

УДК 621.226

П.М. АНДРЕНКО, д-р техн. наук, проф., НТУ “ХП”
М.С. СВИНАРЕНКО, асистент, ХДТУБА, м. Харків

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГІДРАВЛІЧНОМУ ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Наведені результати розрахункових досліджень робочих процесів у гідравлічних пасивних гасителях пульсацій тиску. Визначено вплив окремих конструктивних елементів гасителя на його коефіцієнт гасіння.

The results of calculation researches of workings processes are resulted in the hydraulic passive extinguishers of pulsations of pressure. Influence of separate structural elements of extinguisher is certain on his coefficient of extinguishing.

Вступ. Застосування гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску (ГПТ) в сучасних об’ємних гідроагрегатах дозволяє підвищити їх робочі та експлуатаційні характеристики за рахунок зменшення шуму і вібрації, що виникають при їх роботі, значення яких регламентовано відповідними Держстандартами, підвищити надійність шляхом зменшення пульсацій тиску робочої рідини (РР). Серед усіх ГПТ, аналіз конструктивних схем яких зроблено нами в [1], найбільше розповсюдження отримали пасивні ГПТ. Вони, при достатньо високих коефіцієнтах гасіння пульсацій тиску РР, найбільш повно задовольняють вимогам енергозбереження і мають високу надійність.

Аналіз літературних джерел. Питанням проектування ГПТ присвячена достатня кількість наукових робіт, наприклад [1 – 7] та ін. Так в [2, 3] наведено схеми ГПТ і залежності по визначенню співвідношення довжини каналів. Проте, наведені залежності не дозволяють досліджувати робочий процес в ньому. В [4] наведено методику проектування ГПТ, основу на електроаналогії, при використанні якої накладається ряд обмежень, пов’язаних з розмірами ГПТ та часом проходження нестационарних гідродинамічних процесів в ньому. Її використання для дослідження робочих процесів в ГПТ є досить трудомістким. В [5] наведені математичні моделі ГПТ, побудовані з використанням метода Фур’є, які можуть бути використанні при визначенні їх коефіцієнтів гасіння. Однак, ці математичні моделі не дозволяють отримати повну картину проходження робочих процесів в ГПТ. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дослідження робочих процесів в ГПТ не знайшло в них належного висвітлення. Більшість дослідників обмежуються визначенням конструктивних та робочих параметрів ГПТ та коефіцієнту гасіння. Отже дослідження робочих процесів в ГПТ є актуальним науковим завданням, вирішення якого відкриває шлях до їх удосконалення.

Мета статті. Метою статті є дослідження робочих процесів в ГПТ, встановленого в об'ємному гідроагрегаті.

Робочі процеси у ГПТ. Для підвищення коефіцієнту гасіння нами розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів (рис. 1) [6]. Його математична модель в зосереджених параметрах розроблена нами в статті [7] (зосередження здійснювалося за Т-подібною схемою, а у вихідному каналі за Г-подібною) та використана при дослідженні робочих процесів в ньому. Розрахункові дослідження робочих процесів в ГПТ проводили в пакеті Mathcad за допомогою розробленої програми шляхом математичного моделювання пульсацій тиску в його каналах та камерах. Приймали, що ГПТ має такі розміри: $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d_3 = 0,1$ м; $d_4 = 6,5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_5 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $d_6 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $d_7 = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $d_c = 6 \cdot 10^{-2}$ м; $l = 27,2 \cdot 10^{-2}$ м; $l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2}$ м; $l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м; $l_3 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $l_4 = 0,1$ м; $l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}$ м; максимальне переміщення сильфонів $l_{c \max} = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м; діаметр отвору 5 дорівнює $2,2 \cdot 10^{-3}$ м; коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu = 0,7$. Параметри РР (масла ІГП): $\rho = 885$ кг/м³; $\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с; температура 50⁰С; вміст повітря – 0,8%, модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3$ МПа. Жорсткість сильфонів, які розташовано у вхідній та вихідній камерах ГПТ відповідно становить $27 \cdot 10^4$ Н/м і $22 \cdot 10^4$ Н/м. При розрахунку задавалися початковими і граничними умовами: задавали витрату на виході з об'ємного насоса, яка становила $5,1 \cdot 10^{-4}$ м³/с, та знаючи опір гідроагрегату, який задавали за допомогою дроселя, встановленого на виході ГПТ (діаметр дроселя становив $4,2 \cdot 10^{-3}$ м), знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0,t) = p_1(t)$, де T – період повторення циклу коливань. Пульсації витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближених до реальних пульсацій, становили 5 % від їх усталеного значення, а частота $f = 250$ Гц.

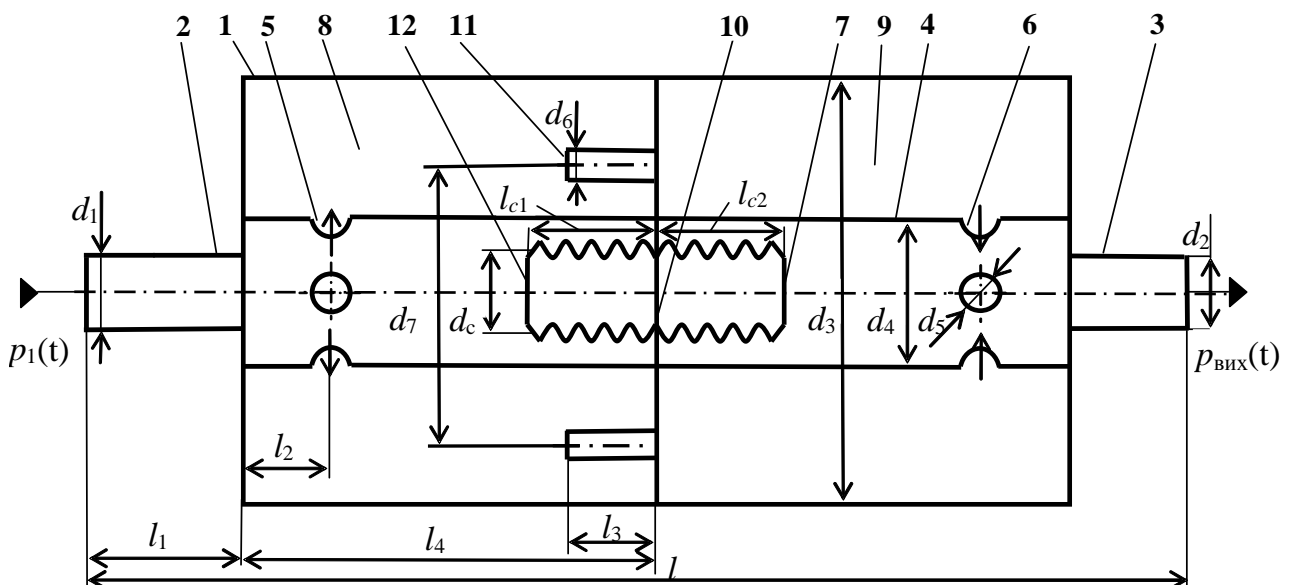
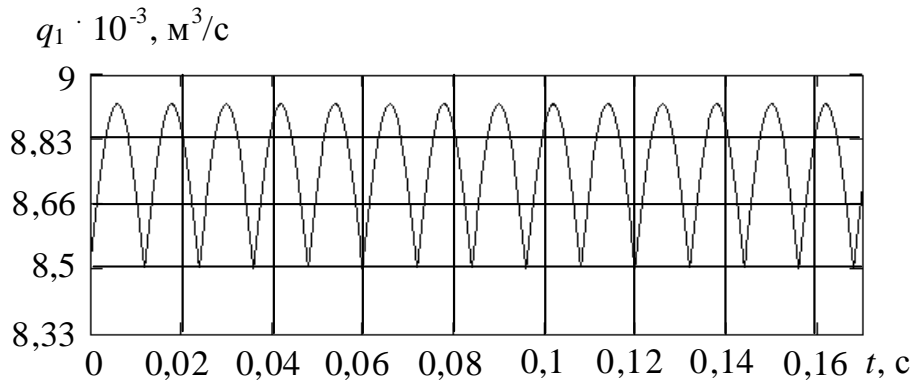
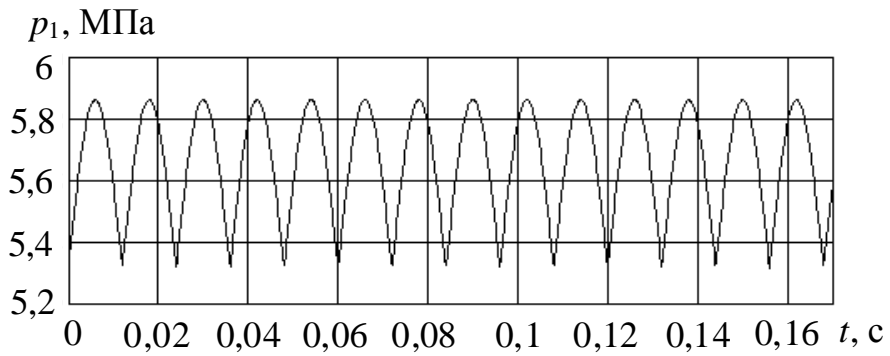


Рис. 1. Схема ГПТ: 1 – корпус; 2 і 3 – відповідно, вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – сильфони; 8 і 9 – проточні камери; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки

Результати математичного моделювання робочих процесів у ГПТ наведені на рис. 2 – 10. Досліджували ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів (рис. 1) – криві 1 на рис. 2 – 9, ГПТ – №1, ГПТ

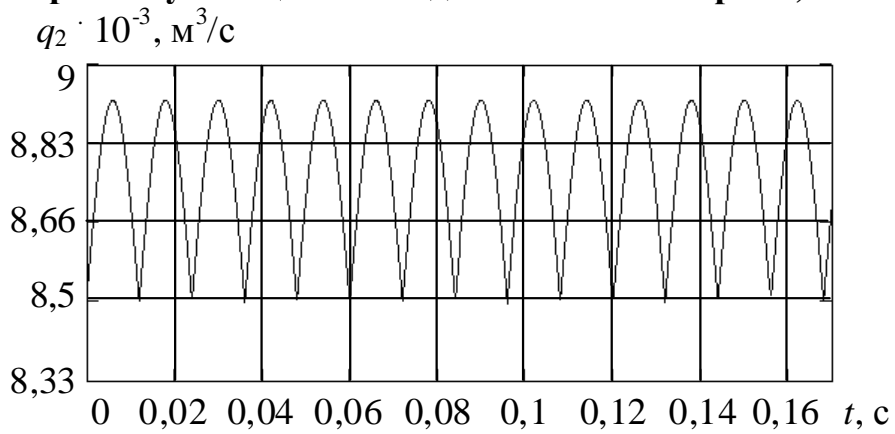


а

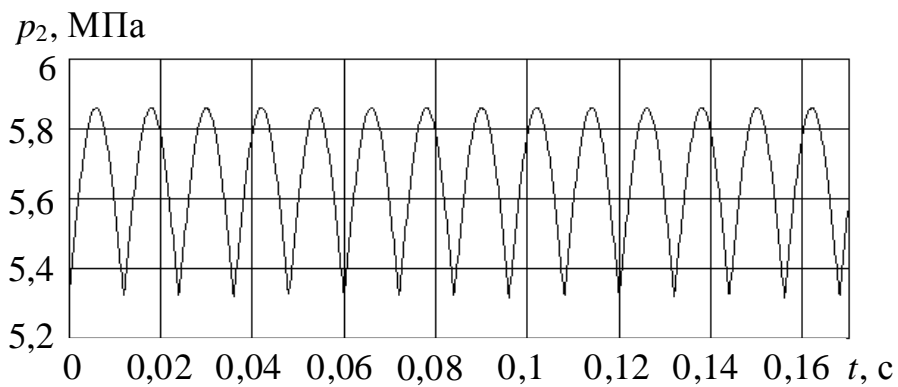


б

Рис.2. Осцилограми пульсацій на вході в ГПТ: а – витрати; б – тиску



а



б

Рис.3. Осцилограми пульсацій у входному патрубку 2: а – витрати; б – тиску

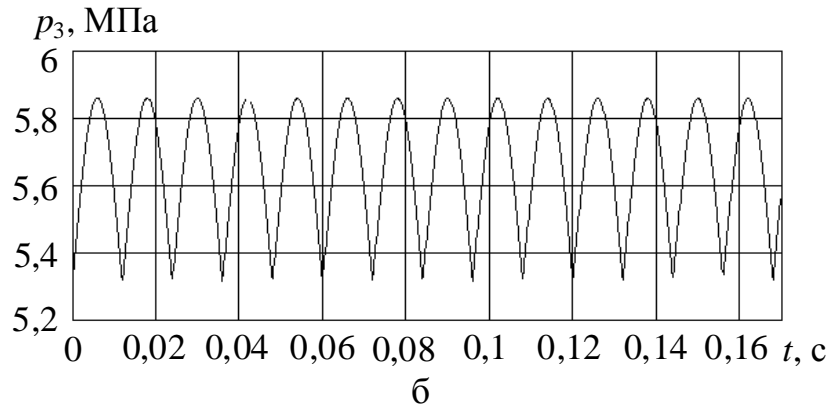
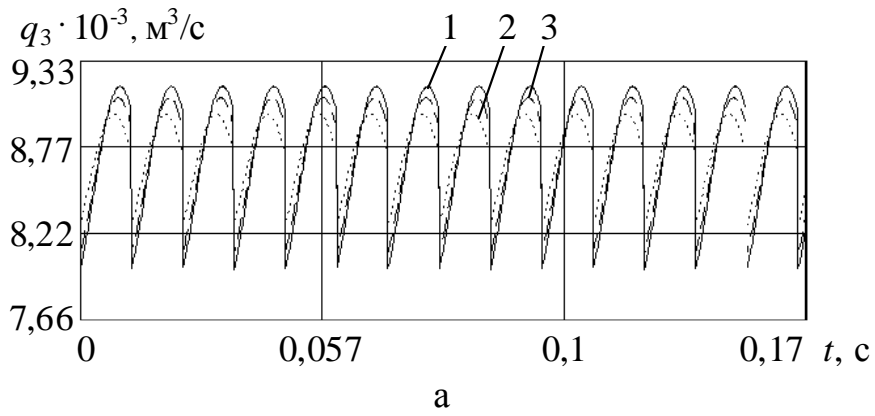


Рис.4. Осцилограми пульсацій у входній частині центральної труби 4: а – витрати; б – тиску

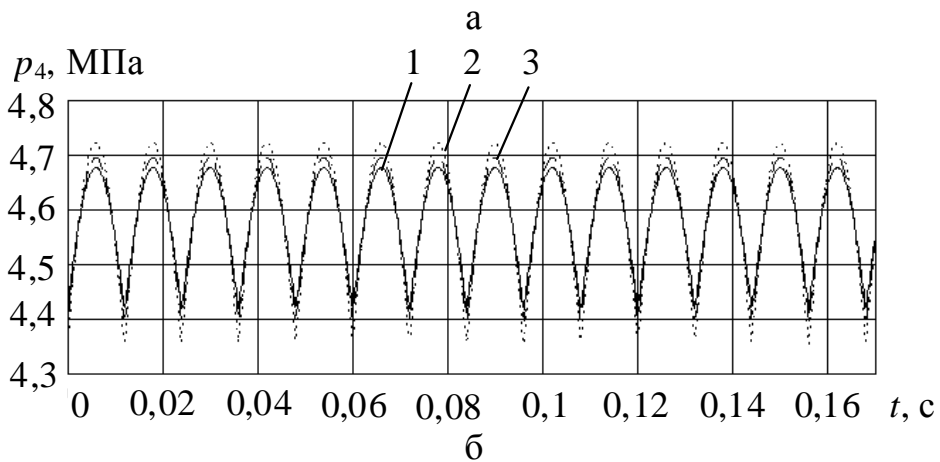
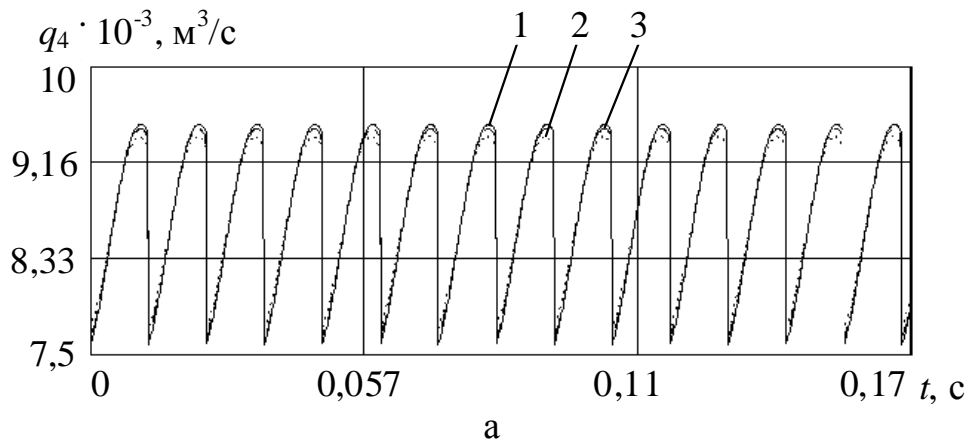


Рис.5. Осцилограми пульсацій у проточній камері 8: а – витрати; б – тиску

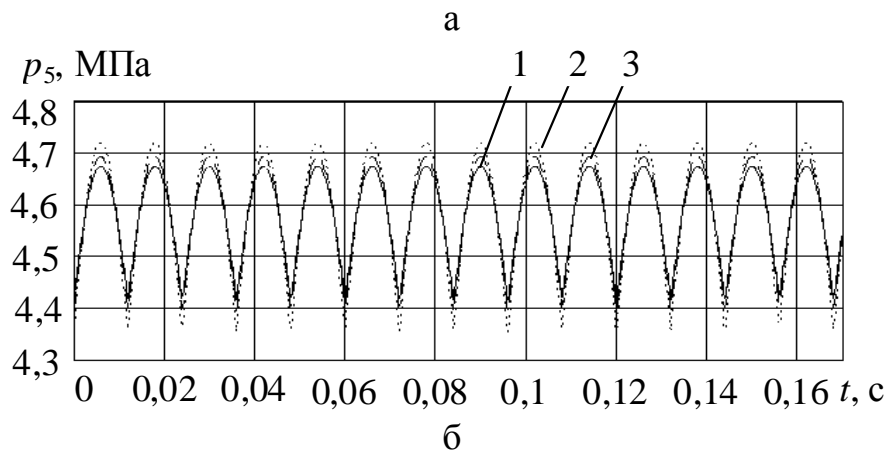
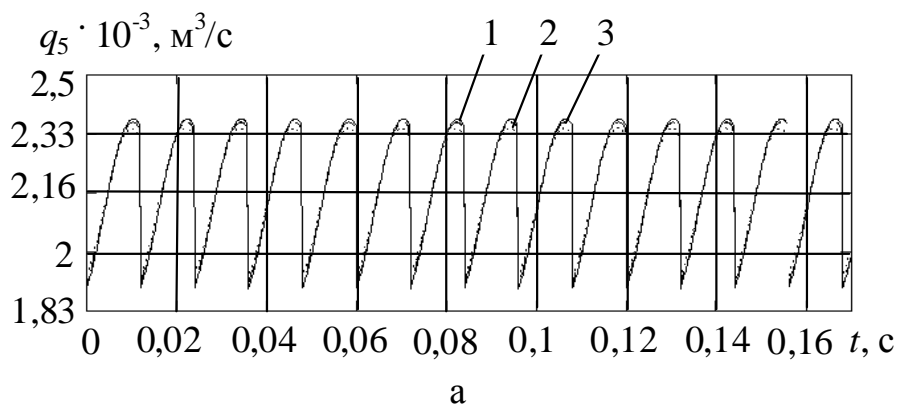


Рис.6. Осцилограми пульсацій у коротких звужених патрубках 11: а – витрати; б – тиску

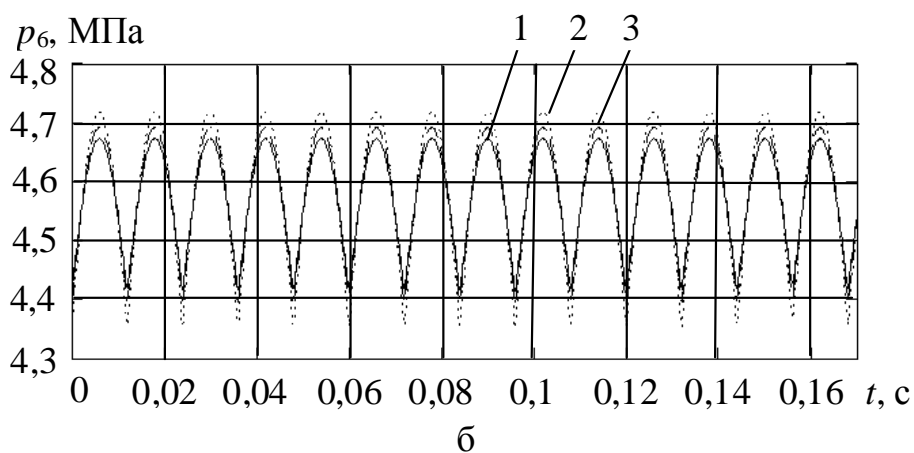
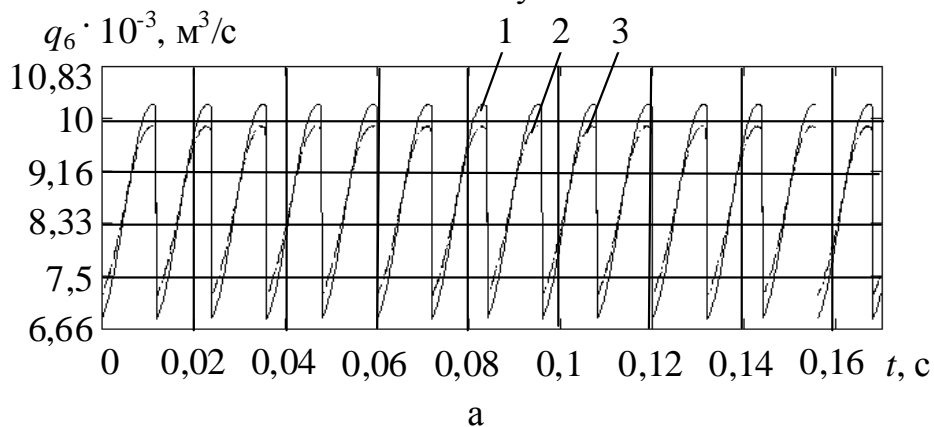


Рис.7. Осцилограми пульсацій у проточній камері 9: а – витрати; б – тиску

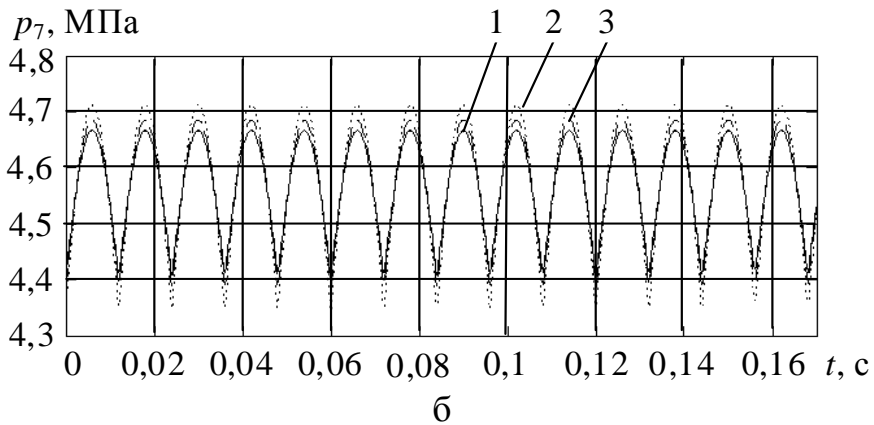
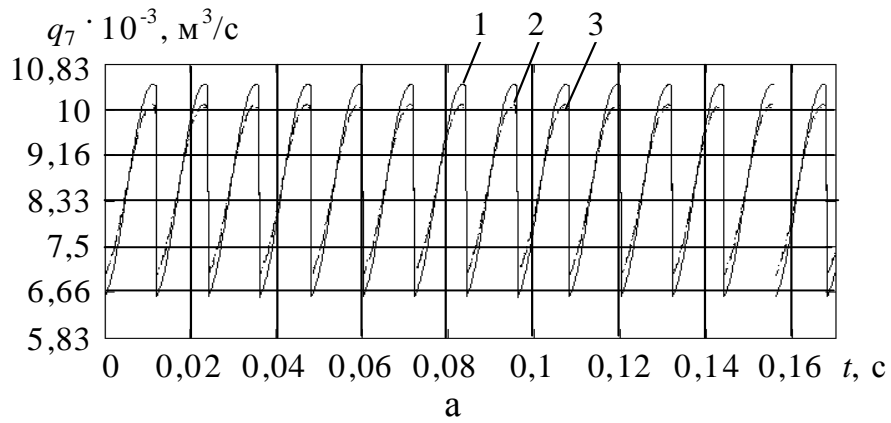


Рис.8. Осцилограми пульсацій у вихідній частині центральної труби 4: а – витрати; б – тиску

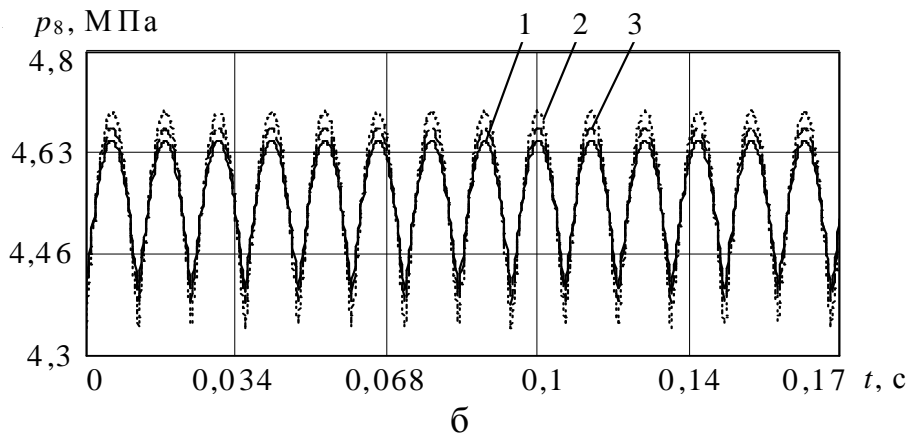
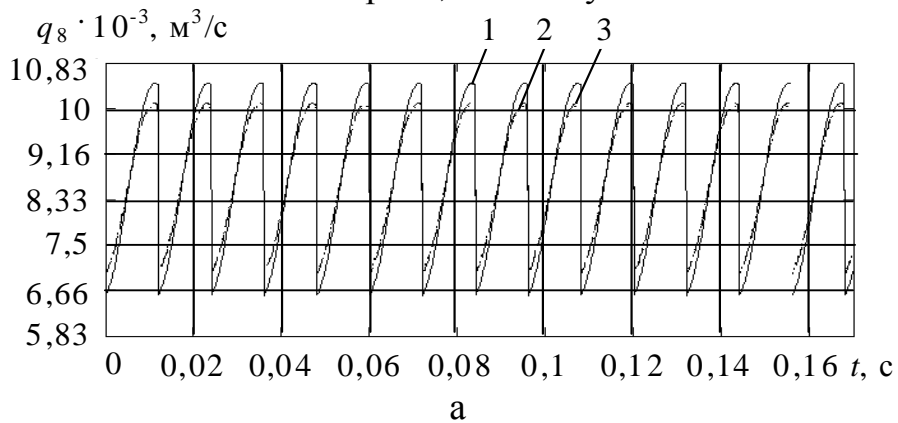


Рис.9. Осцилограми пульсацій у вихідному патрубку 3: а – витрати; б – тиску згідно рис. 1, у якого замість сільфонів розміщені циліндри, об'єм яких дорівнював об'єму сільфонів – криві 2 на рис. 2 – 9, ГПТ – №2, та ГПТ згідно рис. 1, у якого відсутні сільфони – криві 3 на рис. 2 – 9, ГПТ – №3.

З осцилограм пульсацій витрати та тиску (рис. 2 – 9) знаходили амплітуди їх пульсацій (табл. 1) та аналізували вплив окремих конструктивних елементів на робочий процес в ньому. Відмітимо, що виходячи з закону збереження енергії, збільшення або зменшення амплітуд пульсацій тиску та витрати РР в ГПТ знаходяться в протифазах. Найбільша зміна амплітуд пульсацій відбувається в камері 8, де пульсації витрати підсилюються за рахунок зміни об'єму камери, який обумовлено зміною об'єму сільфона з частотою, що дорівнює частоті пульсацій РР в ГПТ.

Таблиця 1. Амплітуди пульсацій тиску та витрати в патрубках та камерах ГПТ

Елемент ГПТ	Вхід ГПТ		вхідний патрубок 2		вхідна частина центральної труби 4		камера 8	
	№ ГПТ	$\Delta p_1 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_1 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_2 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_2 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_3 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_3 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_4 \cdot 10^5, \text{Па}$
1	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	7,07	2,062	11,5
2	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	4,37	3,683	10,06
3	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	6,034	3,015	10,99

Продовження таблиці 1.

Елемент ГПТ	звужені патрубки 11		камера 9		вихідна частина центральної труби 4		Вихід ГПТ	
	№ ГПТ	$\Delta p_5 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_5 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_6 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_6 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_7 \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Delta q_7 \cdot 10^{-5}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta p_8 \cdot 10^5, \text{Па}$
1	2,595	2,876	2,588	20,43	2,599	23,3	2,504	23,34
2	3,677	2,518	3,671	16,31	3,673	18,17	3,6	18,22
3	3,008	2,746	3,004	16,14	3,01	18,79	2,935	18,84

Значний вплив на робочий процес в ГПТ мають внутрішні патрубки 11 та вихідна частина центральної труби 4, де пульсації витрати підсилюються за рахунок зміни об'єму камери, який обумовлено зміною об'єму сільфона в ній. Зауважимо, що вплив конструктивних параметрів ГПТ на робочий процес в даній статті нами не розглядається. Таким чином, можна констатувати, що розміщення в проточних камерах ГПТ сільфонів дозволяє інтенсифікувати робочий процес в ньому.

Ефективність ПГТ оцінювали коефіцієнтом гасіння

$k_T(t) = \Delta p_{\text{вх}}(t) / \Delta p_{\text{вих}}(t)$, де $\Delta p_{\text{вх}}(t)$ і $\Delta p_{\text{вих}}(t)$ – відповідно амплітуди пульсацій тиску на вході та виході ГПТ (рис. 10).

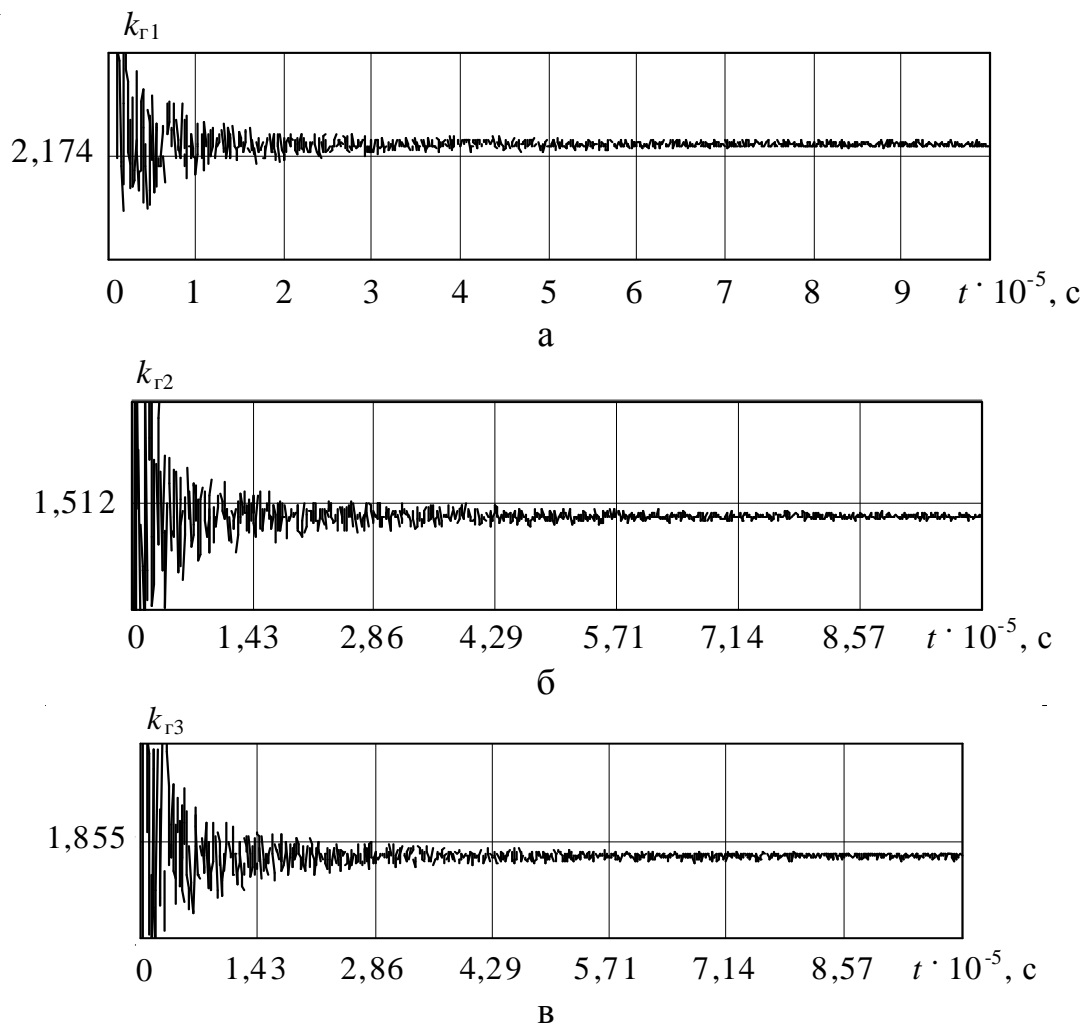


Рис.10. Зміна в часі коефіцієнта гасіння ГПТ: а – №1; б – №2; в – №3

Потужність на вході і виході в ГПТ розраховували за формулою $N_i(t) = \int_0^t p_i(t)q_i(t)dt$, де i – номер ГПТ; t – час, за який розраховували потужність. Приймали, що $t = 0,05$ с. Аналіз втрат потужності між ГПТ, що досліджувалися, показав, що максимальна різниця між ними становить 0,27 % (табл. 2). Таким чином, їх енергетичні характеристики практично однакові.

Таблиця 2. Коефіцієнт гасіння та потужність на вході і виході ГПТ

№ ГПТ	Середнє значення коефіцієнта гасіння	Потужність, кВт		Втрати потужності, %
		на вході	на виході	
1	2,175	1,487	1,190	19,97
2	1,513	1,487	1,194	19,70
3	1,855	1,487	1,192	19,83

Висновки. Вперше отримані осцилограми пульсацій витрати і тиску в каналах та камерах ГПТ, за якими зроблено аналіз робочого процесу в ньому та встановлено вплив сильфонів, розміщених в його проточних камерах, на коефіцієнт гасіння. Розрахунковим шляхом доведено ефективність використання

в об'ємних гідроагрегатах розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів.

Вперше встановлено, що коефіцієнт гасіння ГПТ має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР в гідроагрегаті, а амплітуда становить 10^{-12} від його усталеного значення. На початку перехідного процесу в гідроагрегаті амплітуда коливань коефіцієнта гасіння ГПТ різко зростає та за 40 мікросекунд приймає значення, яке характерне усталеному режиму.

Список літератури: 1. Андренко П.М., Клітної В.В., Свинаренко М.С. Аналіз конструктивних особливостей гідравлічних гасників пульсацій тиску // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2005. – № 24. – С. 3 – 10. 2. Скворчевський Е.А., Усатий А.П. Гасители колебаний давления в гидравлических системах // Весник машиностроения, 1980, №4 – С. 14 – 15. 3. Kollek W., Kudzma Z., Rutanski J. Mozliwosci skutecznego tlumienia halasu ukladem filtrow akustycznych. // V Konferencja naukowo-techniczna: Rozwoj budowy eksploatacj I badan maszyn robocznych ciezkich. Zakopane, 1992. – S. 203 – 208. 4. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 368 с. 5. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювач тиску // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2004. – №5 (11). – С. 88 – 93. 6. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний рідини в трубопроводі. на винахід / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свинаренко М.С.; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7. 7. П. Андренко, М. Свинаренко. Математическая модель гидравлического гасителя пульсацій давления с автоматической подстройкой параметров // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – P. 42 – 49.

Поступила в редколлегию 15.01.2010

УДК 621.225

П.М. АНДРЕНКО, д-р. техн. наук, проф., НТУ “ХПІ”
О.В. ДМИТРИЄНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ “ХПІ”
І.П. ГРЕЧКА, асистент, НТУ “ХПІ”

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОАГРЕГАТУ ВЕРСТАТУ ДЛЯ НАМОТУВАННЯ ОБМОТОК ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Наведено результати багатокритеріальної оптимізації параметрів гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів, побудованого з використанням розробленого гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром.

Results of multicriteria optimization of parameters of the hydrounit of the machine tool for winding of windings of the electric motors, constructed with use with the hydroallocator with an hydraulic vibrating contour are resulted.

Вступ

Технічний рівень і подальший розвиток гідроагрегатів (ГА) верстатів для намотування обмоток електродвигунів нерозривно пов'язані з поліпшенням їх динамічних характеристик. В першу чергу, це обумовлено нездатністю існуючих