

**ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИВОДУ ПНЕВМОУДАРНОГО ВУЗЛА**

*Розроблено аналітичні залежності для визначення основних конструктивних параметрів пневмоударних пристроїв*

За часів існування СРСР конструювання та виготовлення пневмоударної техніки здійснювалось в основному на території Росії, тому в Україні на сьогоднішній день проблема розробки нових зразків пневматичних машин ударної дії є досить нагальною.

Детальний аналіз існуючих конструкцій приводів пневмоударних машин та вузлів показує, що в залежності від виду керування повітророзподільчим пристроєм, їх можна поділити на чотири групи:

1. Пневмоударники, в яких керування повітророзподільчим пристроєм здійснюється тиском стисненого повітря робочих камер, безпосередньо діючого на клапан (БУ-1; пневмоударні вузли фірми "Demag" (Франція)). Таку схему повітророзподілу доцільно використовувати при короткому ході поршня-ударника та високій частоті ударів [1]. Її перевагою є простота конструкції повітророзподільчого механізму, а основний недолік – підвищення витрат стисненого повітря внаслідок необхідності прямого продування в момент, що передуює перекидці клапана.

2. Пневмоударники, в яких керування повітророзподільчим пристроєм здійснюється тиском стисненого повітря робочих камер і тиском стисненого повітря на додаткову площадку клапана в період робочого ходу, порожнина якої постійно з'єднана з повітроприймальною камерою через радіальний дроселюючий зазор (ударні вузли перфораторів ПР-20 Л, ПР-25 Л заводу "Пневматика"; ПР-30 К, ПТ-45 Киштимського механічного заводу; В-125 фірми "Boyer" (Австрія); М-12 фірми "Medon" (Франція); SV-141 фірми "RizeF (Франція)). Основними перевагами пневмоударних вузлів цього типу є надійність і стабільність в роботі, простота і технологічність конструкції. Вагомий недолік – низький ККД внаслідок великих втрат стисненого повітря, пов'язаних із дроселюванням [1].

3. Пневмоударники, в яких керування повітророзподільчим пристроєм здійснюється тиском стисненого повітря, що надходить по системі каналів із повітророзподільної камери площадки клапана (пневмоударні вузли фірми "Holmann" (Англія); фірми "BSW" (Австрія)).

4. Пневмоударники, в яких керування повітророзподільчим пристроєм здійснюється тиском стисненого повітря робочих камер і тиском стисненого повітря, яке надходить по системі каналів із робочих камер, на додаткові площадки фланця (ударні вузли перфораторів ПР-30, ПР-31 заводу "Пневматика"; фірми "Ingersol Rand" (США)).

Перевагою пневмоударників 3-ої та 4-ої груп є зменшені, в порівнянні з попередніми, витрати енергоносія, але це досягається за рахунок значного ускладнення їх конструкції та зменшення надійності в експлуатації.

З метою поєднання позитивних якостей перерахованих груп пневмоударників розроблено і випробувано пневмоударний вузол, конструкція приводу якого передбачає наявність слідкуючої системи повітророзподілу за рахунок механічного зв'язку поршня-ударника та впускних клапанів [2]. Циклограму робочого процесу розробленого пневмоударника зображено на рис. 1.

Розроблено математичну модель робочого процесу даного пневмоударного вузла, теоретичні дослідження якої дозволили встановити оптимальні величини конструктивних розмірів приводу з метою досягнення високих значень енергії та потужності удару, частоти ударів при мінімальних витратах енергоносія.

Виконано комплекс експериментальних досліджень та оцінено ймовірність їх результатів. Адекватність експериментальних даних результатам теоретичних досліджень встановлена шляхом використання методу довірчих інтервалів, що дозволяє з заданою довірчою ймовірністю визначити необхідні значення параметра, який оцінюється. Розраховане експериментальне значення критерію Фішера порівнювалось з теоретичним, прийнятим при необхідній довірчій ймовірності 0,95. Перевірка адекватності дала позитивні результати.

На базі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень отримано формули для визначення конструктивних параметрів приводів виконавчих вузлів пневматичних машин

ударної дії, які доцільно застосовувати при конструюванні та розрахунках пневмоударної техніки.

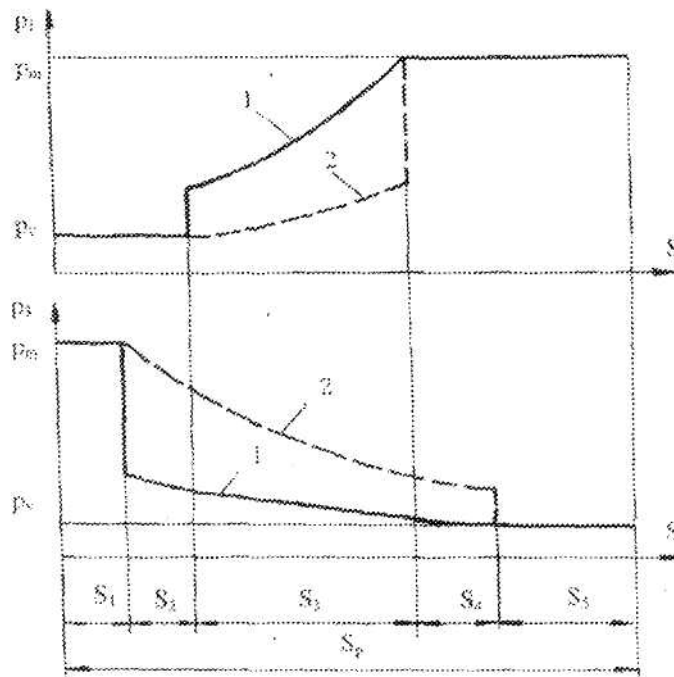


Рис. 1. Циклограма робочого процесу пневмоударного вузла з механічним зв'язком поршня та впускних клапанів: 1 – фаза робочого ходу поршня; 2 – фаза зворотнього ходу поршня;  $p_1$  – середній тиск в камері робочого ходу;  $p_3$  – середній тиск в камері зворотного ходу;  $p_m$  – мережний тиск живлення;  $p_v$  – тиск повітря перед впускними отворами;  $S_p$  – повний робочий хід поршня;  $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5$  – хід поршня на 1–5-му етапах відповідно

Зокрема, повний робочий хід поршня-ударника  $S$  можна визначити за заданим числом ударів  $\Pi$ , передударною швидкістю поршня-ударника  $W_y$  з врахуванням коефіцієнта  $K = 0,27$ , що отриманий експериментально:

$$S = \frac{K \cdot W_y}{\Pi} \tag{1}$$

Експерименти свідчать, що оптимальні значення передударної швидкості поршня-ударника знаходяться в межах 7–8 м/с.

За заданою енергією одиничного удару поршня-ударника  $A$  і визначеним ходом  $S$  з врахуванням експериментально отриманих середніх тисків і коефіцієнтів можна визначити діаметр поршня-ударника  $D$ :

$$D = \sqrt{\frac{0,1 \cdot A}{(1,84 \cdot p_1 + 0,67 \cdot p_2 - 2,5 \cdot p_3) \cdot \pi \cdot S}} \cdot 10, \tag{2}$$

де  $p_1$  – середній тиск стисненого повітря в камері робочого ходу,  $p_1 = 0,38$  МПа;

$p_2$  – середній тиск стисненого повітря біля входу в пневмоударник під час робочого ходу поршня-ударника,  $p_2 = 0,46$  МПа;

$p_3$  – середній тиск стисненого повітря в камері зворотного ходу,  $p_3 = 0,07$  МПа.

Значення середніх тисків стисненого повітря наведені при мережевому тиску 0,5 МПа.

Робочий об'єм пневмоударного приводу  $V_p$  визначається за відомою формулою:

$$V_p = F_p \cdot S, \tag{3}$$

де  $F_p$  – робоча площа поршня-ударника.

Повний об'єм камери робочого ходу  $V_{px}$  є сумою робочого об'єму  $V_p$  і додаткового об'єму камери робочого ходу  $V_{dp}$ :

$$V_{px} = V_p + V_{dp}. \quad (4)$$

Повний об'єм камери холостого ходу  $V_{xx}$  є сумою робочого об'єму  $V_p$  і додаткового об'єму камери холостого ходу  $V_{dx}$ :

$$V_{xx} = V_p + V_{dx}. \quad (5)$$

Додаткові об'єми камер робочого ( $V_{dp}$ ) і холостого ( $V_{dx}$ ) ходів визначаються із виразів, що отримані експериментально:

$$V_{dp} = 0,6 \cdot D^2 \cdot S, \quad (6)$$

$$V_{dx} = 0,8 \cdot D^2 \cdot S. \quad (7)$$

- Сумарна площа перерізу впускних каналів камер робочого  $F_1$  і холостого  $F_2$  ходів визначається виразом:

$$F_{1,2} = 0,038 \cdot D^2 \cdot S^{0,2}. \quad (8)$$

Сумарна площа перерізу випускних вікон  $F_3$ :

$$F_3 = 0,04 \cdot D^2 \cdot S^{0,7}. \quad (9)$$

Довжина шляху впуску в камеру робочого ходу  $L_1$ , в камеру зворотнього ходу  $L_2$  і довжина шляху випуску  $L_3$  визначаються виразами:

$$L_1 = 0,65 \cdot S, \quad (10)$$

$$L_2 = 0,25 \cdot S, \quad (11)$$

$$L_3 = 0,20 \cdot S. \quad (12)$$

Довжина робочого дзеркала  $L$  поршня ударника:

$$L = S - L_3. \quad (13)$$

Витрати стисненого повітря  $Q$ :

$$Q = \alpha \cdot \Pi \cdot (V_p + V_{xx}) \cdot (p_p + p_x) \cdot 10^{-4}, \quad (14)$$

де  $\alpha = 3,48$  – коефіцієнт, що отриманий експериментально;  $p_p = 0,31$  МПа – тиск стисненого повітря в камері робочого ходу перед відкриттям випускних вікон;  $p_x = 0,22$  МПа – тиск стисненого повітря в камері холостого ходу перед відкриттям випускних вікон.

Виходячи із мінімальних перепадів тиску стисненого повітря в підвідному трубопроводі, діаметр шланга можна визначити із такого виразу:

$$D_{III} > 0,45 \cdot D. \quad (15)$$

Сумарна довжина підвідних шлангів не повинна перевищувати 20 м. Таким чином, на основі теоретичних і експериментальних досліджень пневмоударного вузла отримано формули для визначення основних конструктивних параметрів його приводу. Їх доцільно використовувати при розробці нових конструкцій пневмоударних машин.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Сагинов А.С., Кичигин А.Ф., Лазуткин А.Г., Янцен И.А. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 358 с.
2. Стасюк В.М. Розробка та аналіз приводу пневмоударного пристрою // Наукові нотатки / Міжвузівський збірник за напрямком "Інженерна механіка". – Луцьк: ЛДТУ, 2000. – № 6 – С. 206–212.

СТАСЮК Віктор Михайлович – асистент кафедри екології та безпеки життєдіяльності Луцького державного технічного університету, м. Луцьк Волинської обл. – Україна.

Наукові інтереси:

– гідравліка та гідропривід.