

УДК 621.225.001.24:69.002.51

ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ШТОКА ПРИ ГАЛЬМУВАННІ ПОРШНЯ В СИЛОВОМУ ГІДРОЦИЛІНДРІ

Ремарчук М.П., д. т. н., професор, Шматько О.М., магістр
*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. Петра Василенка)*

На основі застосування відомих залежностей і прийнятих допустимих припущень визначена швидкість руху штока при гальмуванні поршня в силовому гідроциліндрі.

Постановка проблеми. Підвищення працездатності силових гідроциліндрів приділяється значна увага [1]. Одним із таких напрямків є забезпечення процесу гальмування штока наприкінці ходу поршня. Для цього використовуються відомі способи створення сприятливих умов в гідроциліндрі [2, 3] за рахунок: дроселювання рідини через кільцевий канал; застосування вмонтованого дроселя в корпусі циліндра; виконання ряду отворів в штоку гідроциліндра; виконання плаваючого поршня; використання додаткових пристроїв в поршнях і кришках циліндрів; зниження тиску в робочій порожнині

гідроциліндра; підвищення проти тиску рідини; використання у внутрішніх порожнинах циліндра додаткових елементів (пружин, упорів і ін.).

Аналіз публікацій. Так у роботі [3] запропонована конструкція демпферного пристрою для гальмування поршня, конструктивна схема якого наведена на рис. 1. Особливість наведеної конструкції демпферного пристрою є те, що при підході поршня 1 у крайнє положення і у випадку входження хвостовика штока 7 у спеціально створений отвір в кришці 4 відбувається запирання об'єму рідини в камері 8 і витиснення її під високим тиском через кільцевий канал 3 на злив в масляний бак. При цьому поршень 1 і його ущільнювачі пристрою сприймають значний тиск, що діє в камері 8, який приводить до зниження надійності роботи ущільнюючих пристроїв і гідроциліндра в цілому. Подача рідини в поршневу порожнину гідроциліндра 2 забезпечується через канал 5 і зворотній клапан 6.

Для усунення наведеного вище недоліку пропонується конструкція поршня, схема якого наведена на рис. 2. Гальмування поршня 1 забезпечується за рахунок витиснення рідини через кільцевий канал 6 з камери 3 при входженні хвостовика штока 7 у спеціальну порожнину створену у кришці 3 гідроциліндра 2.

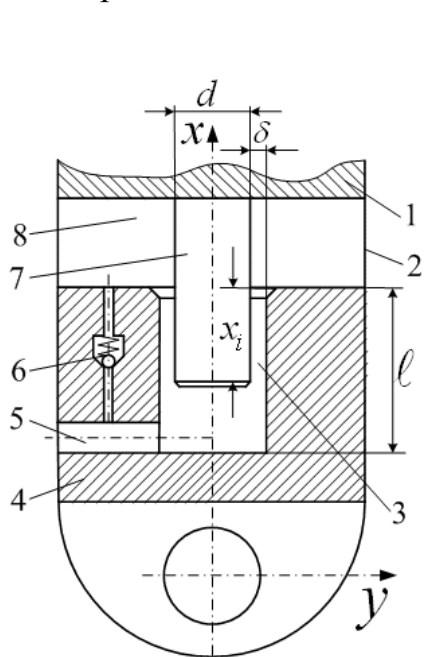


Рис. 1. Конструкція демпферного пристрою при гальмуванні об'ємом рідини з поршневої порожнини гідроциліндра

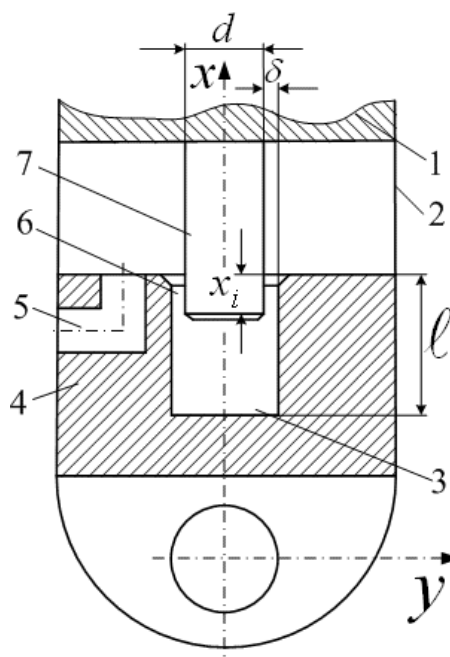


Рис. 2. Конструкція демпферного пристрою при гальмуванні об'ємом рідини зі спеціальної порожнини в кришці гідроциліндра

Робоча рідина, що витісняється з камери 3 надходить у поршневу порожнину гідроциліндра 2, а далі через канал 5, що виконано у кришці 4 надходить на злив у масляний бак. При цьому тиск рідини, що створюється у поршневій порожнині гідроциліндра мінімальний і, отже, ущільнюючі пристрої поршня працюють при дії незначного тиску рідини, що дозволяє підвищити надійність їхньої роботи.

Мета роботи полягає у отриманні залежності для визначення швидкості руху штока при гальмуванні поршня в силовому гідроциліндрі.

Задачі дослідження. Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі: визначити теоретично швидкість руху рідини в кільцевому каналі створеному хвостовиком поршня і поверхнею, що примикає до нього; скласти рівняння руху штока гідроциліндра.

Результати досліджень. Кільцевий зазор, що утворений хвостовиком штока і охоплюваною його поверхнею, можна представити у вигляді двох паралельних стінок, одна з яких рухається з деякою початковою швидкістю, а інша нерухома. У зазорі між двома поверхнями перебуває в'язка рідина. Рух рідини в зазорі викликано перепадом тиску, а також рухом однієї з поверхонь.

Рівняння руху рідини в зазорі має вигляд

$$\frac{d^2 \vartheta}{dy^2} = -\frac{dp}{\rho \nu dx},$$

де ϑ – швидкість руху рідини в зазорі в напрямку координати x ;

p – тиск рідини в зазорі;

x, y – координати;

ν – кінематична в'язкість рідини;

ρ – щільність рідини.

У даному рівнянні позначимо $\mu = \rho \nu$ як динамічну в'язкість рідини.

Складову рівняння $\frac{dp}{dx}$ представимо константою і позначимо B , через те, що тиск рідини у зазорі уздовж координати « y » є малим, то величина його є постійною. У результаті інтегрування даного рівняння двічі отримаємо

$$\vartheta = \frac{1}{2\mu} B y^2 + C_1 y + C_2. \quad (1)$$

Для визначення постійні інтегрування C_1 і C_2 використаємо граничні умови

$$\vartheta = 0, \text{ якщо } y = 0$$

$$\vartheta = \vartheta_0, \text{ якщо } y = \delta$$

$$\vartheta = -\frac{1}{2\mu} B y (y - \delta) + \vartheta_0 \frac{y}{\delta};$$

Замінивши в даному рівнянні параметр B одержимо

$$\vartheta = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} y (y - \delta) + \vartheta_0 \frac{y}{\delta}. \quad (2)$$

Через те, що швидкість руху хвостовика штока істотно менше швидкості руху рідини в зазорі, то другим членом даного рівняння можна зневажити.

Витрата робочої рідини через кільцевий зазор становить

$$Q = dF \vartheta = -\frac{\pi d}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \int_0^\delta (y^2 - y\delta) dy = -\frac{\pi d}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \delta^3. \quad (3)$$

Диференціальне рівняння процесу гальмування з урахуванням ряду припущень можна представити у вигляді

$$m \frac{d\mathcal{G}}{dt} = p S_u, \quad (4)$$

де S_u – площа хвостовика штока.

У рівнянні (3) витрати рідини замінимо складову $\frac{dp}{dx}$ на $\frac{p}{x}$, а величину витрати Q представимо, як $\frac{dx}{dt} S_u$, тоді одержимо

$$\frac{dx}{dt} S_u = -\frac{\pi d \cdot p}{12 \mu \cdot x} \delta^3. \quad (5)$$

З отриманого рівняння визначимо величину тиску в замкнутій камері, що забезпечує гальмування поршня, тобто

$$p_i = \frac{\frac{dx}{dt} S_u \cdot 12 \mu \cdot x_i}{\pi d \delta^3}. \quad (6)$$

Дане рівняння підставимо у вихідне диференціальне рівняння, у результаті чого одержимо

$$m \frac{d\mathcal{G}}{dt} = -\frac{\frac{dx}{dt} S_u^2 \cdot 12 \cdot \mu \cdot x_i}{\pi d \delta^3}. \quad (7)$$

У результаті рішення (7) отримаємо

$$\mathcal{G}_K = \mathcal{G}_H - \frac{6 S_u^2 \mu \ell^2}{\pi d \delta^3 m}. \quad (8)$$

Отримана залежність дозволяє визначити закономірність зміни швидкості з урахуванням довжини хвостовика, величини зазору і маси, що прикладена до штока гідроциліндра. З використанням отриманого рівняння (8) для гідроциліндра з такими даними: – діаметр хвостовика становить 40 мм; – в'язкість рідини – 150 мм²/с; – щільність рідини – 960 кг/м³; – початкова швидкість переміщення штока гідроциліндра – 0,3 м/с; маса, що діє на шток – 10000 кг і іншими даними визначений характер падіння швидкості руху штока, яка значно знижується і за рахунок цього знижується динамічне навантаження на гідроциліндр і гідросистему машини.

Висновки. Отримана теоретична залежність відповідає реальним процесам, що відбуваються в кільцевому осісметричному зазорі. Так, наприклад, швидкість переміщення хвостовика штока падає від початкової до мінімальної швидкості. Аналогічний характер має залежність по визначенню зміни тиску в порожнині, що утворена хвостовиком й охоплюваною ним поверхнею. Для остаточного прийняття рішення відносно конструкції хвостовика поршня необхідно виконати експериментальні дослідження.

Список літератури

1. Тарнопольский В.М. Режимы работы и испытаний гидроцилиндров строительных и дорожных машин [Текст] / В.М. Тарнопольский, В.П. Лопата, Н.П. Ремарчук // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Республ. межвед. науч.-техн. сб., Вып. 39. - К.: Техніка. - 1986. - С. 106-109.
2. Ройтман В.А. Исследование процесса торможения поршня гидроцилиндра в конце хода. [Текст] / В.А. Ройтман / Строительные и дорожные машины, 1992, № 11-12, с.16-17
3. Марутов В.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет [Текст] / В.А. Марутов, С.А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.
4. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб.,и доп. [Текст] / Б.Т. Емцев / - М.: Машиностроение, 1987. - 440 с.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ В УСЛОВИЯХ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Ремарчук М.П., Шматько А.Н.

На основе использования известных зависимостей и принятых допущений определена скорость движения штока при торможении поршня в силовом гидроцилиндре.

Abstract

IMPROVING PERFORMANCE IN POWER HYDROCYLINDERS MODALITIES

Remarchuk M.P., Shmatko O.M.

On the basis of the known dependencies and assumptions determined by the velocity of the piston rod during braking force to the hydraulic cylinder.