

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 коливань 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 пульсаций 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

ГА таких верстатів забезпечити постійну силу натягу дроту, яка, суттєвим чином, впливає на коефіцієнт заповнення пазу, від якого залежить потужність та ККД електродвигуна.

Аналіз літературних джерел дозволив встановити, що підвищення показників технічного рівня, ефективності функціонування і експлуатації ГА намотувальних верстатів, лежить в площині удосконалення гідравлічної системи керування та використання дроселюючого гідророзподільника (ГР) з гідравлічним керуванням з суттєво поліпшеними статичними і динамічними характеристиками. Нами розроблено схемне рішення такого ГА [1], гідравлічна система керування якого містить ГР з гідравлічним вібраційним контуром (ГВК) та гідравлічний зворотний зв'язок по тиску. Аналіз робіт, [2 – 4] і інших, присвячених питанню розрахунку та проектування ГА та ГР показав, що в них не розглядається багатокритеріальна оптимізація їх конструктивних і робочих параметрів.

**Мета статті** – підвищення показників технічного рівня ГА намотувальних верстатів (забезпечення високої точності підтримання сили натягу дроту і швидкодії) шляхом багатокритеріальної оптимізації його конструктивних і робочих параметрів.

**Багатокритеріальна оптимізація параметрів ГА, збудованого з використанням ГР з ГВК**

**Вибір методу оптимізації.** На підставі проведеного нами в [5] порівняльного аналізу методів багатокритеріальної оптимізації, для оптимізації ГА верстату для намотування обмоток електродвигунів нами вибрано метод дослідження простору параметрів. Характерною особливістю якого є систематичний перегляд багатомірних областей, в яких, в якості пробних точок, використовуються точки рівномірно розподілених послідовностей (ЛП<sub>τ</sub>– послідовностей) [6]. Особливістю використання даного методу при багатокритеріальній оптимізації ГА верстату для намотування обмоток електродвигунів є те, що спочатку треба провести оптимізацію ГВК з метою визначення діапазону змін його коефіцієнта підсилення. Для зменшення трудомісткості процесу оптимізації, по можливості, критерії необхідно представляти звичайними рівняннями. А перед початком діалогу в процесі оптимізації, необхідно отримати таблицю досліджень, яка містить частину пробних точок.

**Загальні зауваження.** Для зменшення собівартості ГА при його проектуванні, використовували серійні об'ємний насос, гідромотор (ГМ) та запобіжний клапан. Тому основну увагу при проведенні оптимізації приділяли вибору конструктивних параметрів розробленого ГР з ГВК та робочих параметрів ГА. Розглядали ГА верстату для намотування обмоток електродвигунів, математична модель якого наведена в [7]. Вважали, що діаметри трубопроводів та з'єднувальних каналів є рівними між собою, їх вибір здійснюється згідно відомих методик, наприклад з роботи [8]. Так як витрата через ГВК є зневажливо мала, втрати тиску в ньому не розглядали. Довжину трубопроводу, який з'єднує ГВК з проточним каналом, довжину трубопроводу проточного каналу та інших трубопроводів, вважали заданими та приймали постійними. Попередньо задавалися типом робочої рідини та її газовмістом. Амплітуду, частоту пульсацій

тиску робочої рідини та тиск у ГА визначали на попередніх етапах розрахунку.

**Багатокритеріальна оптимізація параметрів ГА.** Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснює складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних та критеріальних обмежень, вибір оптимальної точки. Визначали конструктивні параметри ГР, які при відомих робочих параметрах ГА забезпечать високу точність підтримання тиску в ньому, швидкодію і чутливість до керуючих гідравлічних сигналів.

Вибирали варійовані параметри ГА та ГР з ГВК:

$$x_1 = r_2 = d_2 / 2 - \text{радіус внутрішнього патрубку ГВК (мм);}$$

$$x_2 = l_2 - \text{довжина внутрішнього патрубку ГВК (мм);}$$

$$x_3 = R = D / 2 - \text{радіус камери ГВК (мм);}$$

$$x_4 = L - \text{довжина камери ГВК (мм);}$$

$$x_5 = d_3 - \text{діаметр золотника ГР (мм);}$$

$$x_6 = d_y - \text{діаметр каналу ГР (мм);}$$

$$x_7 = x_3 - \text{переміщення золотника ГР (мм);}$$

$$x_8 = x_{\text{осц}} - \text{амплітуда осциляції золотника ГР (мм);}$$

$$x_9 = \delta - \text{радіальний зазор (мкм);}$$

$$x_{10} = n_{\text{ГМ}} - \text{частота обертання вала ГМ (1/с);}$$

$$x_{11} = c_{\text{пр}\Sigma} - \text{сумарна жорсткість пружин (Н/см);}$$

$$x_{12} = m - \text{маса золотника ГР та пов'язаних з ним елементів (кг);}$$

$$x_{13} = \Delta p_{\text{т}} - \text{перепад тиску на торцях золотника ГР (кг/см}^2\text{);}$$

$$x_{14} = N_{\text{ГМ}} - \text{потужність на валу ГМ (кВт).}$$

Приймали наступні параметричні обмеження:

$$2 \text{ мм} \leq x_1 \leq 8 \text{ мм};$$

$$20 \text{ мм} \leq x_2 \leq 45 \text{ мм}; \quad 6 \text{ мм} \leq x_6 \leq 10 \text{ мм}; \quad 70 \text{ Н/мм} \leq x_{11} \leq 120 \text{ Н/мм};$$

$$10 \text{ мм} \leq x_3 \leq 20 \text{ мм}; \quad 0,08 \text{ мм} \leq x_7 \leq 0,15 \text{ мм}; \quad 0,12 \text{ кг} \leq x_{12} \leq 0,30 \text{ кг};$$

$$50 \text{ мм} \leq x_4 \leq 130 \text{ мм}; \quad 0,006 \text{ мм} \leq x_8 \leq 0,012 \text{ мм}; \quad 0,1 \text{ МПа} \leq x_{13} \leq 3 \text{ МПа}; \quad (1)$$

$$8 \text{ мм} \leq x_5 \leq 12 \text{ мм}; \quad 3 \text{ мкм} \leq x_9 \leq 20 \text{ мкм}; \quad 0,6 \text{ кВт} \leq x_{14} \leq 4 \text{ кВт}.$$

$$15 \text{ 1/с} \leq x_{10} \leq 25 \text{ 1/с};$$

Обмеження (1) виділяли у просторі параметрів  $D$ ,  $n$ -мірного простору, паралелепіпед  $\Pi = \{ X / (1) \}$ , де  $X$  точка (шукане рішення, вектор шуканих параметрів ГА), яка відповідає набору параметрів  $(x_1, \dots, x_{14})$ . В подальшому розглядали точки  $X$ , параметри яких задовольняють обмеженням (1).

За функціональні обмеження математичної моделі ГА приймали вирази, що визначають його працездатність та взаємозв'язки параметрів між собою. А саме:

– функція обмеження довжини внутрішнього патрубку ГВК (в ньому повинен сформуватися усталений рух робочої рідини)

$$l_2 \geq 5 r_2, \quad l_2 \leq 0,7 L;$$

– функція обмеження діаметра внутрішнього патрубку ГВК

$$d_2 \leq d_y;$$

– функцію відсутності застою золотника ГР

$$\left| P_{\text{пр}\Sigma}^*(x_3) + P_{\text{р пр}}^*(x_3) - P_{\text{тр}}(\dot{x}_3) \right| < \left| P_{\text{осц}}(t) + P_{\text{кер}}(t) \right| < \left| P_{\text{пр}\Sigma}^*(x_3) + P_{\text{р пр}}^*(x_3) + P_{\text{трп}}(\dot{x}_3) \right|,$$

де  $P_{\text{пр}\Sigma}^*(x_3)$  – сумарна сила пружин ГВК;  $P_{\text{р пр}}^*(x_3)$  – сила рідинної

пружини;  $P_{\text{тр}}(\dot{x}_3)$  – сила тертя;  $P_{\text{осц}}(t)$  – сила під дією якої відбувається осциляція золотника ГР;  $P_{\text{кер}}(t)$  – сила керування;  $P_{\text{трп}}$  – сила тертя спокою; \* позначені значення сумарної сили механічної та рідинної пружин, розраховані для значень  $x_3$ , при яких відбулася зупинка золотника ГР;

– функцію обмеження швидкості осциляції золотника ГР, для зменшення

сили тертя 
$$\dot{x}_{\text{осц}} \leq \frac{2 P_r k_{\text{ТКО}}}{\mu k_{\text{Т}} k_{\text{ТР}}},$$

де  $P_r$  – радіальна сила, що діє на золотник ГР;  $k_{\text{ТКО}}$  – коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 0,19 – 0,21;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;  $k_{\text{ТР}}$  і  $k_{\text{Т}}$  – відповідно, коефіцієнт, що характеризує положення золотника в гільзі та коефіцієнт тертя, які розраховувалися за залежностями, наведеними в [9];

$$\frac{8D_{\text{пр}}K_w}{\pi d_{\text{пр}}^3} P(t) \leq \tau_{\text{пркр}}(t),$$

– функцію міцності пружини

де  $D_{\text{пр}}$  і  $d_{\text{пр}}$  – відповідно діаметри середній і дроту пружини;

$$K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}, \quad \text{де } c = \frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}; \quad P(t) \text{ – сила, під дією якої відбувається}$$

деформація пружини;  $\tau_{\text{пркр}}(t)$  – критичне дотичне напруження пружини;

– функцію виключення співудару витків пружини  $v_{\text{пр0}} \leq v_{\text{пркр}}$ ,

де  $v_{\text{пр0}}$  і  $v_{\text{пркр}}$  – відповідно швидкість і критична швидкість переміщення торця пружини;

– функцію обмеження амплітуди осциляції золотника ГР  $x_{\text{осц}} \leq 0,1x_3$ ;

– функцію стійкості ГР  $a_1a_2a_3 - a_0a_3^2 - a_1^2 > 0$ ,

де  $a_i$  – коефіцієнти передаточної функції ГР, які визначали за залежностями наведеними в [10];

– функцію обмеження частоти обертання вала ГМ  $n_{\text{ГМ}}(t) \leq n_{\text{ГМ ном}}$ ;

– функцію обмеження потужності на валу ГМ  $N_{\text{ГМ}}(t) \leq N_{\text{ГМ ном}}$ ;

– функцію відсутності автоколивань в ГА  $\tau_{\text{кр}} \geq \frac{1}{V_p} \sqrt{\frac{V}{E_{\text{пр}} \cdot J}}$ ,

де  $\tau_{\text{кр}}$  – критерій герметичності;  $V_p$  – робочий об'єм ГМ;  $V$  – об'єм робочої рідини в магістралі живлення;  $E_{\text{пр}}$  – приведений модуль пружності робочої рідини;  $J$  – приведений до вала ГМ момент інерції зовнішнього навантаження.

При проведенні оптимізації особливу увагу приділяли вибору амплітуди осциляції золотника ГР, так як при великій амплітуді осциляції ГР втрачає роботоспроможність, збільшується витрата, обумовлена осциляцією, зростає імовірність виникнення кавітації у його проточній порожнині.

Сформулювали критерії якості ГА, значення яких бажано зменшити.

1. Величина, зворотна коефіцієнту підсилення тиску в ГВК  $k_{\Pi}$ ,

$$\Phi_1(X) = \frac{1}{k_{\Pi}}, \rightarrow \min.$$

2. Похибка відтворення ГР керуючого сигналу та сигналу осциляції (точність ГР)

$$\Phi_2(X) = \tilde{p}_2 = \tilde{p}_{2_{\text{кер}}} + \tilde{p}_{2_{\omega}}, \rightarrow \min,$$

де  $\tilde{p}_{2_{\text{кер}}}$  – похибка відтворення керуючого сигналу;  $\tilde{p}_{2_{\omega}}$  – похибка від сигналу осциляції.

3. Квадратична інтегральна оцінка, яка характеризує наближення траєкторії перехідного процесу ГР до бажаної

$$\Phi_3(X) = J_T = \int_0^{\infty} [p_2(t)]^2 dt + T^2 \int_0^{\infty} [\dot{p}_2(t)]^2 dt = J + T^2 J', \rightarrow \min,$$

де  $\Delta p_2(t) = p_{20} - p_2(t)$ ;  $t_p$  – час регулювання;  $T$  – постійна часу експоненти, траєкторію якої приймали в якості бажаної;  $J(t)$  і  $J'(t)$  – визначали за

залежностями, наведеними в [10].

4. Похибка підтримання постійної частоти обертання валу ГМ

$$\Phi_4(X) = \Delta n_{\text{ГМ}}(t) = \frac{\Delta q_{\text{ГМ}}(t)}{q_{\text{дійсн ГМ}}(t)}, \rightarrow \min,$$

де  $\Delta q_{\text{ГМ}}(t)$  – витрата через ГМ, внаслідок неточності підтримання тиску в ГА;  $q_{\text{дійсн ГМ}}(t)$  – дійсна витрати через ГМ.

5. Похибка підтримання постійною сили натягу дроту

$$\Phi_5(X) = \Delta P_{\text{н}}(t), \rightarrow \min,$$

де  $\Delta P_{\text{н}}(t)$  – похибка підтримання постійною сили натягу дроту.

Критеріальні обмеження вибирали на етапі попереднього дослідження клапана, виходячи з фізики процесів, що відбуваються в ГА та забезпечення мінімальних значень усіх критеріїв якості клапана і не пустоти множини допустимих точок в просторі параметрів  $D$ .

Приймали, що коефіцієнт підсилення ГВК знаходиться в межах  $1 < k_{\Pi} \leq 5$ . Таким чином, виключали з розгляду резонансну область та область його непрацездатності. Обмежували масу ГВК, порівнюючи її з масою серійного гідроапарата, з аналогічним діаметром умовного проходу, значення яких наведено у статті [11]  $m \leq m_{\text{ср}}$ , де  $m$  і  $m_{\text{ср}}$  – відповідно, маса ГВК і середня маса гідроапарата прямої дії, з аналогічним діаметром умовного проходу.

Для стійкої роботи ГМ обмежували частоту обертання його вала  $n_{\text{ГМ}}$

$$n_{\text{ГМ min}} \leq n_{\text{ГМ}}(t) \leq n_{\text{ГМ ном}}.$$

Так як, значення амплітуди осциляції золотника ГР є важливим параметром, що забезпечує бажану якість його характеристик, доцільно розглядати її не як функціональне обмеження, а як псевдокритерій, який бажано мати найменшим у вибраному варіанті.

Задавали вихідні дані:

$d_2 = 8 \text{ мм}$	$l_2 = 30 \text{ мм};$	$D = 15 \text{ мм};$
$L = 80 \text{ мм}$	$d_3 = 10 \text{ мм};$	$d_y = 8 \text{ мм};$
$x_{\text{с}} = 0,1 \text{ мм};$	$x_{\text{осц}} = 0,01 \text{ мм};$	$\delta = 10 \text{ мкм};$
$n_{\text{ГМ}} = 15 \text{ 1/с};$	$c_{\text{пр}\Sigma} = 70 \text{ Н/мм};$	$m = 0,12 \text{ кг};$
$\Delta p_{\text{Т}} = 0,1 \text{ МПа};$	$N_{\text{ГМ}} = 4 \text{ кВт};$	$E_{\text{ст}} = 210,7 \cdot 10^3 \text{ МПа};$
$v = 28 \text{ сСт};$	$\rho = 900 \text{ кг/м}^3;$	$E = 1,2 \cdot 10^3 \text{ МПа};$
$p_{\text{сис}} = 6,3 \text{ МПа};$	$k = 1,4;$	$\rho_{\text{ст}} = 7700 \text{ кг/м}^3;$
$l_1 - l_2 = 7,5 \text{ мм};$	$d_{\text{пр}} = 1,5 \text{ мм};$	$D_{\text{пр}} = 14 \text{ мм};$
$n_{\text{пр}} = 4;$	$m_0 = 0,001;$	$\mu_{\text{ГР}} = 0,7;$
$k_{\text{ТКО}} = 0,2;$	$k_{\text{ГР}} = 0,1;$	$L_3 = 30 \text{ мм};$
$V_{0\text{ГМ}} = 11,2 \text{ см}^3;$	$z = 7;$	$l_{\text{Г}} = 18 \text{ мм};$
$d_{\text{шк1}} = 50 \text{ мм};$	$C_p = 1,15$	$\eta_{\text{ГМ}} = 0,85;$
$C_{\alpha} = 1$	$C_i = 1,13$	$C_l = 0,8$

Знаходження оптимальних параметрів ГА проводили в три етапи, у відповідності до алгоритму методу дослідження простору параметрів. Задача вирішувалася за допомогою розробленої програми в пакеті прикладних програм. В результаті розв'язання оптимізаційної задачі отримували таблицю досліджень. За результатами розрахунків було взято  $N = 1024$  пробних точок. Функціональним обмеженням задовольняли  $N' = 235$  точок, що свідчить про ефективність відбору ( $\gamma = \frac{N'}{N} = 0,23$ ) [6]. Знаходили точки, в яких задовольняються критеріальні обмеження. Згідно з рекомендаціями [6], для отримання оптимальних параметрів ГА, збудованого з використанням ГР з ГВК, покращували значення оптимальної точки, отриманої на першому етапі. За початкові, брали значення параметрів точки, яка максимально відповідала критеріям якості.

У результаті оптимізації були визначені параметри ГА верстату для намотування обмоток електродвигунів із ГР з ГВК (табл. 1), в яких критерії якості мають мінімальне, максимальне та середнє значення. Оптимальні параметри в табл. 1 нами виділено. Мінімальне значення похибки підтримання постійної сили натягу дроту отримане при мінімальній похибці підтримання частоти обертання ГМ та похибці відтворення ГР керуючого сигналу та сигналу осциляції. При цьому, квадратична інтегральна оцінка ГР дещо перевищує своє середнє значення, що свідчить про те, що розроблений ГР має швидкодію, яка на порядок вище, від необхідної для забезпечення постійної сили натягу дроту. А значення коефіцієнту підсилення наближене до 2, що

свідчить про те, що ГВК працює в області, далекій від резонансу. Точність підтримання ГМ постійної сили натягу дроту становить 0,01%. Зауважимо, що ця похибка не враховує нерівномірність витрати на виході об'ємного ГМ, яка обумовлена його конструктивним виконанням. Теж саме можна сказати й про похибку підтримання постійною частоти обертання валу ГМ.

Таблиця 1 – Виборка із таблиці досліджень параметрів ГА верстату для намотування обмоток електродвигунів із ГР з ГВК

№ ТОЧКИ	Параметри ГА										Критерії якості				
	$x_1$ , ММ	$x_2$ , ММ	$x_3$ , ММ	$x_4$ , ММ	$x_5$ , ММ	$x_7$ , ММ	$x_8$ , ММ	$x_{10}$ , 1/с	$x_{11}$ , Гс/ММ	$x_{12}$ , Г	$\Phi_1$	$\Phi_2 \times 10^4$ , Па	$\Phi_3$	$\Phi_4$ , 1/с	$\Phi_5$ , Г
1	2,697	21,1	12,49	85,55	11,69	0,093	0,009	15,06	3,682	38,7	0,522	0,598	0,734	0,032	1,196
10	3,26	23,44	17,18	103	8,816	0,13	0,008	19,66	2,995	30,26	0,348	0,876	0,092	0,038	2,117
16	2,357	40,48	18,8	97,58	9,98	0,141	0,011	15,26	3,218	49,78	0,453	1,007	0,160	0,041	2,611
20	2,006	38,82	17,4	129,1	10,96	0,145	0,007	21,1	2,507	40,28	0,604	1,092	0,293	0,043	2,95
45	3,213	26,76	17,72	82,42	8,035	0,137	0,011	16,61	3,792	184,2	0,338	1,378	0,035	0,048	4,181
47	3,787	26,71	14,7	102,9	9,152	0,144	0,009	23,35	3,85	145,8	0,25	1,405	0,054	0,048	4,301
52	3,277	37,82	17,91	101,7	11,98	0,092	0,007	19,9	3,852	87,48	0,275	1,509	0,595	0,050	4,788
55	3,863	27,96	19,09	89,53	11,43	0,091	0,008	24,24	3,516	80,1	0,236	1,553	0,588	0,051	4,998
69	2,088	22,8	15,85	117,4	10,29	0,133	0,006	17,24	3,167	99,87	0,829	1,715	0,145	0,053	5,8
83	3,617	43,73	19,8	129,7	8,016	0,102	0,006	20,51	4,192	280	0,214	1,874	0,035	0,056	6,626
112	4,607	37,36	12,55	107,6	10,48	0,15	0,009	24,1	3,968	218,5	0,153	2,219	0,102	0,061	8,54
130	3,494	20,12	13,51	126,2	10,85	0,121	0,008	16,46	4,198	222,2	0,322	2,562	0,164	0,065	10,59
132	3,307	33,4	11,94	113,7	11,22	0,11	0,006	24,89	3,261	129,4	0,289	2,596	0,32	0,066	10,8
137	3,998	39,12	19,97	75,7	10,2	0,136	0,009	21,44	3,764	254,4	0,192	2,756	0,121	0,068	11,82
174	2,627	34,28	10,11	63,98	9,363	0,143	0,011	17,82	2,956	295	0,424	3,63	0,116	0,078	17,87
180	3,242	29,67	19,18	94,69	11,27	0,08	0,007	23,63	3,317	161,8	0,317	3,782	0,673	0,079	19
198	2,814	27,25	12,29	101,5	10,99	0,084	0,008	20,1	3,518	235,9	0,427	4,748	0,507	0,089	26,73
204	4,713	33,01	15,22	102,4	9,035	0,12	0,007	19,11	2,292	251,7	0,154	5,034	0,151	0,092	29,18
218	2,785	41,83	12,79	102,7	9,836	0,121	0,007	20,41	2,438	288,9	0,339	6,319	0,226	0,103	41,04
234	2,275	35,36	19,91	124,9	11,66	0,096	0,008	23,8	2,229	209,6	0,528	9,414	1,171	0,125	74,63

Оптимальним значенням критеріїв якості ГА відповідають: радіус і довжина внутрішнього патрубку, радіус камери ГВК, частота обертання валу ГМ і маса золотника ГР, які знаходяться біля мінімальних значень; довжина камери ГВК і амплітуда осциляції золотника ГР знаходяться біля своїх середніх значень; діаметр, переміщення золотника ГР і сумарна жорсткість пружин знаходяться біля своїх максимальних значень. Отримані в результаті вирішення оптимізаційної задачі значення оптимальних параметрів ГА дозволяють вже на попередньому етапі проектування проводити їх раціональний вибір, завдяки чому зменшується час на проектування. Зауважимо, що отримані в результаті вирішення оптимізаційної задачі значення діаметру золотника ГР, діаметру його каналів, радіусу внутрішнього патрубку і радіусу камери ГВК, у відповідності до рекомендацій роботи [12], слід вибирати з ряду, що рекомендується. Слід відзначити, що маса ГВК, не перевищує середню масу серійного гідроапарату з аналогічним діаметром умовного проходу.

## Висновки

Розроблена методика багатокритеріальної оптимізації ГА, збудованого з

використанням ГР з ГВК та гідравлічним зворотним зв'язком по тиску. Вперше визначені оптимальні робочі і конструктивні параметри ГА, які дозволяють підвищити показники його технічного рівня та ефективність використання.

Проведений кореляційний аналіз між критеріями оптимізації, для призначеного діапазону зміни параметрів, дозволили встановити відсутність лінійного зв'язку між парами критеріїв та парами – критерій і параметр (добуток параметрів). Це дозволяє стверджувати, що вибрані критерії оптимізації є незалежні і їх використання для оптимізації розробленого ГА є цілком правомірним.

**Список літератури:** 1. Патент України на корисну модель № 45554. Гідроагрегат верстата для намотування обмоток електродвигунів F15B 9/00. *Андренко П.М., Білокін І.І., Гречка І.П., Стеценко Ю.М.* заявка u 2009907102 від 07.07.2009. Бюл. №21. опублікований 10.11.2009. 2. *Навроцкий К.Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с. 3. *Попов Д.Н.* Оценка эффективности и оптимальное проектирование гидроприводов / *Д.Н. Попов* // Вестник машиностроение. – 1986. – № 9. – С. 20 – 23. 4. *Цуханова Е.А.* Динамический синтез дроссельных устройств гидропривода / *Е.А. Цуханова.* – М.: Наука, 1978. – 254 с. 5. Методичні вказівки до практичних занять на тему “Складання структурно-функціональних схем та графів причинно-наслідкових зв'язків гідроагрегатів” та “Оптимізація режимів технічного обслуговування і діагностування гідроприводів машин” з курсу “Діагностика і контроль гідропневмоприводів” / *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, О.Б. Панамарева, М.С. Свинаренко.* – Харків. НТУ “ХПІ”, 2008. – 36 с. 6. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников.* – М.: Наука, 1981. – 107 с. 7. *Андренко П.М.* Динаміка гідроагрегата, збудованого з використанням гідроапаратів з НГВК / *Андренко П. М., Гречка І. П., Дмитрієнко О. В.* // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – № 3(109). Ч. 2. – С. 6 – 13. 8. *Абрамов Е.И.* Элементы гидропривода: [справочник] / *Абрамов Е.И., Колисниченко К.А., Маслов В.Т.;* – К.: Техника, 1977. – 320 с. 9. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 10. *Гречка І. П.* Математична модель гідророзподільника з новим вібраційним контуром / *Гречка І. П.* // Автоматизація виробничих процесів. – 2004. – Вип. 2(19). – С. 16 – 23. 11. *Андренко П.М.* Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасники пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко* // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 13 – 21. 12. *Андренко П. М.* Проектування гідроприводів із використанням гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією / *Андренко П. М., Гречка І.П.* // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2002. – № 19 – С. 129 – 133.

*Поступила в редколлегию 05.02.2010*

**УДК 615.471**

***Н.И. КУБЫШКИНА***, аспирант, НТУ «ХПИ»

## **СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ АППАРАТОВ ДЛЯ ГАЛЬВАНИЗАЦИИ И ЛЕКАРСТВЕННОГО ЭЛЕКТРОФОРЕЗА, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В МЕДИЦИНСКИХ УЧРЕЖДЕНИЯХ**

Представлені результати порівняльного аналізу характеристик електротерапевтичних апаратів для гальванізації та лікарського електрофорезу різних поколінь. Аналіз проводився шляхом експериментальних досліджень характеристик цих апаратів