

---

---

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**

---

---

УДК 621.9:62-755

**Ю. О. Сахно**, д.т.н., професор,  
**Є. Ю. Сахно**, д.т.н., професор,  
**Я. В. Шевченко**, ст. викладач

**АНАЛІЗ РОБОТИ БАГАТОПОТОЧНОГО ПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ  
ДРОСЕЛЬНОГО ТИПУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ  
ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

*У роботі розглянуто і порівняно можливості багатопоточних подільників щодо рівномірності розподілу рідини та сил, які впливають на якість роботи виконавчого механізму.*

**Ключові слова:** подільник потоку, рідина, сили тертя.

**Ю. А. Сахно**, д.т.н., професор,  
**Е. Ю. Сахно**, д.т.н., професор,  
**Я. В. Шевченко**, ст. преподаватель

**АНАЛИЗ РАБОТЫ МНОГОПОТОЧНОГО ПОДЕЛЬНИКА ПОТОКА  
ДРОСЕЛЬНОГО ТИПА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАЧЕСТВА И  
НАДЕЖНОСТИ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ**

*В работе рассмотрены и сравнены возможности многопоточных делителей в отношении равномерности распределения жидкости и сил, которые влияют на качество работы исполнительного механизма.*

**Ключевые слова:** делитель потока, жидкость, силы трения.

**Yu. O. Sakhno**, doctor of technical sciences, professor,  
**Ye. Yu. Sakhno**, doctor of technical sciences, professor,  
**Ya. V. Shevchenko**, senior lecturer

**THE ANALYSIS OF MULTIPLE-STREAM THROTTLE DIVIDER TO  
DETERMINE THE QUALITY AND THE RELIABILITY OF ITS OPERATION**

*The authors examine and compare the possibilities of multiple-stream dividers as to liquid distribution uniformity and the forces which affect the quality of the actuator.*

**Keywords:** stream divider, liquid, friction.

**Актуальність теми дослідження.** На сьогоднішній день у галузі машинобудування все більшу увагу привертає питання підвищення експлуатаційної точності машин та механізмів. У свою чергу багатопоточні подільники зайняли вагомe місце в рішенні цього питання.

**Аналіз останніх публікацій.** У галузі машинобудування розроблені багатопоточні подільники дросельного типу з проточною передавальною ланкою, які надійні в роботі, прості у виготовленні та не вимагають будь-якого попереднього налаштування або регулювання в процесі експлуатації [1-5].

**Постановка проблеми.** Завданням даної роботи є визначення впливу сил, що виникають під час роботи подільника на надійність та якість його експлуатації.

---

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**


---

**Виклад основного матеріалу.** Авторами розроблено подільник потоку [1, 3, 6], який складається з послідовно розташованих у корпусі регулювальних плунжерів, між торцями яких і корпусом утворені командні камери і змінні дроселі – робочі вікна. Потік робочої рідини, що підводиться від насоса до вхідного отвору в корпусі подільника, розділяється усередині плунжерів на 4 частини за допомогою діафрагм, що є постійними вхідними дроселями. Далі рідина прямує через командні камери до робочих вікон і потім направляєється до споживачів з витратами  $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$ .

Структурна схема взаємозв'язків елементів багатопоточного подільника при зміні навантажень або тиску показана на рис. 1, де  $P_1(t)$ ,  $P_2(t)$ ,  $P_3(t)$ ,  $P_4(t)$  – зовнішні збуджуючі дії навантаження,  $t$  – час. Сигнал, що зумовлений зміною навантаження, через рідинну передавальну ланку (ПЛ), яка розташована в командних камерах, передається послідовно від одного регулюючого органу (РО) до іншого.

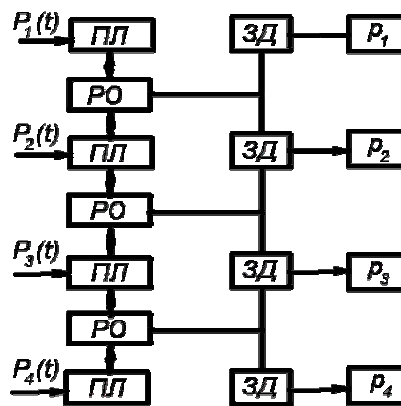


Рис. 1. Структурна схема багатопоточного подільника: ПЛ – передаюча ланка; РО – робочий орган; ЗД – змінний дросель;  $p_1, p_2, p_3, p_4$  – тиск на виході з подільника потоку

Регулюючі органи – плунжери, які переміщуючись у спільній порожнині корпусу подільника, змінюють прохідні перетини змінних дроселів (ЗД), при цьому урівнюється тиск у командних камерах подільника, що забезпечує постійний перепад тиску на вхідних дроселях, і, відповідно, теоретично рівні витрати у споживача.

При цьому в разі опору переміщення регулюючих органів тиск  $p_1, p_2, p_3, p_4$  при усталеному режимі роботи розподільника буде нерівним між собою і різниця тиску в командних камерах накопичуватиметься від плунжера до плунжера, і максимальна її величина складає:

$$\Delta p_{\max} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{F} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{T_i}{F},$$

де  $T_1, T_2, T_3$  – сили тертя при переміщенні плунжерів,  $n$  – кількість розділених потоків,  $i=1, 2, 3 \dots n$ ;  $F$  – ефективна площа плунжера.

Похибка поділу рідини може бути великою, якщо сили  $T_1, T_2, T_3$  великі, і зі зростанням  $n$  – похибка збільшується, тому що число послідовно встановлених у порожнини подільника регулюючих плунжерів збільшується. З метою підвищення точності ділення потоку на  $n$  частин паралельно регулю-

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**

ючим плунжерам встановлені (рис. 2), зрівноважуючи плунжери 3 і 12 (I-ша ступінь ділення), кромки яких разом з корпусом утворюють додаткові змінні дроселі 2, 6, 9, 13. Ці дроселі каналами 1, 7, 8, 14 пов'язані з командними камерами, які знаходяться між регулюючими плунжерами 16, 18, 20 (II-га ступень ділення).

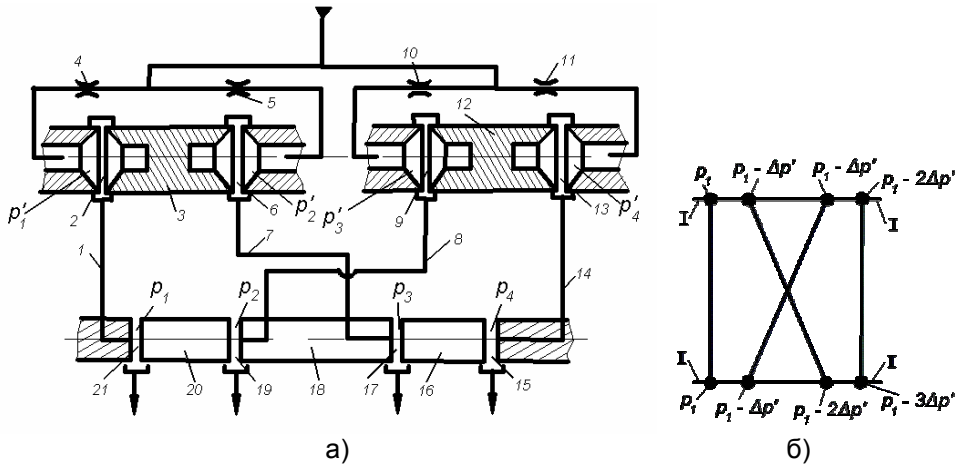


Рис. 2. Двоступінчатий подільник підвищеної точності ділення: а – принципова схема; б – структурний графік взаємозв'язків командних камер, I, II – відповідно перший та другий ступінь поділу

При силі тертя  $T = \Delta p / F$  на кожному регулювальному плунжері різниця між найбільшим  $p_{найб}$  та найменшим  $p_{найм}$  значенням тиску в командних камерах II – ступеня складає:

$$p_{найб} - p_{найм} = 3\Delta p, \tag{1}$$

де  $\Delta p$  – різниця тиску на торцях одного регулюючого плунжера.

Накопичені різниці тиску  $p_1 - p_3$  і  $p_2 - p_4$  у відповідних каналах 1, 7, 8, 14 діють на вирівнюючі плунжери 3 та 12 I-го ступеня тиску. В усталеному положенні плунжерів найбільша різниця тиску в торцевих камерах I-го ступеня при тому ж значенні  $\Delta p$  складатиме:

$$p_{найб} - p_{найм} = 2\Delta p. \tag{2}$$

Порівнюючи рівняння (1) і (2), зазначимо що різниця перепадів тиску на вхідних дроселях 4, 5, 10, 11 зменшиться на величину  $\Delta p$ , а точність розподілення в силу нерозривності потоків в каналах 1, 7, 8, 14, робочих вікнах 15, 17, 19, 21 і у споживачів підвищиться в 1,5 рази.

Конструктивна схема багатопоточного подільника підвищеної точності поділу показана на рис. 3. Урівнюючі плунжери I-го ступеня з метою підвищення чутливості дії і зниження тертя (величини  $\Delta p$ ), повертаються гідродинамічними силами рідини, що додатково підвищує точність розподілення і зменшує діапазон розсіювання похибок розподілу.

## ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

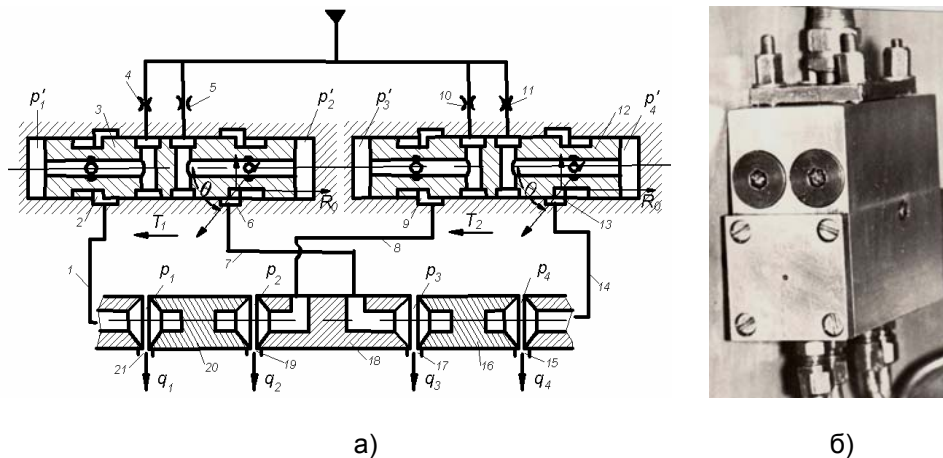


Рис. 3. Схема подільника потоку підвищеної точності поділу: а) принципова схема подільника; б) його загальний вигляд

Багатопоточний розподільник являє собою, з одного боку, детерміновану систему, в якій елементи взаємодіють точно передбаченим способом (вхідні і вихідні дроселі, робочі зазори регулюючих органів) і, з іншого боку, - стохастичну систему, поведінку якої точно передбачити неможливо. Стохастичну природу має: тертя в регулюючих і врівноважуючих плунжерах і перепад тиску в відводах (при випадкових вхідних діях навантаження), вплив яких на точність розподілу можливо з'ясувати лише наближено з відомим ступенем ймовірності.

Найбільша відносна похибка поділу є сума наступних складових  $\xi = \xi\Delta p + \xi\Delta q + \xi\Delta\delta$ , де,  $\xi\Delta p$  – похибка, яка обумовлена різницею тиску на торцях плунжерів при встановленому режимі роботи подільника;  $\xi\Delta q$  – похибка, що зумовлена перетіканням рідини в робочих зазорах регулюючих органів;  $\xi\Delta\delta$  – похибка, зумовлена виконанням геометричних форм і розмірів елементів розподілу.

Оптимізація конструкції багатопоточного подільника зводиться до пошуку (при накладених обмеженнях) таких значень змінних параметрів, які дають мінімум цільовим функціям різниці тисків:  $\Delta p = \Delta p(T, S, R)$ ; перетіканням рідини:  $\Delta q = \Delta q(d_n, Z, \mu_\delta)$ ; геометричної похибки:  $\Delta\delta = \Delta\delta(d_{op}, h)$ , де  $T$  - величина сили тертя в плунжерній парі;  $S$  – крок приєднання відводів першого ступеня до командних камер другого ступеня;  $R$  – гідродинамічна сила;  $d_n$  – діаметр плунжера;  $Z$  – діаметральний зазор у плунжерній парі;  $\mu_\delta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;  $d_{op}$  – діаметр діафрагми постійних вхідних дроселів;  $h$  – ширина дросельної кромки вихідних перемінних дроселів.

Шляхи зниження сил тертя, гідродинамічних сил, втрат рідини і геометричної похибки з метою підвищення точності ділення розглянуті в роботі [1].

Визначимо вплив на похибку ділення структури взаємозв'язків командних камер першого і другого ступеня регулювання і в тому числі параметра  $S$ .

Відводи першого ступеня подільника можуть бути зв'язані з командними камерами другого ступеня зі зміщенням  $S = 1, 2, 3, \dots, n$ . Необхідно знайти

## ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

функціональну схему поділу і величину  $S$ , що забезпечує найвищу точність ділення. Для цього встановлюються структурні графіки взаємозв'язку командних камер і потім у кожній точці зв'язку на верхній та нижній лініях, на горизонталях графіка встановлюються значення тиску (див. рис. 2,б).

Тиск в точках зв'язку на верхній горизонталі структурних графіків виявлений за правилом: при нахилі ліній, з'єднуючих точки верхньої та нижньої горизонталі вправо, і у випадку прямих вертикальних ліній зв'язку (непарних в ряді) тиски дорівнюють тискам в точці нижньої горизонталі. При нахилі лінії зв'язку вліво, і у випадку прямих вертикальних ліній зв'язку, парних в ряді тиску, в точках на верхній горизонталі змінюються на величину  $\Delta p$  від однієї точки до іншої.

Помічаємо, що найменшу різницю тиску  $p_{\text{найб}} - p_{\text{найм}} = 4\Delta p$  має подільник з кроком  $S = 3$ . Структурний графік взаємозв'язку командних камер подільника з кроком  $S = 3$  є симетричним. Накопичена різниця тиску на регулювальних плунжерах II-го ступня «компенсується» урівнюючими плунжерами I-го ступня.

Аналіз інших функціональних схем подільників [1,3,5] показав, що з'єднати командні камери обох ступнів з інтервалом  $S > 3$ , не порушуючи симетрії структурного графіка, неможливо. До того ж в цьому немає необхідності, тому що перепаду тиску  $p_{\text{найб}} - p_{\text{найм}}$  не відбуваються.

Порівнюючи різні структури графіків взаємозв'язку командних камер (див. рис. 2), помічаємо, що оптимальна схема багатопоточного подільника має наступні ознаки: а) симетрією структурного графіка; б) найменшу кількість вертикальних або похилих ліній зв'язку, що не перетинаються.

Нахилена лінія А – А (рис. 4) розділяє області оптимальних та неоптимальних структур взаємозв'язків командних камер.

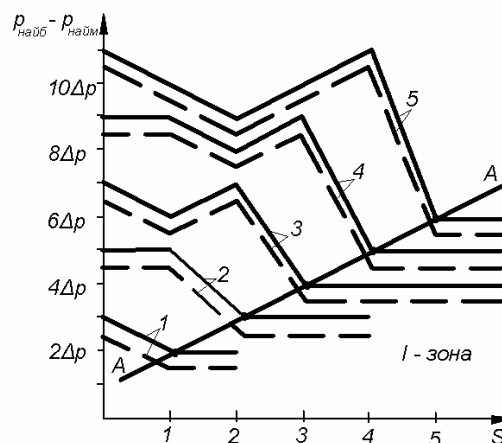


Рис. 4. До вибору оптимальної структури взаємозв'язку командних камер першого і другого ступнів ділення: 1 – чотирихпоточного подільника; 2 – шестипоточного подільника; 3 – восьмипоточного подільника; 4 – десятипоточного подільника; 5 – дванадцятипоточного подільника; I – зона оптимальної структури

В області оптимальних структур перепад тиску  $p_{\text{найб}} - p_{\text{найм}}$  є найменшим; він залишається постійним при різноманітних величинах кроку  $S$ .

---

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**


---

При несиметричній оптимальній структурі конструкція подільника не може бути виконана з однакових модулів, що ускладнює діагностику відмов у схемі поділу потоків. Тому надалі під оптимальною структурою будемо розуміти структуру, що має симетрією графіка взаємозв'язків командних камер.

З метою отримання малих стабільних витрат рідини змащування у відводах подільника необхідно вирішити наступні задачі:

1) забезпечити постійну різницю тиску на торцях регулюючих плунжерів, відповідну початку або завершенню їх переміщення;

2) зменшити облітерацію прохідних перетинів дроселів (постійних та змінних) та робочих зазорів у плунжерах;

3) знизити витікання рідини через робочі зазори плунжерів.

Різниця тиску на торцях плунжерів створюється силами тертя в парі плунжер-втулка (корпус). Величина тертя залежить від тривалості перебування золотника в спокої під тиском.

В окремих випадках при малих робочих зазорах сили тертя досягають такої величини, що відбувається фактичне заклинювання плунжера в корпусі. Вважається, що причиною суттєвого підвищення зусиль на початку переміщення золотника є облітерація (зарощування) зазору між розподіленими поляризованими молекулами робочої рідини, сторонніми частинками. До факторів, які знижують вірогідність заклинювання плунжера, відносяться: вібрація плунжерної пари або осцилюючі їх переміщення, обертання однієї з деталей, пульсація тиску робочої рідини, її фільтрація, збільшення робочого зазору між плунжером та корпусом.

Як показали досліді [6], плунжери при робочих зазорах 0,015 - 0,20 мм знаходяться в стані коливання, навіть без будь-якого вібраційного приводу. Однак більш надійними в роботі є подільники з примусовими коливаннями плунжерної пари. Відносна похибка розподілення в функції суми сил тертя плунжерів для чотирьохпоточного подільника знаходиться за формулою:

$$\xi = \frac{\sqrt{\Delta p_{\partial}}}{\sqrt{\Delta p_{\partial} - \sum T/F}} - 1, \quad (3)$$

де  $\Delta p_{\partial}$  – величина втрат тиску на вхідному дроселі;  $T$  – сила тертя плунжера;  $F$  – площа плунжера.

Аналізуючи вираз (3), бачимо, що величина площі  $F$  робочого органу впливає на похибку поділу  $\xi$ . При одному й тому самому значенні тертя похибка поділу тим менша, чим більша ефективна площа робочого органу. Практично,  $F > 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  ( $d > 20 \text{ мм}$ , де  $d$  – діаметр плунжера), похибка поділу при значенні тертя  $T = 4 - 12 \text{ Н}$ , не перевищує 4,3 %.

Статистична характеристика подільника встановлює залежність витрат від різниці тиску у відводах  $q_i = f(\Delta p_n)$ , де  $q_i$  – витрати рідини у відводах;  $\Delta p_n$  – різниця тиску у відводах,  $i = 1, 2, 3, 4 \dots n$ . Відносна похибка ділення потоку визначається за формулою:  $\xi_i = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\min}} \cdot 100\%$ , де,

$q_{\max} - q_{\min}$  – відповідно максимальні і мінімальні витрати, заміряні у відводах при усталеній різниці тиску  $\Delta p_n$ .

Експериментальний стенд для дослідження багатопоточних подільників змонтований на базі стенда для випробування гідроапаратури моделі

### ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

КИ – 4815. Дослідження проводились на зразках багатопоточних подільників, виконаних в одноступінчастих і двоступінчастих схемах ділення (див. рис. 3).

Подача мастила «Індустріальне 20» при температурі 30-35<sup>0</sup>С через чотирьохпоточний подільник виконувались при різних значеннях тиску у відводах, встановлених за допомогою навантажувальних дроселів. Порядок навантаження відводів приймався наступним [6]. Тиск в одному з відводів встановлювався максимально рівним 2,5 МПа, в другому відводі тиск змінювався від 0 до 2,0 МПа з кроком 0,5 МПа; у третьому і четвертому відводах тиск був нульовим, та кількість можливих комбінацій навантаження склала 19. Величини відносних похибок для одноступеневого і двоступеневого подільника, заміряних експериментально наведені в табл. 1.

Багатоступінчасті розподільні клапани підвищеної точності в ряді випадків придатні для синхронізації руху гідродвигуна в приводах металорізальних верстатів при змінних навантаженнях. Однак для оцінки динамічного узгодження синхронізованих вузлів необхідно визначити похибку розподілення потоку на рівні частини при змінному навантаженні.

При цьому сили опору, що діють на шток гідроциліндра, можна розподілити на силу опору від навантаження, яка виникає в результаті різання металу і на силу опору, що є результатом тертя.

Періодичні зміни сили різання викликаються наступними причинами: уривчастістю процесу різання; нерівномірністю припуску заготовки або биттям інструменту; періодичністю процесу стружкоутворення; вібраціями системи «верстат-інструмент-деталь».

Таблиця 1

Відносна похибка поділу

Одноступінчатий подільник			Двоступінчатий подільник		
$\Delta p_n$ , МПа	$\Delta q$ , л/хв	$\xi$ , %	$\Delta p_n$ , МПа	$\Delta q$ , л/хв	$\xi$ , %
0,5-2,5	0,24 - 0,37	8 - 14	0,5-2,5	0,12 - 0,21	4-7,3
-//-	0,18 - 0,48	7 - 19	-//-	0,12 - 0,18	4,1-6,2
-//-	0,18 - 0,24	7 - 9,6	-//-	0,15 - 0,19	5,1-6,6
-//-	0,42 - 0,87	16 - 36	-//-	0,03 - 0,15	1-5,4
-//-	0,78 - 0,84	31 - 33	-//-	0,09 - 0,18	3,1-5,7
-//-	0,42 - 0,9	27 - 35	-//-	0,12 - 0,15	3,8-5,3
-//-	0,21 - 0,51	8,2 - 20	-//-	0,12 - 0,15	4,7-5,2
-//-	0,45 - 0,54	17 - 20,1	-//-	0,12 - 0,21	4,2-7,4
-//-	0,54 - 0,60	21 - 22,6	-//-	0,06 - 0,24	4,0-8,6
-//-	0,45 - 0,66	17 - 28,6	-//-	0,03 - 0,12	1,0-4,3
-//-	0,48 - 0,69	17,7 - 30	-//-	0,03 - 0,15	1,0-5,5
-//-	0,15 - 0,49	6,1 - 21,2	-//-	0,03 - 0,12	1,0-4,0

В окремих випадках (биття, автоколивання) вони близькі до гармонічних, але набагато частіше форма цих коливань є дуже складною. Якщо відома періодична функція  $f(t)$  зміни сили різання, то вона може бути розкладена в ряд Фур'є на гармонійні складові з частотою, яка кратно підвищується, і амплітудою, що зменшується.

---

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**


---

Для проведення подальших розрахунків приймемо за умову: навантаження, що діє на шток гідроциліндра, змінюється за законом  $P = P_0 + D \sin \omega t$ , де  $P_0$  – постійна складова навантаження,  $D, \omega$  – амплітуда і кутова частота змінної складової навантаження визначається як:  $\omega = 2\pi f$ , де  $f$  – число коливань в секунду.

Похибка подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить від роботи, головним чином, першого ступеня поділу (без врахування витоків рідини в плунжерах другого ступеня). Оскільки зміни прохідних перерізів вхідних дроселів при осциляції плунжера незначні, можна прийняти тиск на вході в розподільвач  $P = \text{const}$ .

Таким чином, при синхронізації переміщення поршнів гідроциліндрів за допомогою дросельного подільника потоку в умовах, коли один з гідроциліндрів долає змінне навантаження, а інші постійну, виникає динамічна незгідність поршнів при їх русі.

Використовуючи формули [1,3] для визначення максимальних і мінімальних витрат на вході в подільник, визначимо різницю переміщень поршнів у функції частоти зміни навантажень при  $t = \text{const}$ .

Незважаючи на витік та стиснення рідини, динамічна неузгодженість поршнів за період часу  $t$  становитиме:

$$\delta_1 = \sum_{i=1}^k \frac{(q_{\max} - q_{\min}) \cdot t}{F}, \quad (4)$$

тут  $q_{\max}, q_{\min}$  – найбільші та найменші витрати у відводах,  $t$  – час переміщення поршнів,  $F$  – площа поршня;  $k$  – кількість подвійних ходів регулюючого золотника при його осциляції за час  $t$ , визначається за виразом:  $k = \omega t = \omega l / V$ , де  $\omega$  – частота зміни зовнішнього навантаження (тиску),  $l$  – найбільший хід поршня,  $V$  – середня швидкість поршня.

Графік  $\delta_1 = f(\omega)$ , отриманий з розрахунків, представлений на рис. 5; також приведені дані експериментальних дослідів, які показані точками. Незначні відхиленнями між результатами експерименту та розрахунку пояснюються прийнятими в розрахунках припущеннями і непостійністю сили тертя в реальних умовах.

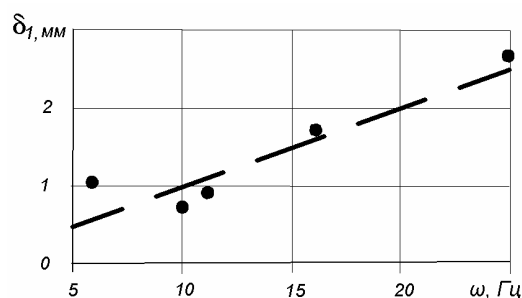


Рис. 5. Залежність відносної неузгодженості штоків гідроциліндрів від частоти зміни навантаження

З графіка видно, що чим вища частота зміни навантаження  $\omega$ , тим більша неузгодженість  $\delta_1$ , що отримують рухомі поршні, при цьому в схемі з багатоступінчатим подільником поршень гідроциліндра, під впливом змінних сил, діє з випередженням. Тому при проектуванні гідроприводів на базі бага-



---

**ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ**

---

тоступінчастих подільників та суматорів потоків необхідно враховувати амплітудно-частотні характеристики зовнішнього навантаження.

**Висновки.** Проаналізувавши роботу багатопоточного подільника, дійшли висновку, що при різних експлуатаційних параметрах найменшу різницю тиску  $\Delta p$  має подільник потоку з кроком  $S = 3$ .

Похибка в роботі подільного клапана при постійному коефіцієнті підсилення залежить від роботи, головним чином, першого ступеня поділу, і чим вища частота зміни навантаження  $\omega$ , тим більше неузгодженість  $\delta_1$ , між рухомими поршнями гідросистеми.

**Література**

1. Сахно Ю. А. Многопоточные гидравлические делители / Ю. А. Сахно. - М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.
2. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропневмопривід: Навчальний посібник. Ч. 1 / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. - Вінниця: ВНТУ, 2003. - 123 с.
3. Сахно Ю. А. Гидравлические делители и сумматоры потоков / Ю. А. Сахно, М. Б. Таугер. - М.: Машиностроение, 1972. – 105 с.
4. Скрицкий В. Н. Дроссельный делительный клапан высокой точности / В. Н. Скрицкий, Р. А. Филатов, В. Я. Ледензон [и др.] // Весник машиностроения. - 1974. - № 1. – С. 19 – 21.
5. Жилин Д. Д. Выбор схем и параметров гидравлических делительных клапанов / Д. Д. Жилин // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Сборник научных статей. - 1977. – Вып. 4. – С. 206 – 215.
6. Сахно Ю. О. Система компенсації динамічної нерівноваженості роторного вузла в гідростатичній опорі / Ю. О. Сахно, Є. Ю. Сахно, Я. В. Шевченко // Вісник Чернігівського технологічного університету. Серія «Технічні науки». - 2011. - № 3 (51). – С. 42 – 48.

Надійшла 24.11.2011 р.