

П.М. АНДРЕНКО, д-р техн. наук, професор, НТУ “ХПІ”;
О.В. ДМИТРІЄНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ “ХПІ”;
М.С. СВИНАРЕНКО, асистент, ХГТУСА

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТА

Наведено методику та результати багатокритеріальної оптимізації параметрів гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об’ємного гідроагрегата.

Приведена методика и результати многокритериальной оптимизации параметров гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматическим подстраиванием параметров в составе объемного гидроагрегата.

The technique and results of multicriteria optimisation of parameters hydraulic extinguisher of pulsations of pressure with automatic arrangement of parameters as a part of the volume hydrounit is resulted.

Вступ. Процес проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску (ГПТ) передбачає розв’язання комплексу задач, пов’язаних з вибором типу, схеми гасителя та місця його розташування в об’ємному гідроагрегаті (ГА), побудови математичної моделі його робочого процесу, визначення крайових умов та розрахунков конструктивних параметрів.

У загальному випадку, методика їх проектування складається з декількох етапів. На першому етапі задають робочі параметри ГА та характеристики робочої рідини. На другому етапі, в залежності від частоти пульсацій тиску робочої рідини на виході об’ємного насосу, вибирають тип і схему ГПТ. На третьому етапі розробляють математичну модель робочого процесу ГА з даним ГПТ. На цьому ж етапі проводять розрахунок конструктивних параметрів ГПТ, використовуючи метод оптимізації з метою підвищення його ефективності (забезпечення більш високого значення коефіцієнта гасіння). На четвертому етапі розробляють креслення ГПТ.

Аналіз літературних джерел. Проектування ГПТ розглянуто в роботах М.М. Глазкова, Є.А. Скворчевського, В.П. Шоріна, З.Л. Фінкельштейна, W. Kollеka й ін. Велика увага в їх роботах приділена експериментальним дослідженням ГПТ, визначенню впливу робочих та конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння. Однак в їх роботах та інших дослідників не розглядаються питання пов’язані з розрахунком та оптимізацією конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів, відмінною конструктивною особливістю якого є розміщення в його проточних камерах пружних елементів зі змінною жорсткістю. Таким чином

розробка методики багатокритеріальної оптимізації параметрів такого ГПТ є актуальним науково-технічним завданням.

Мета статті. Метою статті є розробка методики багатокритеріальної оптимізації ГПТ.

Багатокритеріальна оптимізація параметрів ГПТ. На підставі проведеного нами в [7] порівняльного аналізу методів оптимізації, для багатокритеріальної оптимізації ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів було вибрано метод дослідження простору параметрів [6]. Ефективність використання цього методу для багатокритеріальної оптимізації параметрів об'ємних гідромашин доведено в [4], ГПТ в [1].

Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснює складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних обмежень, вибір оптимальної точки. За базову модель ГПТ брали експериментальну (рис. 1).

Припущення. Вважали, що діаметри трубопроводів ГА та вхідного та вихідного патрубків ГПТ є рівними між собою, а їх вибір здійснюється згідно методики наведеної в роботі [8], а довжину трубопроводів ГА заданою та постійною. Приймали, що конструктивні параметри сильфонів, коротких звужених парубків та діаметри отворів в центральній трубі є рівними між собою, а перегородка розділяє корпус ГПТ на дві рівні частини.

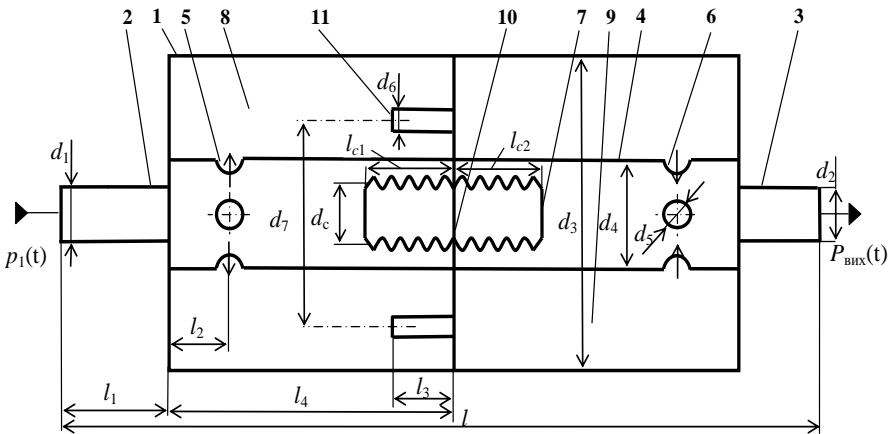


Рисунок 1 – Схема ГПТ: 1 – корпус; 2 і 3 – відповідно вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – сильфони; 8 і 9 – проточні камери; 10 – перегородка; 11 – короткі звужені патрубки

Були проведені розрахункові дослідження робочого процесу з умови визначення співвідношень між окремими конструктивними параметрами ГПТ, при яких забезпечується максимальне значення коефіцієнта гасіння:

- середній діаметр сільфона – $d_c = d_4 - 0,003$;
- довжину сільфона – $l_{c1} = l_{c2} = 0,5 l_4$;
- діаметр коротких звужених патрубків і їх кількість – $d_6 = d_1 / \sqrt{n}$;
- довжину коротких звужених патрубків – $l_3 = 0,08 l_4$;
- відстань отворів у центральній трубі від кришки корпусу – $l_2 = 0,2 l_4$;
- діаметр розміщення на перегородці коротких звужених патрубків – $d_7 = d_3 - \sqrt{d_2 - d_4} \cdot 2$.

Зауважимо, що жорсткість сільфонів та їх максимальне переміщення вибирали в залежності від робочих параметрів ГА.

Вибирали варійовані параметри ГПТ:

- $x_1 = d_3$ – діаметр корпусу ГПТ (м);
- $x_2 = d_4$ – діаметр центральної труби (м);
- $x_3 = d_5$ – діаметр отворів у центральній трубі (м);
- $x_4 = l_4$ – половина довжини корпусу (м);
- $x_5 = p_H$ – тиск на виході з насоса (Мпа);
- $x_6 = q_H$ – витрата через ГПТ (на виході з насоса) (м³/с);
- $x_7 = f$ – частота пульсацій тиску (1/с).

Приймали наступні параметричні обмеження:

$$\begin{aligned} 0,1 \leq x_1 \leq 0,4; & \quad 0,05 \leq x_4 \leq 0,35; \\ 0,05 \leq x_2 \leq 0,2; & \quad 0,5 \leq x_5 \leq 12; & \quad 20 \leq x_7 \leq 350. \quad (1) \\ 0,0011 \leq x_3 \leq 0,005; & \quad 2 \cdot 10^{-4} \leq x_6 \leq 90 \cdot 10^{-4}; \end{aligned}$$

Обмеження (1) виділяли у просторі параметрів D , n -мірного простору, паралелепіпед $\Pi = X / (1)$, де – X точка (вектор), яка відповідає набору параметрів (x_1, \dots, x_7) . У подальшому розглядали точки X , параметри яких задовольняють обмеженням (1).

Як функціональні обмеження ГПТ приймалися вирази, що визначають його працездатність та взаємозв'язки параметрів між собою.

Записали умову, що характеризує працездатність ГПТ (умова гасіння пульсацій тиску робочої рідини) $f_1 \leftarrow k = k > 1,1$.

Записали наступні функціональні обмеження:

- функцію обмеження діаметра корпусу ГПТ $f_2 \leftarrow d_3 < d_4 + 2d_6$;
- функцію обмеження довжини корпусу ГПТ $f_3 \leftarrow l_4 < 5d_3$;
- функцію обмеження діаметра центральної труби $f_4 \leftarrow d_4 \leq d_3$;
- функцію обмеження діаметра сільфона $f_5 \leftarrow d_c < d_4$;
- функцію обмеження довжини сільфона $f_6 \leftarrow l_{c1,c2} < 3l_4/4$;

Сформулювали критерії якості.

1. Коефіцієнт гасіння пульсацій тиску робочої рідини –

$$F_1 \leftarrow k \rightarrow \max ,$$

де символ \max означає найбільше значення, а k_r визначався за формулою

$$k = 0,5 k^* + 0,5 k^{**} = 0,5 \left(4,971 + 0,087 d_3 l_4 + 3,829 d_4 - 257,041 d_5 - 0,294 d_4^2 + 470,897 d_5^2 \right) + 0,5 \left(601 + 0,57 p_H - 0,005 q_H - 0,001 f + 0,003 p_H q_H - 0,118 p_H^2 \right)$$

де d_3 , d_4 і d_5 – відповідно діаметри корпусу, центральної труби і отворів в центральній трубі (м); l_4 – половина довжини корпусу (м); p_H – тиск на виході з насоса (МПа); q_H – витрата через ГПТ (на виході з насоса) (м³/с); f – частота пульсацій тиску (1/с).

2. Кількість робочих циклів сільфона – $F_2 \left(\leftarrow \right) \cong N_c \left(\leftarrow \right) \rightarrow \max$.

Середнє значення циклічної міцності \bar{N}_c знаходили з залежності

$$\lg \bar{N}_c = a - m \lg \sigma_0,$$

де a, m – експериментально визначені коефіцієнти; σ_0 – значення еквівалентного напруження в небезпечній точці сільфона.

Його розраховували за залежністю, отриману з енергетичної теорії міцності,

$$\sigma_0 = \sqrt{\tilde{\sigma}_1^2 + \tilde{\sigma}_2^2 - \tilde{\sigma}_1 \tilde{\sigma}_2},$$

де $\tilde{\sigma}_i$ – головні напруження до рівнопульсаційного циклу, які визначають за

формулою $\tilde{\sigma}_i = \frac{\sigma_b^2}{\sigma_{ai}} \left(-m_i^2 \right) \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2a_i}{1 - m_i^2} \right)^2} \right]$, i – індекси головних

напружень ($i=1,2$). Тут $m_i = \sigma_{mi} / \sigma_b$; $a_i = \sigma_{ai} / \sigma_b$; $\sigma_{mi} = \left(\sigma_{i \max} + \sigma_{i \min} \right) / 2$; $\sigma_{ai} = \left(\sigma_{i \max} - \sigma_{i \min} \right) / 2$.

Максимальне та мінімальне меридіанне згинальне і окружне згинальне напруження визначали за залежностями

$$\sigma_{1 \max(\min)} = \frac{2 \left(R_H^2 + R_B^2 \right) + \left(R_H^2 + R_B^2 \right) p_{\max(\min)}}{16 \left(R_H^2 + R_B^2 \right) h_0};$$

$$\sigma_{2 \max(\min)} = \mu \sigma_{1 \max(\min)};$$

де R_H і R_B – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси сільфона (м); h_0 – товщина стінки матеріалу сільфона (м), $p_{\max(\min)}$ – максимальне (мінімальне) значення тиску з врахуванням пульсації (Па), μ – коефіцієнт Пуассона.

3. Величина зворотна масі ГПТ –

$$F_3 \left(\leftarrow \right) \cong 1/m =$$

$$= \frac{1}{\frac{\pi}{4} \left\{ l_4 \left[\mu_3 + \delta_1 \right]^2 - d_3^2 \rho_{ct} + l_{kp} \left[\mu_3^2 - n d_5^2 \right] \rho_{ct} + 2l_c \left[\mu_c + \delta_c \right]^2 - d_c^2 \rho_c \right\}} \rightarrow \max$$

де l_{kp} і l_c – відповідно, довжина кришки ГПТ та сифонів; d_5 і d_c – відповідно, діаметри кришки ГПТ, отворів в них та сифонів; δ_1 і δ_c – відповідно, товщина патрубків ГПТ і сифонів; n – кількість коротких звужених патрубків; ρ_{ct} і ρ_c – відповідно, густина матеріалу ГПТ (сталь) і сифонів.

Масу ГПТ порівнювали з середніми масами гідроапаратів з аналогічним діаметром умовного проходу, які отримані нами в статті [9].

Задавали вихідні дані: $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d_6 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $d_7 = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $l = 27,2 \cdot 10^{-2}$ м; $l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2}$ м; $l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м; $l_3 = 8 \cdot 10^{-2}$ м; $l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}$ м; максимальне переміщення сифонів $l_{c \max} = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м; коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu = 0,7$. Параметри робочої рідини (масла ІПП): $\rho = 885$ кг/м³; $\nu_i = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с; температура 50⁰С; вміст повітря – 0,8%, модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3$ МПа. Жорсткість сифонів, які розташовано в вхідній та вихідній камері ГПТ відповідно становить $27 \cdot 10^4$ і $22 \cdot 10^4$ Н/м.

Знаходження оптимальних конструктивних параметрів ГПТ проводили в три етапи відповідно методу дослідження. На першому етапі була побудована таблиця пробних точок [6]. Функціональним обмеженням задовольнило $N' = 22$ точок. На третьому етапі було визначено раціональні конструктивні параметри ГПТ (табл. 1), при яких коефіцієнт гасіння має максимальне значення. Оптимальна точка нами виділена.

Таблиця 1 – Виборка із таблиці досліджень конструктивних параметрів ГПТ

d_3 , м	d_4 , м	d_5 $\times 10^{-3}$ м	l_4 , м	p_H , Мпа	q_H $\times 10^{-3}$ м ³ /с	f , 1/с	F_1 К	F_2 К $\times 10^7$	F_3 К кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0.124	0.123	1.48	0.31	1.63	5.021	179.52	8.55	4.260	0.209
0.108	0.103	3.19	0.24	0.80	3.216	69.31	8.23	4.136	0.297
0.140	0.131	3.27	0.16	0.61	6.336	309.40	8.12	4.134	0.303
0.128	0.120	4.39	0.17	3.73	3.225	195.31	8.10	3.964	0.314
0.119	0.116	2.45	0.21	5.19	6.267	74.785	8.05	3.872	0.290
0.155	0.154	3.86	0.21	4.95	8.416	126.99	7.99	3.867	0.220
0.113	0.108	3.82	0.20	5.14	5.523	213.04	7.80	3.913	0.330
0.104	0.100	4.16	0.33	5.85	3.878	173.40	7.51	3.891	0.239

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0.184	0.177	3.38	0.13	7.85	8.158	290.06	6.65	3.834	0.240
0.134	0.132	4.38	0.25	8.62	2.323	169.85	5.97	3.851	0.225
0.187	0.182	3.75	0.23	9.22	6.594	146.33	5.70	3.820	0.164
0.194	0.191	2.14	0.18	9.74	0.226	305.21	5.40	3.813	0.186
0.143	0.136	2.49	0.31	10.6	5.322	165.66	4.53	3.831	0.177
0.152	0.146	1.60	0.15	11.3	8.596	210.46	3.90	3.821	0.283
0.204	0.195	4.10	0.22	11.2	8.184	184.68	3.88	3.808	0.154
0.164	0.157	4.19	0.24	11.9	2.898	77.363	3.01	3.812	0.184

Результати оптимізації показали, що розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів має високий коефіцієнт гасіння в широкому діапазоні зміни робочих параметрів ГА: тиску від 0,6 до 12 МПа; витрати від 0,23 до 8,6 10^{-3} м³/с; частоти пульсації тиску від 64 до 290 1/с. Оптимальні значення діаметру центральної труби наближаються до діаметру корпуса. Циклічна міцність сальфонів ГПТ є достатньо високою – відповідає міцності високо надійних пружних елементів працюючих при великих циклічних навантаженнях.

Висновки. Розроблена методика багатокритеріальної оптимізації конструктивних і робочих параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у складі ГА, яка забезпечує на стадії його проектування їх раціональний вибір. Розрахунок на конкретному числовому прикладі показав, ГПТ даного типу можуть ефективно працювати з об'ємними насосами різних типів, частота пульсації тиску на виході яких знаходиться в діапазоні від 64 до 290 1/с.

Список літератури: 1. Андренко П.Н., Дмитриенко О.В. Оптимизация математических моделей гидравлических пассивных гасителей пульсаций // Вестник НТУУ “КПИ”. – Киев: НТУУ “КПИ”, 2002. – Вып. 42, Т. 2. – С. 50 – 53. 2. Воронин А.Н. Многокритериальная оптимизация динамических систем // Кибирнетика. – 1980. – №4. – С. 56 – 68. 3. Ларичев О.И. Человеко-машинные процедуры принятия решений. Обзор // Автоматика и телемеханика. – 1971. – № 12. – С. 130 – 142. 4. Лурье З.Я., Лищенко И.Г. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000. – Вып. 89. – С. 155 – 163. 5. Растринин А.Л., Эйдук Я.Ю. Адаптивные методы многокритериальной оптимизации // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 1. – С. 5 – 26. 6. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями – М.: Наука, 1981. – 107 с. 7. 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. Свиначенко. – Харків: НТУ “ХПР”, 2008. – 36 с. 8. Абрамов Е.И., Колісниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: [справочник] – К.: Техника, 1977. – 320 с. 9. Андренко П.М., Дмитриенко О.В., Свиначенко М.С. Шляхи зменшення пульсації тиску у системах гідроприводів, побудованих з використанням гідралічного вібраційного контуру // високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ “ХПР”, 2004. – № 2. С. 13 – 21.

Надійшла до редколегії 30.08.2010