

**В. С. Бутько, к.т.н., доцент,  
Д. М. Хоменко, магістр**

*Національний авіаційний університет*

## **ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ЗМІННОЇ ПОДАЧІ**

*Дана робота присвячена проведенню аналізу якості стабілізації тиску перехідного процесу, а також дослідженню динамічних характеристик регулятора тиску аксіально-поршневого насоса.*

### **Постановка проблеми**

В гідрокінематичних схемах (рис. 1) багатьох сучасних насосів, що використовуються в цивільній авіації (в тому числі й такі удосконалені моделі традиційних насосів цивільної авіації (ЦА), як НП-43, НП-72) має місце суттєвий недолік наявності дуже високого коефіцієнта підсилення прямої ланки, котрий змушує вводити дроселі малих прохідних перерізів, підключених в лінію послідовно.

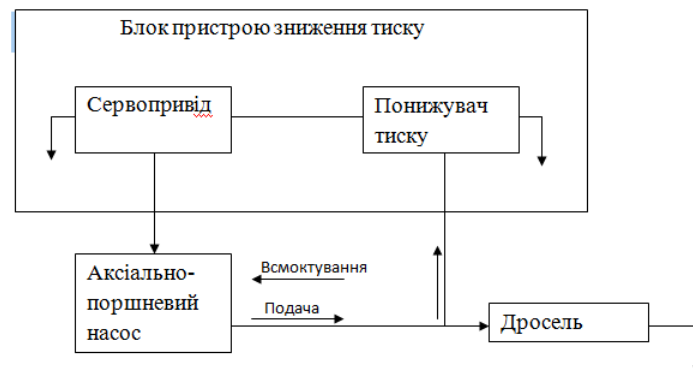


Рисунок 1 – Принципова схема

### **Постановка задачі**

Метою роботи є вивчення принципів підвищення якості стабілізації тиску, оптимізації демпфуючих властивостей автомату стабілізації тиску об'ємного насоса, що в загальному випадку забезпечує мінімальні величини перерегулювання тиску в напірній лінії насоса.

### **Одержання та аналіз математичної моделі**

Для поліпшення динамічних властивостей системи в автомат стабілізації підключено гідравлічний понижувач тиску, що важливо для покращення динаміки системи (окрім демпфування та підсилення прямої ланки регулювання), так як вводить в математичний опис процесу додатковий параметр  $\Gamma$  коефіцієнтт пониження тиску (описує зниження тиску при збільшенні подачі рідини в порожнину сервоприводу автомату стабілізації). А додаткове включення дроселя в лінію сервоприводу знижує швидкодію системи, що не може підвищити якість перехідних процесів. Для дослідження динамічних властивостей системи та регулятора тиску частково отримані передаточні функції переміщення поршня регулятора (1 тиску в регуляторі (2) і переміщення поршня регулятора (1).

Передаточні функції отримано в результаті створення лінеаризованих рівнянь: рівнянь нерозривності, рівняння сил на поршні сервоприводу, поршні понижувача тиску, золотника чутливого елемента та рівнять звязку потоку рідини з перепадами тисків.

Передаточні функції лінійної моделі системи після перетворень Лапласа:  
 - передаточна функція по переміщенню поршня (ПФП)

$$W_y(s) = \frac{Y(s)}{\Phi(s)} = \frac{A_o}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_o} ; \quad (1)$$

- передаточна функція по тиску в напірній лінії (ПФТ)

$$W_p(s) = \frac{P(s)}{\Phi(s)} = \frac{(b_3s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_o)B_o}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_o} , \quad (2)$$

де  $\Phi(s)$  – зображення по Лапласу одиничного ступінчатого збурення на дроселі навантаження,  $Y(s)$  і  $P(s)$  – зображення по Лапласу оригіналів функцій  $y(s)$  (переміщення поршня сервоприводу) та  $p(s)$  (зміна тиску на дроселі) відповідно,  $a_3, a_2, a_1, a_o, A_o, B_o$  – постійні, що визначають динамічні властивості автомату. Особливість функції ПФП є те, що  $b_1 = a_1, b_2 = a_2, b_3 = a_3$ .

Оптимізація передаточної функції ПФП проводиться способом витримування рівномірності амплітуди по частотам та лінійності фазової характеристики в найбільш широкій полосі робочих частот. Виконання умови рівномірності амплітуди (рис. 2) означає приближення діаграми Найквіста до кола у крайньому випадку в нижній її половині для динамічних систем не нижче 3-го порядку.

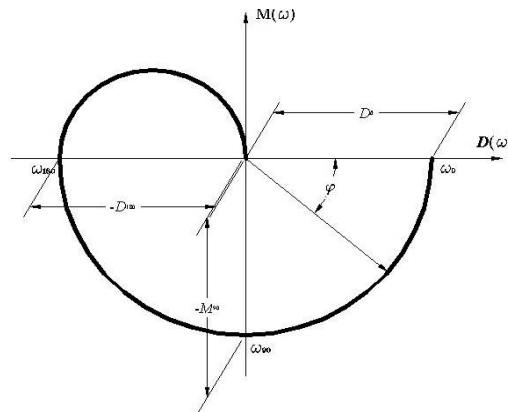


Рисунок 2 – Діаграма Найквіста

### Оптимальне передаточне число кінематики сервоприводу та його демпфування

Передаточне число кінематики сервоприводу (4) дорівнює відношенню приросту координати  $\Delta y$  поршня до приросту змінного робочого об'єму  $\Delta V$ . Це передаточне число разом з коефіцієнтом підсилення за витратою робочих кромек золотника ( $k_3$ ) вираховує підсилення прямої ланки динамічної системи сервоприводу насоса. Додаткове включення дроселя в лінію сервоприводу знижує швидкодію динамічної системи і тому не може служити засобом покращення якості перехідних процесів.

Послідовне включення понижувача тиску суттєво розширює можливості оптимізації параметрів при незначному ускладненні конструкції насоса.

З другої умови оптимізації перетворення, при припущенні  $k_b^2 k_c^2 \ll (m^2 k_y^2 + 2mk_y k_b k_c)$  при малих  $k_c < 10^{-4} \text{ см}^5/\text{Н}$  отримуємо:

$$k_{cont} \approx \frac{\sigma^2}{2 - \sigma^2} \left( \frac{F^2 + Ck_0}{k_y} - \frac{mk_y}{\sigma^2 k_c} \right) = 14,714 \text{ Нсек/см.} \quad (4)$$

Виконаємо розрахунок при

$$\frac{\sigma^2}{2 - \sigma^2} = 0,42857.$$

При вибраних  $F = 1 \text{ см}^2$ ;  $m = 0,02 \text{ Нсек}^2/\text{см}$ ,  $C = 500 \text{ Н/см}$ ,  $k_y = 0,02 \text{ см}^5/\text{Нсек}$ ,  $k_c = 4 \cdot 10^{-5} \text{ см}^5/\text{Н}$

Оптимальна добротність динамічної системи по передаточній функції залежить головним чином від передаточного відношення сервоприводу  $k_h$  та ступеня пониження тиску  $\lambda$ .

Оптимальне передаточне відношення  $Fk_h \gg hCk_y$

$$W_y(s) = \frac{Y(s)}{\Phi(s)} = \frac{A_0}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}.$$

кінематики сервоприводу при додатковому припущенні вираховується:

$$k_{h\_opt} \approx \frac{\sigma_0}{F} \left( \lambda + \frac{k_n C}{\lambda k_3 f_3} \right) \sqrt{\frac{(F^2 + Ck_c + k_b k_y)^3}{mk_c}} = 171,865 \text{ см}^2 / \text{сек}.$$

Оскільки аналітична оптимізація безпосередньо вихідного параметра (тиску в напірній лінії насоса) є складною через 3-й порядок полінома чисельника ПФТ, то в якості першого наближення оптимізується ПФП.

За результатами оптимізації ПФП знаходяться основні параметри динамічної системи- кругова частота власних коливань  $\omega$ , декремент затухання коливань і нахил експоненти  $r$ .

Із фізичних умов вираховуються постійні інтегрування  $C_1, C_2, C_3$  функції переміщення поршня  $y(t)$ :

$$y(t) = C_1 e^{nt} + C_2 e^{nt} \cos(\omega_c t) + C_3 e^{nt} \sin(\omega_c t). \quad (5)$$

Безпосереднє визначення вигляду перехідної функції за тиском ПФТ проводиться аналогічно з новими постійними:

$$p(t) = D_1 e^{nt} + D_2 e^{nt} \cos(\omega_c t) + D_3 e^{nt} \sin(\omega_c t). \quad (6)$$

Перехідна функція тиску вираховується по базовій  $y(t)$  (5) з використанням зв'язку між ПФП і ПФТ:

$$P(s) = \frac{C_{зон}}{\lambda F k_3 k_3} \beta(s) Y(s),$$

де  $\beta(s) = b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S + b_0$  – поліном 3-ї степені відносно оператора диференціювання.

### Висновки по математичному аналізу

#### Функція ПФП:

- мале перерегулювання першої півхвилі (перерегулювання не вище 5% повного ходу поршня);
- швидке затухання коливань при малому числі коливань (не більше 2-х півхвиль); малий час регулювання (не більше 0,005 сек на полосі пропускання);
- час розгону до першого перетину перехідної функції з новим положенням поршня в кінці затухання коливань не перевищує 30% часу всього процесу, який становить не більше  $1,7 \cdot 10^{-3}$  сек.

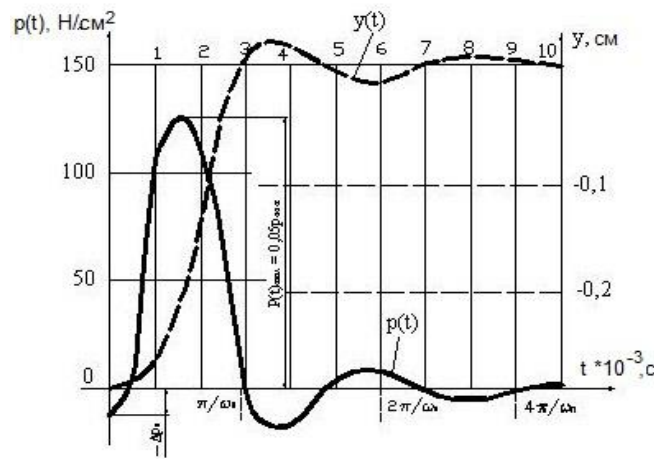


Рисунок 3 – Аналіз графічного відображення перехідних функцій

### Функція ПФТ:

- правильне розміщення 1-го найбільшого місцевого перерегулювання тиску ще під час розгону поршня;
- відповідність провалів тиску з положенням місцевих максимумів положень поршня;
- інтенсивне затухання коливань, при якому коливання несуттєві після одного перерегулювання і одного провалу тиску; Найбільше перерегулювання тиску 1-ї півхвилі не перевищує 130 Н/см<sup>2</sup> (12,8 атм) при збільшенні подачі рідини 0,1 номіналу, що становить не більше 5% номінального тиску в 100 атм.

### Загальні висновки

Значне перевищення початкового тиску над кінцевою величиною, що протирічить фізичній суті невеликого підвищення тиску при пониженні подачі рідини по характеристиці режимів, що встановилися.

Перша та друга похідні тисків за часом в початковий момент часу суттєво відрізняються від нульових значень.

Аналіз графічного відображення (рис. 3) перехідних функцій  $y(t)$  і  $p(t)$  показує:

Для  $y(t)$ : мале перерегулювання першої півхвилі (перерегулювання не більше 5% повного ходу поршня), швидке затухання коливань (не більше 2-х півхвиль), малий час регулювання (не більше 0,005с на полосі пропускання).

Для  $p(t)$ : наглядність 1-го тах перерегулювання тиску ще під час розгону поршня, інтенсивне затухання коливань, тах перерегулювання тиску не перевищує 5% номінального тиску при збільшенні подачі рідини в 0,1 номіналу.

$$f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} = \frac{1220,734}{2\pi} = 194,286 \text{ Гц.}$$

Відмічені недоліки змушують ввести поправку початкової частини перехідного процесу, яка понижує розрахунковий початковий тиск від 86,616 Н/см<sup>2</sup> до передбачуваного від'ємного значення –  $\Delta p_s = 30 \text{ Н/см}^2$  (помилки регулювання на нульовій частоті).

### Література

1. Попов Д. Н. «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем». Учебник для машиностроительных вузов. М., 1976. – 424 с.
2. Прокофьев В. Н. «Динамика гидропривода». М., 1972. – 288 с.
3. Прокофьев В. Н. «Проектирование и расчет автономных приводов». М., 1972. – 232 с.
4. Лур'є З. Я. «Моделювання та оптимізація гідравлічних систем». К., 1995. – 144 с.