропоновано наступний алгоритм визначення залежності для розрахунку витратної характеристики робочого вікна золотника. В процесі розрахунку витрати робочої рідини одночасно визначаються значення витрати за формулами (23) та (24). При зменшенні перекриття робочого вікна до величини, коли витрата робочої рідини, визначена за формулою (23) починає перевищувати значення витрати, визначеної за формулою (24), вважаємо, що має місце перехід від ламінарного режиму течії рідини до турбулентного, оскільки значення витрати робочої рідини, розраховане за формулою (24), некоректно визначає витрату рідини при малих перекриттях. Це дозволяє вважати, що при подальшому зменшенні перекриття робочого вікна потік робочої рідини турбулізується і, навіть при неповному відкритті витрата через робоче вікно таким чином може визначатися за формулою (24). В цей момент площа робочого вікна визначається зазором у золотниковій парі. При переміщенні золотника на величину більшу за перекриття робочого вікна,  $x_1 \geq l_2$  ( $x_2 \geq l_4$ ) відбувається подальше відкриття робочого вікна.

З метою наближення аналітичної залежності до реальної запропоновано використовувати наступні залежності для визначення витрат рідини у режимі переходу від ламінарного до турбулентного режиму течії. З цією метою запропоновано формулу для визначення витрати робочої рідини, що рухається в ламінарному режимі, при мінімальних значеннях перекриття золотника,



$$Q_{\text{лан}\Delta}(x_1) = \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{\text{зол}}}{l_2 - x_1 + k_1} \right) \cdot \delta^3 \cdot (p_0 - p_2) \right] / (12 \cdot v \cdot \rho), \quad (25)$$

де  $k_1$  — коефіцієнт, що обмежує значення витрати робочої рідини.

Виявлено, що при великих значеннях зазору золотникової пари рух рідини через них може відбуватись у турбулентному режимі. Запропоновано також формулу (32), визначення якої коректує значення витрати робочої рідини при відкритті золотника, а також в перехідній зоні

$$Q_{\text{турб.зол}}(x_1) = \mu f_{\text{зол}}(x_1) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_0 - p_2}, \quad (26)$$

Площа кільцевого зазора

$$f_{\text{зол}}(x_1) = \frac{\pi \cdot d_{\text{зол}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot (d_{\text{зол}} - 2 \cdot \delta)^2}{4}$$

Тоді запропонований алгоритм визначення витратної характеристики робочого вікна золотника 5 набуде вигляду

$$Q_{32}(x_1) = \begin{cases} Q_{\text{лан}}(x_1) & \text{при } l_2 - k_2 \geq x_1 \\ Q_{\text{лан}\Delta}(x_1) & \text{при } l_2 \geq x_1 > l_2 - k_2 \cup Q_{\text{турб.зол}} > Q_{\text{лан}\Delta}(x_1) \\ Q_{\text{турб.зол}}(x_1) & \text{при } l_2 \geq x_1 > l_2 - k_2 \cup Q_{\text{турб.зол}} < Q_{\text{лан}\Delta}(x_1) \\ Q_{\text{турб}}(x_1) + Q_{\text{турб.зол}} & \text{при } l_2 < x_1 \end{cases} \quad (27)$$

Аналогічно для робочого вікна відсічного золотника визначення витрати робочої рідини через робоче вікно запропоновано аналогічну залежність

$$Q_{34}(x_2) = \begin{cases} Q_{\text{лан}}(x_2) & \text{при } l_4 - k_4 \geq x_2 \\ Q_{\text{лан}\Delta}(x_2) & \text{при } l_4 \geq x_2 > l_4 - k_4 \cup Q_{\text{турб.зол}} > Q_{\text{лан}\Delta}(x_2) \\ Q_{\text{турб.зол}}(x_2) & \text{при } l_4 \geq x_2 > l_4 - k_4 \cup Q_{\text{турб.зол}} < Q_{\text{лан}\Delta}(x_2) \\ Q_{\text{турб}}(x_2) + Q_{\text{турб.зол}} & \text{при } l_4 < x_2 \end{cases} \quad (28)$$

де  $l_2 = l_4 = 0,14$  см — перекриття робочого вікна золотників редукційного та відсічного клапанів,  $Q_{\text{турб.зол}}$  — витрата робочої рідини через зазор між поверхнями золотникової пари, розрахована при умові турбулентності потоку рідини,  $Q_{\text{турб}}$  — витрата через робоче вікно редукційного клапана при умові його відкриття.

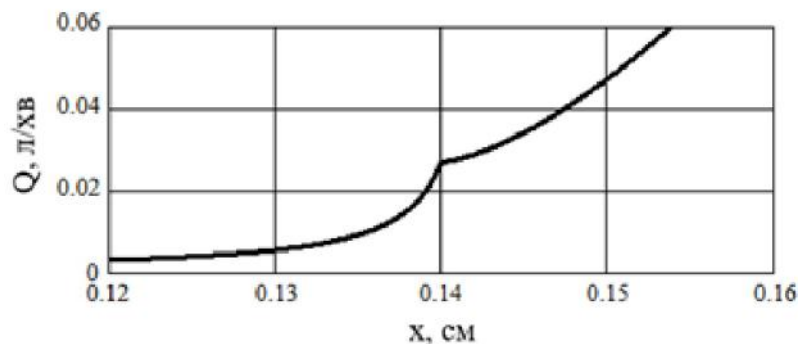


Рисунок 4 — Запропонована витратна характеристика редукційного клапана, отримана на підставі апроксимації залежностей (29) та (30)

Отриману за даною залежністю витратну характеристику робочого вікна редукційного клапана показано на рисунку 4. За початок відліку переміщення золотників редукційного та відсічного клапанів прийнято його положення на початку руху, при перекритті робочого вікна  $l_2 = l_4 = 0,14$  см. Відтак, розрахункова витратна характеристика робочих

вікон LS-регулятора ґрунтується на класичних закономірностях, які визначають величину потоків робочої рідини в зазорах та дроселюючих вікнах. Результати визначення витрати рідини через робочі вікна золотників LS-регулятора за запропонованою методикою достатньо близько збігаються із результатами моделювання потоку робочої рідини з використанням емпіричної залежності, запропонованою в [9].

Згідно з наведеною системою нелінійних диференціальних рівнянь, що описують процеси у різних механізмах насоса типу PVC 1, яка має чотирнадцятий порядок, прийнятним методом дослідження є чисельне моделювання. З цією метою обрано використання програмного забезпечення *Borland Delphi*.

Отримані результати свідчать про стійкий режим роботи гідравлічної системи, що відповідає стану реальної гідросистеми. Незначні коливання та час перехідного процесу свідчать про задовільний рівень динамічних характеристик.

Значний практичний інтерес має дослідження статичних характеристик насоса, що визначають залежність подачі насоса від тиску на його виході. Вимоги щодо якості роботи не дозволяють значної зміни подачі насоса ( $\pm 4\%$ ) при збільшенні навантаження на виконавчому гідродвигуні. З'ясування питань впливу конструктивних та гідромеханічних параметрів вимагає детального аналізу особливостей роботи насоса на тих чи інших режимах при різних комбінаціях значень параметрів насоса. У відповідності до зазначеного було проведено дослідження впливу на якість статичних характеристик ряду факторів, до яких відноситься точність виготовлення LS-регулятора, параметри гідростатичних підшипників похилого диска, геометричні розміри низки елементів конструкції насоса та ін.

На рисунку 6 показано статичні характеристики насоса PVC 1, які визначають залежність подачі насоса від тиску  $p_{LS}$  на виході LS-дроселя і, відповідно на вході до виконавчого гідродвигуна, що розраховані при різних значеннях зазорів у золотникових парах, інші значення параметрів відповідають зазначеним вище. Вище зазначалось, що згідно технічних умов на виготовлення золотникових пар діаметральний зазор може змінюватись у межах від 0,003 мм до 0,021 мм. Тиск  $p_{LS}$  на вході виконавчого гідродвигуна визначається тиском на виході LS-дроселя 3 (рисунк 2) і дорівнює йому. Принцип роботи LS-гідропривода передбачає, що на LS-дроселі має бути створено перепад тиску 20 бар. Тому при тиску на виході насоса 210 бар, що відповідає номінальному значенню, тиск на виході LS-регулятора має дорівнювати 190 бар. Саме на перепад тисків на LS-дроселі в 20 бар налаштовується LS-регулятор. Відкриття золотника керування згідно технічних вимог має відбуватися при цьому перепаді тиску.

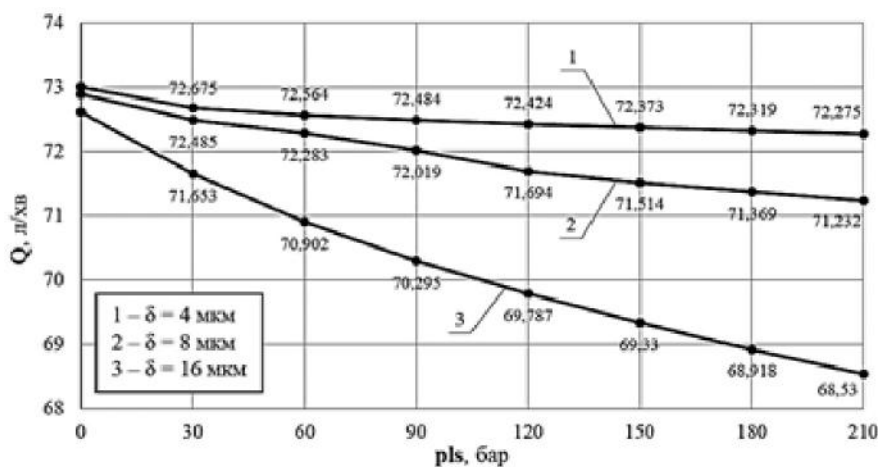


Рисунок 6 — Статичні характеристики насоса PVC 1.85, визначені для LS-дроселя діаметром  $d_{LS} = 6$  мм, в'язкості робочої рідини  $\nu = 19,3$  сСт (температура рідини  $t^\circ = 60^\circ\text{C}$ ) для різних значень радіальних зазорів у золотникових парах

Статичні характеристики, які показано на рисунку 6, розраховані при умові, що діаметр умовного проходу LS-дроселя  $d_{LS} = 6$  мм. Таким чином, значення витрат на графіках рисунку 6 відповідають характеристикам даного LS-дроселя. В'язкість робочої рідини враховувалася на рівні  $\nu = 19,3$  сСт, що відповідає в'язкості масла МГЕ-46В при температурі  $60^\circ\text{C}$ . Розрахунок статичних характеристик виконувався для наступних значень радіальних зазорів в з'єднаннях золотникових пар:  $\delta_1 = 4$  мкм,  $\delta_2 = 8$  мкм,  $\delta_3 = 16$  мкм.

Аналіз графіків, побудованих на рисунку 6, свідчить, що в даному випадку при підвищенні тиску  $p_{LS}$  відбувається зменшення подачі робочої рідини на виході насоса типу PVC 1.85. Так при радіальному зазорі в золотниковій парі  $\delta_1 = 4$  мкм при підвищенні тиску  $p_{LS}$  від нуля до 210 бар подача насоса зменшується на  $\Delta Q = 0,74$  л/хв, що становить — 1,01 % від початкового значення. Збільшення радіального зазора до значення  $\delta_2 = 8$  мкм призводить до зменшення подачі насоса на величину  $\Delta Q = 1,67$  л/хв, що становить — 2,29 %. При збільшенні зазора до величини  $\delta_3 = 16$  мкм падіння подачі насоса також збільшується до величини  $\Delta Q = 4,08$  л/хв, що становить — 5,62 % і не відповідає вимогам щодо якості статичних характеристик.

Падіння подачі насоса обумовлено зміною перепаду тиску на LS-дроселі в момент виходу насоса на усталений режим роботи. На рисунку 7 показано графіки зміни перепаду тиску на LS-дроселі в залежності від величини LS-сигналу — тиску на вході виконавчого гідродвигуна, розраховані при різних значеннях зазора в золотникових парах. Величини зазора відповідають значенням, які використано при розрахунках статичних характеристик, показаних на рисунку 6. Характер зміни перепаду тиску на LS-дроселі співпадає із отриманими залежностями зміни подачі насоса.

При радіальному зазорі в золотниковій парі  $\delta_1 = 4 \text{ мкм}$  перепад тиску  $\Delta p$  на LS-дроселі зменшується при підвищенні тиску  $p_{LS}$  до величини  $210 \text{ бар}$  на величину  $\delta p = 0,41 \text{ бар}$ , що не перевищує 2 %. Збільшення радіального зазора до величини  $\delta_2 = 8 \text{ мкм}$  призводить до зменшення перепаду на LS-дроселі до величини  $\delta p = 0,93 \text{ бар}$ , що становить 4,5 % від заданої величини перепаду тиску  $\Delta p$  на LS-дроселі.

При збільшенні радіального зазора до величини  $\delta_3 = 16 \text{ мкм}$  зменшення перепаду тиску на LS-дроселі досягає величини  $\delta p = 2,21 \text{ бар}$ , що становить 11 % від установленого значення  $\Delta p$ .

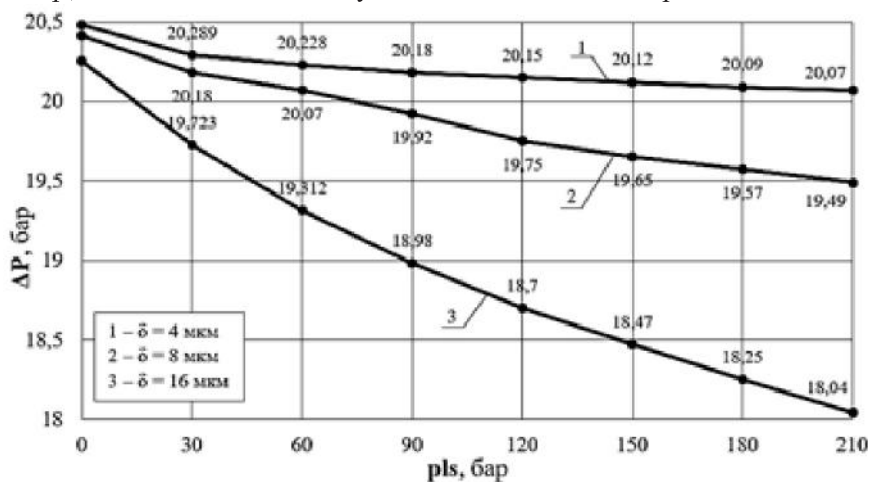


Рисунок 7 — Залежність перепаду тисків на LS-дроселі від величини  $p_{LS}$ , визначені для різних значень радіальних зазорів у золотникових парах ( $d_{LS} = 6 \text{ мм}$ ,  $\nu = 19,3 \text{ сСт}$ ,  $t^\circ = 60^\circ\text{C}$ )

На рисунку 8 показано залежності величини переміщення  $x_1$  золотника керування 5 (рисунку 2) від величини тиску  $p_{LS}$  на виході LS-дроселя. Залежності встановлено для наступних значень зазорів у золотникових парах:  $\delta_1 = 4 \text{ мкм}$ ,  $\delta_2 = 8 \text{ мкм}$ ,  $\delta_3 = 16 \text{ мкм}$ . В даному випадку спостерігається неповнота відкриття робочого вікна золотника 5 (рисунку 2) під дією перепаду тиску на LS-дроселі у залежності від величини тиску  $p_{LS}$ . Аналіз даного процесу також проводився для вказаних значень зазора  $\delta$  в золотниковій парі. Згідно налаштуванню золотникового розподільника відкриття робочого вікна відбувається при перепаді тисків на торцях золотників  $\Delta p = 20 \text{ бар}$ . При цьому переміщення золотника  $x_1$  має становити  $0,14 \text{ см}$ , що відповідає виходу кромки золотника на початок відкриття робочого вікна. Перевищення величини переміщення зазначеної величини  $l_2 = 0,14 \text{ см}$  призводить до збільшення перепаду  $\Delta p$  і, відповідно, подачі насоса.

При зменшенні переміщення  $x_1$  золотника у фіксоване положення виникає зменшення перепаду тисків на золотнику і, відповідно, на LS-дроселі, що призводить до зменшення подачі насоса. Згідно кривої 1, побудованої за умовою, що радіальний зазор у золотниковій парі  $\delta_1 = 4 \text{ мкм}$ , зміна тиску на виході LS-дроселя в межах від 0 до  $210 \text{ бар}$  відбувається із зміною величини фіксованого переміщення золотника у межах від  $0,145$  до  $0,14 \text{ см}$ .

Таким чином, відкриття робочого вікна золотника є додатним у всьому діапазоні зміни навантаження, що, як було показано на рисунку 6, забезпечує відповідний рівень якості статичної характеристики. При використанні золотникової пари із радіальним зазором  $\delta_2 = 8 \text{ мкм}$  характер відкриття робочого вікна змінюється згідно кривої 2. Лише в діапазоні зміни тиску  $p_{LS}$  від 0 до  $60 \text{ бар}$  відбувається відкриття робочого вікна — переміщення золотника перевищує  $0,14 \text{ см}$ . При подальшому підвищенні тиску  $p_{LS}$  витрата рідини у порожнину керування відбувається через зазор у золотниковій парі, яка в даному випадку працює при перекритому робочому вікні, в результаті чого витрата рідини, необхідна для роботи системи керування подачею насоса, забезпечується витоками рідини через зазор у золотниковій парі. При подальшому підвищенні тиску  $p_{LS}$  відбувається зменшення переміщення золотника, яке забезпечує необхідну подачу рідини у механізм регулювання подачі насоса. В результаті зменшення переміщення золотника  $x_1$  спричиняє зменшення величини перепаду тиску  $\Delta p$  на торцях золотника і відповідно на LS-дроселі. Останнє є причиною зменшення подачі насоса і зниження якості статичної характеристики.

При наявності радіального зазора в золотниковій парі на рівні  $16 \text{ мкм}$  витоки через зазор виявляються настільки значними, що навіть при тискові  $p_{LS} = 30 \text{ бар}$  робоче вікно не відкривається, тому що переміщення золотника не перевищує  $0,136 \text{ см}$  (рисунку 8, крива 3). При вищих значеннях тиску  $p_{LS}$  в даному випадку величина переміщення золотника суттєво зменшується. Так при  $p_{LS} = 90 \text{ бар}$  переміщення золотника  $x_1$  не перевищує  $0,125 \text{ см}$ , при  $p_{LS} = 150 \text{ бар}$  переміщення золотника  $x_1$  становить  $0,118 \text{ см}$ , при  $p_{LS} = 210 \text{ бар}$  переміщення золотника  $x_1$  зменшується до  $0,112 \text{ см}$ .



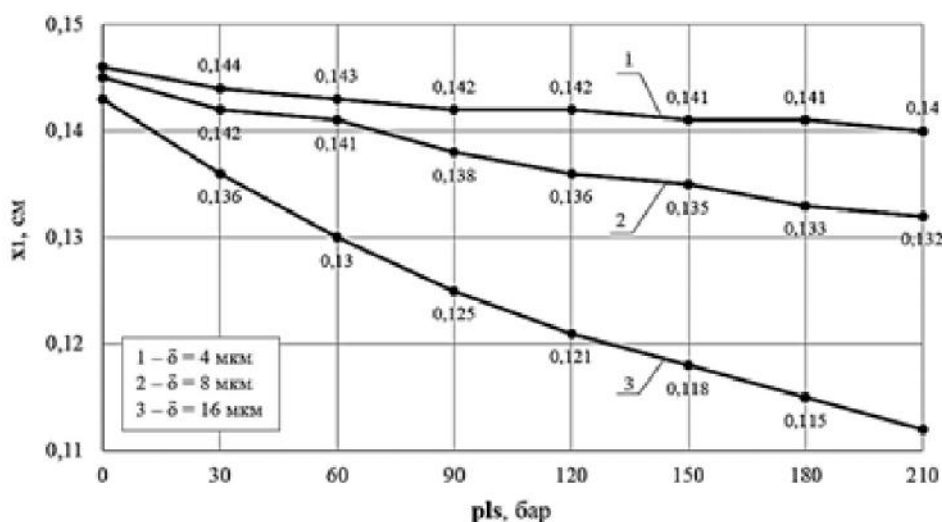


Рисунок 8 — Залежність переміщення  $x_1$  золотника 5 редукційного клапана від величини тиску  $p_{LS}$  на виході LS-дроселі

Відповідно зменшується перепад тиску на торцях золотника та LS-дроселі, що призводить до падіння рівня подачі насоса більше ніж на 10 %.

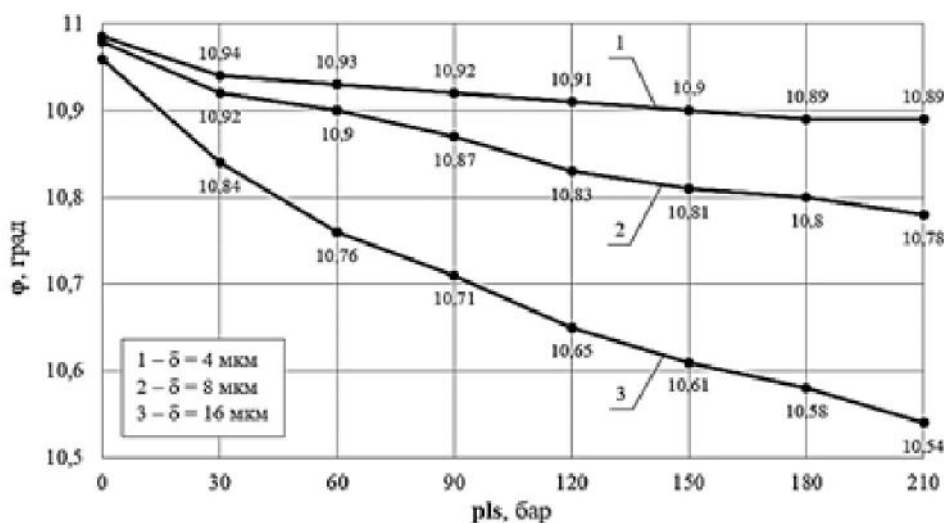


Рисунок 9 — Залежність кута нахилу похилого диска від величини тиску  $p_{LS}$

На рисунку 9 показано залежності кута нахилу похилого диска  $\varphi$  від тиску  $p_{LS}$ , якому відповідає певне значення подачі насоса. При цьому величина подачі насоса зменшується відповідно до зменшення кута нахилу похилого диска. Залежності кута  $\varphi(p_{LS})$  показано на рисунку 9 для трьох різних значень зазорів у золотниковій парі, які співпадають із раніше зазначеними. Результати розрахунку свідчать про суттєвий вплив зазорів у золотниковій парі на величину подачі. Навіть при нульовому значенні тиску  $p_{LS}$  при значенні зазора  $\delta_3 = 16$  мкм кут  $\varphi$  менший на  $0,03^\circ$ , чим у випадку, коли зазор становить  $\delta_1 = 4$  мкм. В даному випадку кут  $\varphi$  визначається як кут нахилу похилого диска на рисунку 2, б від вертикальної осі. Зменшення кута нахилу похилого диска автоматично призводить до зменшення подачі насоса. При підвищенні тиску  $p_{LS}$  розбіжність значень кута нахилу  $\varphi$  похилого диска при зазорах у золотниковій парі 4 мкм та 16 мкм становить  $0,35^\circ$ , що відповідає зменшенню подачі насоса на величину  $\Delta Q = 2,48$  л/хв.

Таким чином було виявлено можливу причину зміни подачі насоса при зміні навантаження на приводі робочого органа машини, пов'язану із значними коливаннями величини зазорів у золотникових парах. Навіть при виконанні золотникової пари у відповідності до технічних вимог можливі зазори, при яких витікання робочої рідини через зазори буде надто великим для забезпечення заданого перепаду тиску на LS-дроселі у  $\Delta p_{LS} = 20$  бар, що порушує нормальний режим роботи LS-регулятора, яким передбачено відкриття робочого вікна. Досвід ПрАТ «Гідросила АПМ» свідчить про наявність помітної нестабільності роботи насосів типу PVC 1.85 в даних умовах. Очевидною є необхідність розроблення заходів по стабілізації статичної характеристики насоса шляхом зменшення впливу зазорів у золотникових парах на стабільність роботи системи регулювання подачі насоса даного типу.



## Висновки

Розроблено математичну модель регульованого аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.85, яка відповідає конструктивним особливостям насосів даного типу і відтворює фізичні процеси при їх роботі. Математична модель є системою нелінійних диференціальних рівнянь дванадцятого порядку. Тому процес моделювання роботи даного насоса проведено із застосуванням числових методів розв'язку диференціальних рівнянь, реалізованими із використанням алгоритмічної мови Borland Delphi. Розроблена програма дозволяє проаналізувати вплив на якість роботи насоса структури та параметрів насоса та його окремих складових із врахуванням реального характеру процесів їх роботи, в тому числі пов'язаними із параметричними процесами.

Шляхом числового вирішення системи диференціальних рівнянь отримано залежності зміни основних параметрів насоса в процесі його роботи, що дозволяє визначити статичні та динамічні характеристики. Основну увагу на даному етапі приділено визначенню впливу параметрів насоса в процесі його роботи, що дозволяє визначити статичні та динамічні характеристики. В процесі дослідження математичної моделі основну увагу приділено визначенню впливу параметрів насоса на якість його статичної характеристики, яка визначається як залежність подачі насоса від величини тиску  $p_{LS}$  на виході LS-дроселя. Технічними вимогами відхилення подачі насоса від номінального значення при зміні тиску  $p_{LS}$  обмежено  $\pm 4\%$ . Проведений аналіз впливу параметрів насоса на якість статичної характеристики насоса довів, що в на якість статичної характеристики значною мірою впливає точність виготовлення LS-регулятора, який входить до складу системи регулювання подачі насоса. За технічними вимогами витрата рідини, яку споживає LS-регулятор, має знаходитись у межах 2,5—3,5 л/хв, що суттєво підвищує вимоги до точності виготовлення золотникових пар LS-регулятора. При існуючих нормах точності виготовлення деталей золотникових пар діаметральний зазор у їх з'єднаннях може змінюватись у межах 0,003—0,021 мм. Розрахунки свідчать, що при максимальних зазорах у золотникових парах має місце помітне зменшення подачі насоса при підвищенні тиску  $p_{LS}$ . При його наближенні до номінального значення відхилення подачі насоса від номінального значення може перевищувати 10%.

Причиною відхилення подачі насоса є неповне відкриття робочих вікон золотникових пар при підвищених зазорах, тому що витрата рідини через LS-регулятор при цьому є достатньою для завершення процесу регулювання подачі насоса, хоча перепад тиску на LS-дроселі буде менший за потрібний у 20 бар.

Найбільш ефективним заходом по стабілізації статичної характеристики в усьому діапазоні зміни тиску  $p_{LS}$  виявилось забезпечення радіального зазора у золотникових парах LS-регулятора на рівні 0,004—0,006 мм. Виробником даних насосів внесено зміни у технологічний процес виготовлення золотникових пар згідно рекомендацій.

## Література

1. Андренко, П. Н. Направления развития объемного гидропривода / П. Н. Андренко, З. Я. Лурье. // Промислова гідравліка і пневматика. — 2016. — №2(52). — С. 3—14.
2. Галухин, Н. А. Исследование влияния насыщения потока насоса на к.п.д. flow sharing гидропривода / Н. А. Галухин // Промислова гідравліка і пневматика. — 2014. — №1(43). — С. 55—63.
3. Бондарь, В. А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / В. А. Бондарь // Вісник СумДУ. — 2004. — №12(58). — С. 41—45.
4. Variable pumps, closed circuit [Електронний ресурс] // Rexroth Bosch Group. — 2017. — URL: [https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261586,g261587,g261590&pi=66E9F7C4-FBAF-3F55-CB1FB905C6B22A03\\_IC\\_S\\_82](https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261586,g261587,g261590&pi=66E9F7C4-FBAF-3F55-CB1FB905C6B22A03_IC_S_82).
5. Pumps [Електронний ресурс] // Parker — Режим доступу до ресурсу: <http://ph.parker.com/pl/ru/pumps>.
6. Open circuit axial piston pumps [Електронний ресурс] // Danfoss — Режим доступу до ресурсу: <http://products.danfoss.com/productrange/list/powersolutions/pistonpumps-motors/opencircuitaxial-piston-pumps/#/>.
7. Башта, Т. М. Объемные гидравлические приводы / Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, Е. М. Хаймович. — М.: Машиностроение, 1968. — 628 с.
8. Удосконалення системи керування нахилом люльки аксіального роторно-поршневого насоса типу PVC 1.63 / [М. І. Іванов, О. М. Переяславський, С. А. Шаргородський та ін.] // Промислова гідравліка і пневматика. — 2015. — №4 (50). — С. 68—73.
9. Лещенко, В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков / В. А. Лещенко. — М.: Машгиз, 1962. — 368 с.
10. Іванов, М. І. Апроксимація витратної характеристики золотникового розподільника LS-регуляторів / М. І. Іванов, В. П. Закревський, В. С. Руткевич. // Техніка, енергетика, транспорт АПК. — 2017. — №3 (98). — С. 44—48.
11. Руткевич, В. С. Адаптивний гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованого корму / В. С. Руткевич // Техніка, енергетика, транспорт АПК. — 2017. — №4(99). — С. 108—113.

## Статические характеристики насосов типа PVC 1

Н. И. Иванов, А. Н. Переяславский,  
С. А. Шаргородский, В. П. Закревский,  
Р. О. Гречко

**Цель.** Разработка мероприятий по повышению уровня статических характеристик насосов PVC 1.

**Методы исследования.** Математическое моделирование насоса типа PVC 1 на основе фундаментальных закономерностей гидравлики, гидромеханики и теоретической механики. Использование методов вычислительной математики для поисков решений системы нелинейных дифференциальных уравнений с определением характера изменения параметров насоса в процессе его работы.

**Результаты исследования.** Путем математического моделирования определены зависимости, характеризующие процесс работы насоса. На их основании рассчитаны статические характеристики насоса типа PVC 1.85, как типичного для номенклатурного ряда по рекомендации производителя. Выполнен анализ влияния параметров насоса и его составляющих на качество статических характеристик. Показано, что наиболее ощутимое влияние на стабильность подачи при изменении давления на его выходе создает величина зазоров в золотниковых парах LS-регулятора. При значении давления, равном номинальному, при максимально допустимом по техническим требованиям зазоре уменьшение подачи насоса может достигать 10 %. Определены зависимости изменения перепада давления на LS-дрессели и величины перемещения золотников от величины давления на выходе насоса.

**Выводы.** Математическая модель регулируемого аксиального роторнопоршневого насоса типа PVC 1 позволила проанализировать процессы работы насоса, обнаружив влияние ряда параметров на его характеристики. Среди параметров, которые влияют на качество статической характеристики, выявлено что отклонения реальной статической характеристики от заданной в наибольшей степени зависит от величины зазора в золотниковых парах LS-регулятора. Производитель насосов данного типа после практической проверки результатов моделирования внес соответствующие изменения в технологический процесс изготовления LS-регуляторов типа PVN.

**Ключевые слова:** регулируемый аксиальный роторнопоршневой насос, статическая характеристика, математическая модель, LS-регулятор.

## The flow rate characteristic of PVC 1 type pump

M. I. Ivanov, O. M. Perejaslavskyy,  
S. A. Shargorodskyy, V. P. Zakrevskyy,  
R. O. Grechko

**Aim.** Development of measures to improve the flow rate characteristics of PVC 1 type pumps.

**Research methods.** Mathematical modeling of the PVC 1 type pump based on the fundamental laws of hydraulics, hydromechanics and theoretical mechanics. Use computational mathematics methods to search of the nonlinear differential equations system solutions with change character of pump's parameters determination during its operation.

**Research results.** By mathematical modeling, the dependencies characterizing the operation of the pump are defined. Based on them, the static characteristics of the PVC 1.85 type pump are calculated, as typical for the nomenclature series, on the recommendation of the manufacturer. The effect of the parameters of the pump and its components on the quality of static characteristics is analyzed. It is show that the most significant influence on the stability of the supply with the change in pressure at its outlet is the gap in the spools of the LS-regulator. If the pressure value is equal to the nominal value, the pump supply reduction can reach 10 % at the maximum allowable clearance for technical requirements. Dependencies of the change in the pressure drop on the LS chokes and the displacement of the spools on the pressure at the pump outlet are determined.

**Conclusions.** The mathematical model of the variable displacement axial rotary piston PVC 1 type pump allowed analyzing the operation of the pump, to discover the influence of a number of parameters on its characteristics. Among the parameters that affect the quality of the static characteristic, it is revealed that the deviation of the real static characteristic from the preset deviation depends most of all on the gap in the spool pairs of the LS-regulator. In the production of spool pairs by the method of complete interchangeability, the maximum gap in the slide valve can reach 0.021 mm, as a result which there is a significant reduction in pump flow (up to 10% at nominal pressure). The manufacturer of pumps of this type after the practical verification of the results of the simulation made the appropriate changes in the technological process of manufacturing LS-regulators of PVN type.

**Keywords:** variable displacement axial rotary-piston pump, static characteristic, mathematical model, LS-regulator.