

ГІДРАВЛІЧНЕ УПРАВЛІННЯ КЛАПАННОЮ СИСТЕМОЮ ДЛЯ РОЗПОДІЛУ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ЦИЛІНДРАХ ПНЕВМАТИЧНОГО ДВИГУНА

Ремарчук М.П., д.т.н.; Абрамчук І.Ф., д.т.н.; Жилін С.С., к.т.н.

(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Виконані дослідження процесу управління клапанною системою для розподілу тиску повітря в циліндрах пневматичного двигуна в перехідному режимі.

Постановка проблеми. Управління системою клапанів первинних двигунів (двигунів внутрішнього згоряння і пневмодвигунів) забезпечується, в основному, за рахунок механічного приводу, недоліки якого є відомими і достатньо вивченими [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З аналізу сучасної наукової літератури [3] встановлено, що конструктором Луї Мекарським вперше був спроектований пневматичний двигун для приводу міського транспорту, зокрема для приводу трамвая, який запатентовано у Франції в 1872 році. Через чотири роки ним був виготовлений перший вагон в Парижі. На практиці цей винахід було реалізовано в місті Нанта на трасі довжиною в 6 км. Стиснене повітря, що використовувалось для приводу двигуна, знаходилось в 10 балонах з об'ємом 280 літрів в кожному під тиском 3 МПа (30 кг/см²). Цієї енергії було достатньо для приводу трамвая в прямому і зворотному напрямках. З 1959 року трамвай знаходиться в музеї транспорту в Парижі.

В Німеччині (Десау) подібний трамвай був запроваджений в 1894 році. Двигун в трамваї розміщувався відкрито в центрі вагона. Для розігріву масла, призначеного для змащення пар тертя, яке охолоджувалось відпрацьованим повітрям, використовувалась гаряча вода. Заправка гарячою водою

забезпечувалась на кінцевих зупинках трамвая, яка забезпечувала розігрів масла для змащення двигуна в процесі його роботи.

З наведеного можна зробити висновок, що такий вид міського транспорту з приводом за рахунок енергії стисненого повітря може конкурувати з іншими джерелами енергії і застосовуватись в межах міста як один із найбільш екологічно чистих транспортних систем. Однак для застосування в сучасних умовах таких двигунів, які здатні працювати на стисненому повітрі необхідні додаткові широкомасштабні дослідження і удосконалення окремих складових такого двигуна. Одним з таких напрямків є підвищення ефективності управління клапанною системою розподілу повітря в пневматичному двигуні завдяки використанню електронної системи сумісно з електропневматичним або електрогідравлічним приводами [4].

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення швидкодії клапанної системи управління процесом розподілу тиску повітря в циліндрах чотирьох циліндрового пневматичного двигуна в перехідному режимі. Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити гідравлічну схему управління клапанною системою для розподілу тиску повітря в циліндрах пневматичного двигуна;
- визначити при використанні гідравлічного приводу параметри його насосної установки, які забезпечать задану швидкодію клапанної системи при управлінні процесом розподілу тиску повітря в циліндрах пневматичного двигуна.

Рішення задачі. Для підвищення рівня швидкодії гідросистеми приводу в рух клапанів пневматичного чотирьох циліндрового двигуна розроблена схема, вид якої наведено на рис. 1.

Основними складовими елементами гідравлічної системи приводу клапанів (див. рис. 1) є: гідроциліндри – 1; гідророзподільники двохпозиційні, трьохлінійні з електромагнітним управлінням – 2, зливна і напірна гідролінії – 3 і 4; запобіжний клапан – 5; зворотній клапан – 6; насос – 7; масляний бак – 8; масляний фільтр – 9; поршень – 10; пружина – 11.

Для забезпечення роботи кожного з циліндрів чотирьох циліндрового пневмодвигуна використовується два гідроциліндри, які працюють по черзі. Один з гідроциліндрів забезпечує відкриття одного із клапанів для пропуску повітря під тиском в робочу камеру двигуна, а після виконання ним корисної роботи для видалення повітря з робочої камери двигуна включається в роботу випускний клапан пневмодвигуна за рахунок спрацювання другого гідроциліндра. Виходячи з наведеного, кількість циліндрів для приводу клапанів чотирьох циліндрового пневмодвигуна прийнято вісім.

Схему управління одним із восьми клапанів можна представити у вигляді спрощеної гідросистеми, яка показана на рис. 2. Всі позначення на рис. 2 співпадають з вищенаведеними позначеннями, які показано на рис. 1.

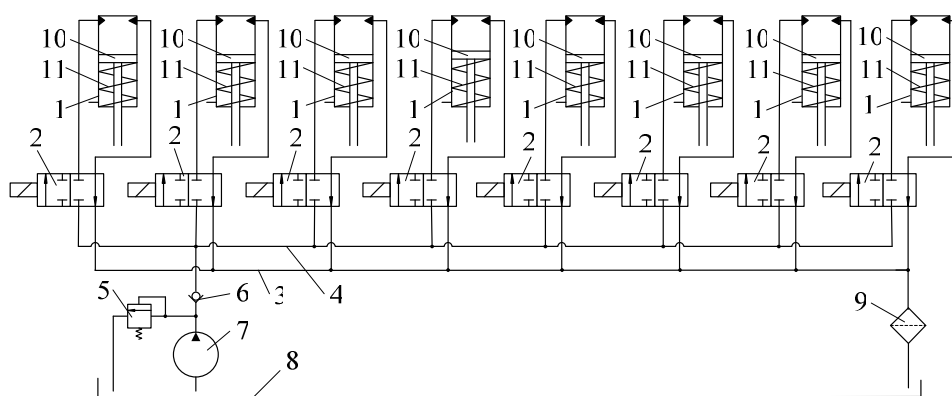


Рис. 1. Гідрравлічна схема управління послідовним відкриттям затворів восьми клапанів чотирьох циліндрового пневматичного двигуна

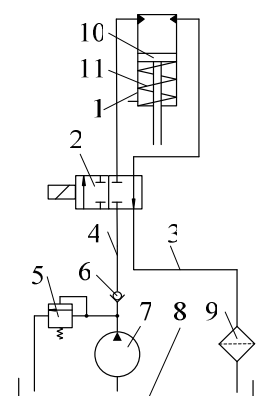


Рис. 2. Гідросхема для розрахунку параметрів насосної установки

Механізм переміщення одного із клапанів чотирьох циліндрового пневматичного двигуна, який виконано у вигляді конструктивної схеми та у вигляді розрахункової моделі управління, показано на рис. 3 а) і б).

Конструктивне виконання гідроциліндра 1 односторонньої дії (див. рис. 3 а), виконано у вигляді поршня-штовхача 10 та пружини 11, розрахункові параметри яких є відомими. Взаємодію зусиль на поршень-штовхач 10 показано на рис. 3 б) у вигляді розрахункової моделі.

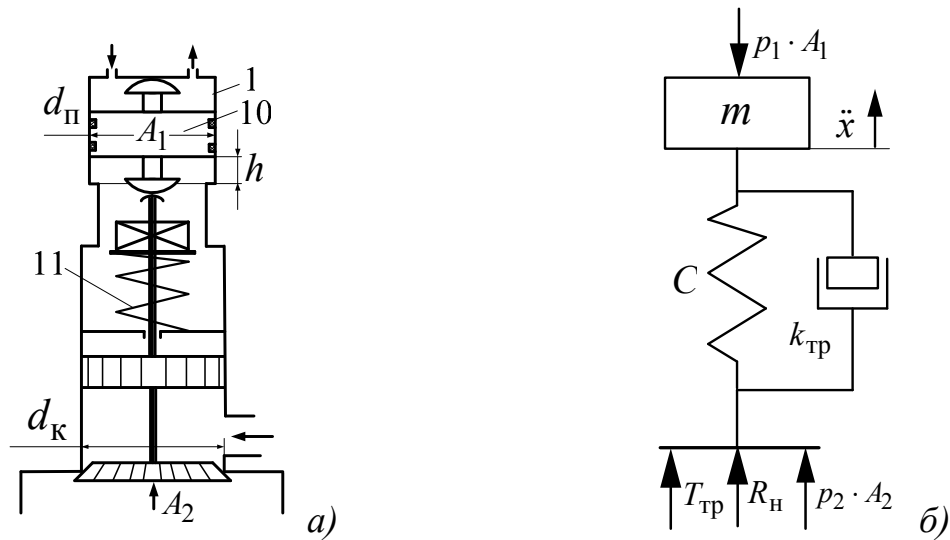


Рис. 3. Навантаження, що діють на клапан пневматичного двигуна:
 а) – конструктивна схема; б) – розрахункова модель

Для визначення величини дії тиску рідини при відкритті клапана, який приводиться в рух під дією зусилля поршня-штовхача скористаємось рівняннями динаміки [5]:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 \cdot A_1 - (p_2 \cdot A_2 + T_{тр} + R_H + k_{тр} \cdot \dot{x} + C \cdot x), \\ Q_{цвх} = A_1 \cdot \dot{x} + \frac{W_1}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \end{cases} \quad (1)$$

де $m \cdot d^2 x / dt^2$ – сила інерції, Н; $d^2 x / dt^2$ – прискорення, м/с²; p_1, p_2 – тиск рідини, що діє на поршень-штовхач і клапан, відповідно, МПа; A_1, A_2 – площі порожнин поршня-штовхача і клапана, відповідно, мм²; R_H – корисне навантаження клапана, що визначається затяжкою пружини, Н; $T_{тр}$ – сила тертя, яка виникає в рухомих сполученнях і ущільненнях, Н; $k_{тр} \cdot \dot{x}$ – сила в'язкого тертя, Н; $C \cdot x$ – позиційне навантаження, Н; C – жорсткість пружини, Н/м; $Q_{цвх}$ – об'єм рідини на вході робочої порожнини поршня-штовхача, дм³/хв; W_1 – об'єм рідини в гідросистемі від насоса до поверхні поршня-штовхача, дм³; E – об'ємний модуль пружності рідини, Н/мм²; t – час переміщення поршня-штовхача і клапана одночасно, с.

Крім того, скористаємось дослідженнями [5], за якими встановлено, що зрушення поршня-штовхача можливе тільки при виконанні умови коли:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \int_0^t (A_1 \cdot (p_1 - p_2) - R_n) \cdot dt, \text{ якщо } A_1 \cdot (p_1 - p_2) \geq R_n, \quad (2)$$

$$\frac{dx}{dt} = 0, \text{ коли } A_1 \cdot (p_1 - p_2) \geq R_n, \quad (3)$$

$$\frac{dx}{dt} = 0, \text{ коли } A_1 \cdot (p_1 - p_2) \leq R_n. \quad (4)$$

Наведені умови, у вигляді рівнянь (2), (3) і (4) базуються на положенні того, що зрушення відбувається тільки в сторону дії тиску рідини на поршень-штовхач, а не в зворотному напрямку, що суперечить реальній фізичній картині процесу, оскільки навантаження, яке діє на поршень-штовхач зі сторони пружини діє в режимі закриття клапана, а не на відкриття клапана.

Для визначення величин тиску на етапі зрушення поршня-штовхача приймемо наступні припущення: – швидкість руху поршня-штовхача прийнята рівноприскореною; – температура і в'язкість робочої рідини в гідросистемі прийнята однаковою і незмінною на дослідному проміжку часу; – трубопровід і гідроциліндри прийняті як абсолютно жорсткі; – режим течії рідини в трубопроводі і елементах гідросистеми прийнятий ламінарним.

Для використання наведених вище рівнянь на етапі проектування скористаємось спрощеннями, які в незначній мірі можуть вплинути на точність результатів розрахунку. При перехідному періоді роботи початкове переміщення поршня-штовхача і клапана приймемо як рівноприскорене. Тоді прискорення визначатиметься за формулою

$$d^2x/dt^2 = x/t^2. \quad (5)$$

Переміщення штока гідроциліндра розглядатимемо в режимі відкриття клапана при протидії пружини і дії інших факторів. Це дозволяє, з незначною похибкою, не враховувати вплив пружності рідини при переміщенні поршня-штовхача на процес проектування гідросистеми двигуна. Об'єм рідини на вході в циліндр виразимо через параметри насоса. Тиск рідини на вході в

гідроциліндр виразимо через тиск рідини на виході із насоса. Тоді система рівнянь, що наведена вище матиме вигляд:

$$\begin{cases} A_1 \cdot (p_n - \Delta p_n) \cdot (1 - k) - A_2 \cdot p_2 - R_n - k_{тр} \cdot \mathcal{G} - C \cdot x - (m \cdot \mathcal{G}^2) / (2 \cdot x) = 0, \\ A_1 \cdot \mathcal{G} = V_{кр} \cdot n \cdot \eta_o - q_a - q_{ц}, \end{cases} \quad (6)$$

де Δp_n - втрати тиску на ділянці від насоса до робочої порожнини поршня-штовхача, МПа; $k_{тр}$ - коефіцієнт, який враховує втрати тиску в гідроциліндрі від сил тертя в рухомих сполученнях і в ущільнюючих пристроях при номінальному значенні тиску рідини; $V_{кр}$ - розрахунковий об'єм робочої камери насоса, см³/об; q_a , $q_{ц}$ - початкові втрати рідини в гідроапаратах і в гідроциліндрі при номінальному значенні тиску рідини, см³/хв.

Наведена система рівнянь дозволяє аналітично визначити параметри насоса та визначити величину потужності необхідної для забезпечення працездатності гідросистеми для приводу клапанів пневматичного двигуна.

Для прийнятих на стадії проектування показників маси поршня-штовхача, пружини, клапана, параметрів робочої рідини, жорсткості пружини, величини в'язкого тертя в діапазоні можливих її змін, величини діаметрів трубопроводу гідросистеми та втрат тиску рідини, встановлених на підставі [6], в цілому на основі вищенаведеної математичної моделі, отримані наступні результати.

Так, для забезпечення швидкості руху поршня-штовхача на рівні 1,25 м/с необхідно застосувати насос шестерняний з об'ємом робочої камери 32 см³/об. Потужність для приводу гідросистеми лежить в межах від 2,5 до 4 кВт при значенні тиску рідини в гідросистемі на рівні 5...6 МПа. Для підвищення рівня швидкодії приводу в рух клапанів двигуна розроблена гідросистема, від якої показано на рис. 4.

Принцип роботи і будова гідросистеми показаної на рис. 4. практично співпадає з принципом роботи і будовою гідросистеми, наведеної на рис. 1.

Відмінністю схем являється застосування трьохлінійних гідророзподільників замість чотирьохлінійних. Заміна гідророзподільників

дозволить підвищити швидкодію їх спрацювання, спростити гідравлічну схему управління клапанами чотирьох циліндрового пневматичного двигуна.

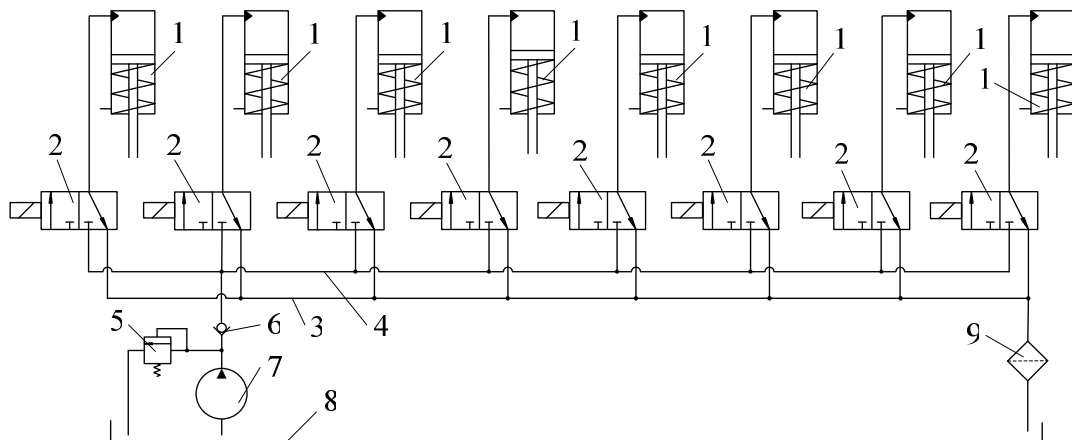


Рис. 4. Спрощена гідравлічна схема управління послідовним відкриттям затворів восьми клапанів чотирьох циліндрового пневматичного двигуна

Спрощення гідравлічної системи характеризується зменшенням кількості трубопроводів для з'єднання циліндрів з гідророзподільниками, що дозволить зменшити витрати на виготовлення гідросистеми для приводу клапанів пневматичного двигуна.

Висновки. Виконані дослідження дозволяють зробити висновок, що на основі отриманої математичної моделі можливо визначити параметри насосної установки для забезпечення зрушення поршня-штовкача з заданою швидкістю на перехідному режимі роботи для відкриття клапанної системи пневматичного двигуна.

Список літератури

1. Майський М.І. Трактори і автомобілі / М.І. Майський, Д.К. Богуславський; за ред. Г.І. Трубнікова. – К.: Держ. вид-во сільськогосп. літератури, 1961. – 484 с.
2. Автомобіли-самосвали / [В.Н. Белокуров, О.В. Гладков, А.А. Захаров и др.]; под ред. А.С. Мелик-Саркисянц. – М.: Машиностроение, 1987. – 217 с.
3. Коляда М.Г. Рекорды и достижения в области наземного транспорта / М.Г. Коляда. – Донецк: ООО ПКФ «БАО», 2006. – 288 с.

4. Александров Є.Є. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами: Підручник у 3 т. / Александров Є.Є., Козлов Е.П., Кузнецов Б.І.; за заг. ред. Є.Є. Александрова. – Харків: НТУ «ХП», 2002. – Т.1: Теорія автоматичного керування. – 490 с.
5. Лурє З.Я. Моделювання та динаміка гідравлічних систем: Навчальний посібник / З.Я. Лурє, О.П. Іваницька. – Харків: ХДПУ, 2000. – 132 с.
6. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2003. – № 1. – С. 20–24.

Аннотация

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ КЛАПАННОЙ СИСТЕМОЙ ДЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРАХ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Ремарчук Н.П., Абрамчук И.Ф., Жилин С.С.

Выполнены исследования процесса управления клапанной системой для распределения давления воздуха в цилиндрах пневматического двигателя в переходном режиме.

Abstract

PRESSURE CONTROL VALVE SYSTEM FOR DISTRIBUTION OF AIR CYLINDER

Remarchuk M.P., Abramchuk I.F., Jilin S.S.

The investigation of the valve control system for the distribution of air pressure in the cylinder pneumatic engine under transient conditions