

УДК 621.652.1+62-522.2+532.5

В. В. Петрусь, асп.;

І. В. Коц, к. т. н., доц.

## АВТОМАТ РЕВЕРСА ДЛЯ ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З ГІДРОПРИВОДОМ

Проаналізовано відомі конструктивні виконання насосних агрегатів та їх приводів. Обґрунтовано ефективність застосування насосів із гідравлічним приводом, керування яким здійснюється за допомогою гідравлічного автомата реверса — автоколівального двоходового золотника. Аналіз підходів до створення основ аналітичного розрахунку поршневих насосів — перетворювачів з гідроприводом, показав актуальність розробки адекватної математичної моделі насоса. Це дозволить проводити дослідження і розрахунки в загальній постановці. Запропоновано математичну модель роботи гідроприводу помпуючого вузла та здійснено її експериментальну перевірку. Модель надає можливість вибору раціональних параметрів та характеристик, які забезпечать оптимальні режими перекачування рідин.

### Постановка проблеми

Існуючі універсальні тихохідні кривошипно-плунжерні насоси, які застосовуються для перекачування води та інших малов'язких рідин, мають велику масу, що припадає на 1 кВт гідравлічної потужності (від 20 у ГБ-354 до 50 кг/кВт у насоса Г-301). Навіть досконаліші конструкції таких насосів з ексцентриковим приводом типу УН (наприклад, УН-63-40 і УН-200-125) мають цей показник близько 20 кг/кВт. Ці насоси мають досить високу вартість, що обумовлена малою серійністю і недостатньою відпрацьованістю конструкцій. У шестерінчастих насосів високого тиску (наприклад, типу НШ-10, НШ-32, НШ-50), що випускаються в умовах масового виробництва, цей показник доведений до 0,75 кг/кВт при вартості, що майже на порядок відрізняється від вартості кривошипно-плунжерних та ексцентрикових насосів [1—3, 5, 8].

Ці обставини зумовлюють доцільність випуску насосів-перетворювачів на будь-який вид рідини і будь-який тиск з приводом від дешевих і легкозамінюваних масляних насосів.

### Аналіз останніх досліджень

У звичайних відомих гідроприводних насосів-перетворювачів металоемність приблизно 3—4 кг/кВт [2, 5]. Найпростіша схема перетворювача із стандартних елементів показана на рис. 1. Потрібна кількість шестерінчастих насосів 1 з нормально закритим запобіжним клапаном 2, через реверсивний гідравлічний золотник з електромагнітним керуванням 3, поршнем 6 приводить в рух помпуючий вузол 4, що має необхідний ступінь мультиплікації у порівнянні з тиском насосів 1. Рідина під перетвореним тиском надходить в колектор 5. Така схема також має ряд істотних недоліків:

а) золотники з електромагнітним гідравлічним перемиканням мають, як правило, дуже великий час перемикання (0,1—0,15 с), що примушує збільшувати час одного ходу до 1 с (частота 1 Гц), а при цьому також суттєво збільшується довжина циліндра;

б) недостатня експлуатаційна надійність механізму переключення реверсивного золотника при відносно великій частоті реверсів;

в) складність схеми приводу і конструкції привідного циліндра через зворотний зв'язок по шля-

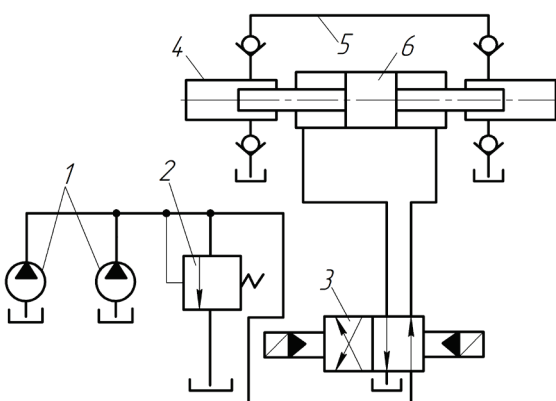


Рис. 1. Принципова схема насоса-перетворювача з реверсивним гідравлічним золотником, що має електромагнітне управління

ху переміщення з реверсивним золотником.

г) електромеханічні приводи мають значні габарити і масу, а також не дозволяють здійснювати плавне регулювання амплітуди і частоти робочих ходів виконавчого органу.

Як показали проведені нами дослідження серед відомих приводів найефективнішими є гідравлічні приводи насосних агрегатів поршневого, плунжерного чи мембранного типу з дистанційним автоматичним керуванням за допомогою спеціального автомата реверсу — автоколивальних пульсаторів клапанного та золотникового типу [5, 6, 7].

Був проведений також аналіз підходів до створення основ аналітичного розрахунку поршневих насосів-перетворювачів з приводом, що показав актуальність розробки адекватної математичної моделі насоса, і дозволить проводити дослідження і розрахунки в загальній постановці. В даний час при дослідженнях і розрахунках гідравлічних систем насоси, як правило, розглядаються у вигляді деяких точкових об'єктів із заданою гідравлічною характеристикою, тобто з певними вхідними і вихідними параметрами, зв'язок між якими встановлюється в більшості випадків експериментально на основі найпростіших модельних випробувань [1, 8]. При цьому загальна гідравлічна характеристика гідросистеми отримується на підставі гідравлічної характеристики насоса при заданій частоті робочих ходів і залежності гідравлічних втрат в трубопроводі від подачі насоса.

### Формулювання мети і задач

Основними задачами цієї роботи є розробка поршневого насоса-перетворювача з гідравлічним автоматом реверсу — автоколивальним пульсатором та створення теоретичних основ для його аналітичного розрахунку, а саме:

1. Створення на базі сучасних методів механіки суцільних середовищ математичної моделі насоса, що адекватно описує гідродинаміку потоку робочої рідини і є придатною для практичного застосування.
2. Дослідження на базі отриманої моделі загальних закономірностей гідродинамічних процесів в насосі.
3. Розробка на базі математичної моделі алгоритму розрахунку і математичного методу проектування насоса.
4. Постановка і розв'язання на базі математичної моделі задач оптимізації параметрів насоса.

### Виклад основного матеріалу

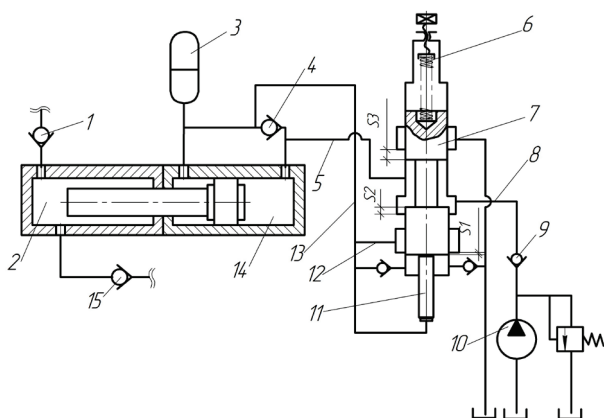


Рис. 2. Принципова схема поршневого гідроприводного насоса-перетворювача з гідравлічною пружиною зворотного ходу та автоматом реверсу — двоходовим золотником керування

На рис. 2 показано принципову схему поршневого гідроприводного насоса-перетворювача з гідравлічною пружиною зворотного ходу, в якій відсутні недоліки, що перераховані для схеми показаної на рис. 1 [5, 6]. Насос 10 через зворотний клапан 9 подає робочу рідину в трубопровід 8, що з'єднаний через розточку гідравлічного автомата реверса — двоходового золотника керування 7 і трубопровід 5 з поршневою порожниною робочого гідроциліндра 14, а також через зворотний клапан 4 — із штоковою порожниною гідроциліндра 14 гідроаккумулятором 3, що виконує в даному випадку роль гідропружини. Під дією робочого тиску поршень гідроциліндра 14 переміщується вліво і витісняє перекачану рідину з робочої порожнини 2 через нагнітальний клапан 1. В замкненій гідросистемі штокова порожнина гідроциліндра 14 — гідроаккумулятор 3, де підвищується тиск і, діючи по трубопроводу 13 на плунжер 11, викликає переміщення гідравлічного автомата реверса — золотника керування 7 вгору. При подачі рідини по трубопроводу 12 в підторцеву порожнину гідравлічного автомата реверса — золотника керування 7 останній миттєво переміщується вгору і сполучає напірну магістраль і поршневу порожнину робочого гідроциліндра зі зливом. Діаметри плунжера 11 і гідравлічного автомата реверса — золотника керування 7 підбираються з таким розрахунком, щоб золотник утримувався в вер-

хньому положенні до повної розрядки акумулятора 3 і повернення робочого органу у вихідне положення. Для забезпечення надійної роботи золотника керування 7 повинна виконуватись умова  $S_1 < S_2 = S_3$ , де  $S_1, S_2, S_3$  — розміри золотника керування. Коли тиск в гідросистемі падає, пружина 6 повертає гідравлічний автомат реверса — золотник керування 7 у вихідне положення, і починається наступний цикл. Періодичний розподіл потоку рідини в помпуючому вузлі дозволяє працювати з достатньо високою частотою (практично до 10—30 Гц), яку може забезпечити тільки гідравлічний автомат реверса — двоходовий золотник керування 7.

Оскільки час перемикання золотника керування досить малий у порівнянні з тривалістю циклу, при аналізі динаміки гідроприводу ним можна знехтувати і з достатньою точністю вважати, що робочий цикл складається з двох фаз: першої, в якій робочий орган масою  $m$  переміщується, стискаючи рідину в гідропружині 3; і другий — коли під дією стиснутої в гідропружині рідини він повертається у вихідне положення.

Оскільки час перемикання двоходового золотника керування 7 досить малий в порівнянні з тривалістю циклу, при аналізі динаміки гідроприводу ним можна знехтувати і з достатньою точністю вважати, що робочий цикл складається з двох фаз: першої, в якій робочий орган масою  $m$  переміщується, стискаючи рідину в гідропружині 3; і другий — коли під дією стиснутої в гідропружині рідини він повертається у вихідне положення.

Першу фазу робочого циклу можливо описати диференціальним рівнянням

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{\Gamma} F - cx - \sum R, \tag{1}$$

де  $\frac{d^2 x}{dt^2}$  — прискорення робочого органу масою  $m$ ;  $x$  — переміщення робочого органу масою  $m$ ;  $p_{\Gamma}$  — тиск в робочому гідроциліндрі.

$$p_{\Gamma} = \frac{Q_H t - Fx}{W_1} E_1, \tag{2}$$

де  $Q_H$  — продуктивність насоса;  $t$  — час;  $F$  — площа поршня робочого гідроциліндра;  $E_1$  — приведений модуль пружності напірної гідросистеми;  $W_1$  — робочий об'єм напірної гідросистеми;  $c$  — сумарна жорсткість пружних елементів, що протидіють рухові поршня гідроциліндра 14

$$c = \frac{(F - F_{шт})^2}{W_2} E_2, \tag{3}$$

де  $(F - F_{шт})$  — різниця площ поршня і штока робочого гідроциліндра;  $E_2$  — приведений модуль пружності гідросистеми акумулятора;  $W_2$  — робочий об'єм гідросистеми акумулятора;  $\sum R$  — сумарне статичне зусилля протидії руху поршня гідроциліндра.

З врахуванням значень параметрів  $p_{\Gamma}$  і  $c$  запишемо вираз (1) у вигляді

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{Q_H t - Fx}{W_1} E_1 F - \frac{(F - F_{шт})^2}{W_2} E_2 x - \sum R. \tag{4}$$

Після перетворень отримаємо

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + a_{11}^0 x = A_1 t + B_1, \tag{5}$$

$$\text{де } a_{11}^0 = \frac{F^2 E_1}{m W_1} + \frac{(F - F_{шт})^2 E_2}{m W_2}; \quad A_1 = \frac{Q_H F}{m W_1} E_1; \quad B_1 = -\frac{\sum R}{m}.$$

Використовуючи для розв'язання рівняння (5) перетворення Лапласа [4], з урахуванням початкових умов  $x_{(0)} = 0$ ;  $dx/dt_{(0)} = 0$  знаходимо

$$Xp^2 + Xa_{11}^0 = A_1/p^2 + B_1/p, \tag{6}$$

де  $X = X(p)$ ,  $A_1/p^2 + B_1/p$  — зображення шуканої функції  $x(t)$  і заданої функції  $f(t) = A_1 t + B_1$ .

Вираз (6) є алгебраїчним рівнянням першого степеня, при розв'язанні якого отримаємо

$$X(p^2 + a_{11}^0) = A_1/p^2 + B_1/p, \text{ або } X = A_1 p^2 (p^2 + a_{11}^0) + B_1/p (p^2 + a_{11}^0). \quad (7)$$

Розкладаючи раціональний дріб в правій частині формули (7) за методом невизначених коефіцієнтів, на основі теореми розкладання отримаємо

$$X = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{p^2 + a_{11}^0} - \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{p}{p^2 + a_{11}^0} + \frac{A_1}{p^2} + \frac{1}{p^2} + \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{1}{p}. \quad (8)$$

За отриманим у вигляді суми доданків зображенням  $X(p)$  знаходимо початкову функцію  $x(t)$  [4], тобто розв'язок рівняння (1)

$$x = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t - \frac{B_1}{a_{11}^0} \cos \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{A_1}{a_{11}^0} t + \frac{B_1}{a_{11}^0}. \quad (9)$$

Диференціюючи рівність (9), знаходимо вираз для швидкості та прискорення робочого органу

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{A_1}{a_{11}^0} \cos \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{B_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{A_1}{a_{11}^0}; \quad (10)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{A_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t + B_1 \cos \sqrt{a_{11}^0} t. \quad (11)$$

Залежності (9)—(11) характеризують коливальний процес як незгасальний. Досліджувана гідросистема повинна працювати в режимі, при якому робочий хід завершується в першій чверті періоду коливань, тобто енергія частин, що рухаються, майже повністю повинна витратитись на здійснення корисної роботи. Зважаючи на це, умовно розглядаємо цей процес як згасальний, що значно спрощує розрахунок.

Аналіз отриманих залежностей показує, що суттєвий вплив на режим коливань спричиняє відношення  $c/m$ . Так, при збільшенні цього відношення скорочується час зарядки гідроаккумулятора і зменшується хід виконавчого органу, тобто, змінюючи жорсткість  $c$  гідросистеми, стає можливим регулювання числа ходів. Це впливає також з аналізу рівняння (1), згідно з яким найбільший ди-

намічний тиск в гідросистемі при максимальному прискоренні  $\left(\frac{d^2 x}{dt^2}\right)_{\max}$  робочого органу

$$p \geq \frac{\left[ c_1 + \frac{(F - F_{\text{шт}})^2 E_2}{W_2} \right] x + m \left[ \left(\frac{d^2 x}{dt^2}\right)_{\max} + \sum R \right]}{F}. \quad (12)$$

Як впливає з виразу (12), вибір відношення  $\frac{c}{m} = \frac{(F - F_{\text{шт}})^2 E_2}{m W_2}$  необхідно обмежувати тим тиском, на який налагоджений клапан-пульсатор, щоб запобігти його передчасному спрацюванню [3, 4].

Друга фаза робочого циклу описується таким диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = c(x_0 - x) - \sum R, \quad (13)$$

де  $x_0$  — хід робочого органу, що відповідає повному ходу зарядки гідроаккумулятора 3 в першій фазі робочого циклу.

Після відповідних математичних перетворень виразу (13) при початкових умовах  $x_{(0)} = 0$ ;  $dx/dt_{(0)} = -v_0$ , де  $v_0$  — швидкість робочого органу в кінці першої фази циклу, отримаємо

$$x = \frac{A}{a_{22}^0} - \frac{A}{a_{22}^0} \cos \sqrt{a_{22}^0} t - \frac{v_0}{\sqrt{a_{22}^0}} \sin \sqrt{a_{22}^0} t; \quad (14)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{A}{\sqrt{a_{22}^0}} \sin \sqrt{a_{22}^0} t - v_0 \cos \sqrt{a_{22}^0} t; \quad (15)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = A\sqrt{a_{22}^0} \cos \sqrt{a_{22}^0} t + v_0\sqrt{a_{22}^0} \sin \sqrt{a_{22}^0} t, \quad (16)$$

$$\text{де } a_{22}^0 = \frac{c}{m}; \quad A = \frac{c}{m} x_0 - \frac{\sum R}{m}.$$

Інтегруючи рівняння (10) і (15), знаходимо час ходу робочого органу в першій і другій фазах робочого циклу. При цьому кількість ходів

$$n = 1/(t_1 + t_2). \quad (17)$$

### Висновки

На підставі теоретичного аналізу робочого процесу досліджуваного поршневого насоса-перетворювача з гідравлічним приводом, керування яким здійснюється за допомогою гідравлічного автомата реверса — автоколивального двоходового золотника, виявлені найістотніші характеристики і параметри привідної гідросистеми, виведені узагальнені функціональні залежності, що зв'язують між собою основні параметри привідної гідросистеми і конструкції насоса-перетворювача, які придатні для практичних розрахунків при попередній оцінці і при виборі їхніх раціональних параметрів на стадії ескізного проектування. Розв'язок диференціальних рівнянь математичної моделі, може бути рекомендований для практичної реалізації у вигляді аналітичних залежностей інженерної методики розрахунку для створення нових конструкцій насосів-перетворювачів з гідроприводом, впровадженні запропонованих насосів у виробництво та оцінюванні їхньої ефективності.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Верзилин О. И. Современные буровые насосы. — М.: Машиностроение, 1981. — 256 с.
2. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев и др. — М.: Машиностроение, 1977. — 174 с.
3. Ковалевкий В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. — М.: Недра, 1983. — 504 с.
4. Матвеев И. Б. Машины ударного и вибрационного действия. — М.: Машиностроение, 1974. — 184 с.
5. Номенклатурний каталог насосного обладнання, випускаемого заводами СНГ. Матеріали для проєктувальників. — Київ: УкрНІИВодоканалпроект, 1996. — 106 с.
6. Онищенко А. Г., Васильев А. В. Обоснование выбора типа привода дифференциального растворонасоса // Конструкции зданий и строительное производство: Сб. научн. трудов. — К.: 1996. — С. 12—15.
7. Патент № 17949А Україна МПК<sub>6</sub> E 04 B 43/06. Мембранний гідропривідний насос / Коц І. В., Волошин О. Б. (Україна) — № 94052928; Заявл. 11.05.1994; Опубл. 31.10.1997, Бюл. № 5.
8. Патент № 9736U Україна МПК<sub>7</sub> F04B 35/00. Компресор з гідравлічним приводом / Коц І. В., Петрусь В. В. та інші (Україна) — № 200502692; Заявл. 24.03.2005; Опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика-2006, 25—28.09.2006 р.)

Надійшла до редакції 23.11.06  
Рекомендована до друку 12.12.06

**Петрусь Віталій Володимирович** — аспірант, **Коц Іван Васильович** — доцент.

Кафедра теплогазопостачання, Вінницький національний технічний університет