

5. Огородников В. А., Сахаров В. Д., Матвийчук В. А., Сивак И. О. Исследование пластичности пористого материала ПЖ4М2 и его деформируемости в ротационных процессах с локальным очагом деформации // Известия ВУЗов. Черная металлургия, 1991. — № 1. — С. 52—55.

Кафедра опору матеріалів і технології підвищення зносостійкості

УДК 621.22

КОРЕКЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ МЕТОДОМ «СТЕЖНОГО ВІДТВОРЕННЯ»

Канд. техн. наук, доц. Дусанюк Ж. П.,
канд. техн. наук, проф. Немировський І. А.

Вступ

Буртоукладальні машини, що призначені для розвантажування буряків, очищення їх від залишків ґрунту і укладання в кагати трапецієвидної форми, обладнані гідравлічним приводом всіх робочих органів. Великі габаритні розміри машини, її компоновка, розміщення пульта керування технологічним процесом в кабіні оператора, а не безпосередньо біля робочих органів призводить до необхідності монтажу гідравлічних ліній великої довжини. Вони включають ділянки жорстких (металевих) і гнучких (гумових) рукавів високого тиску.

Аналіз умов експлуатації буртоукладального комплексу показав, що найбільш навантаженим агрегатом є площадка бокового перекидання, і зокрема, ланка транспортного положення. В цій ланці найбільш часто виникають розриви рукавів високого тиску внаслідок дії хвильових процесів, що супроводжують перехідні процеси. Тому з'являється необхідність в корекції параметрів хвильових процесів і особливо пікових значень тиску.

Математична модель синтезу коригувального пристрою

Складена математична модель силового контуру гідропривода ланки транспортного положення буртоукладальної машини з урахуванням хвильових процесів (рис. 1).

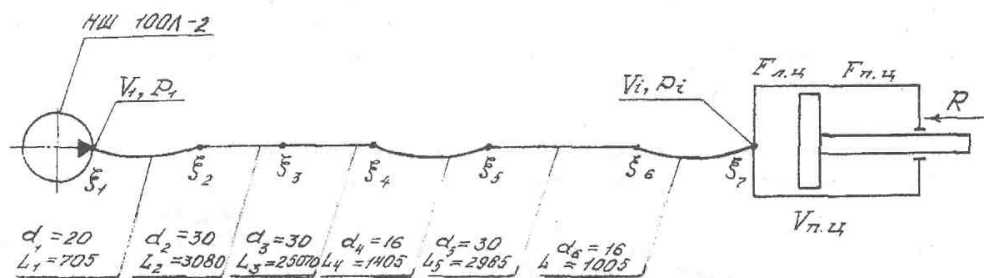


Рис. 1. Схема складальних елементів машини

$$Q_1 = Q_H - \frac{W_H}{E_H} \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

$$-\frac{\partial p_i}{\partial x} f_i = \rho \frac{\partial Q_i}{\partial t} + \xi_i Q_i; \quad (2)$$

$$-\frac{\partial Q_i}{\partial x} = \frac{f_i}{E_i} \frac{\partial p_i}{\partial t}; \quad (3)$$

$$Q_i = Q_{л.ц} + \frac{W_{л.ц}}{E_{л.ц}} \frac{d(p_{л.ц} - p_{п.ц})}{dt} + K_{ц}(p_{л.ц} - p_{п.ц}); \quad (4)$$

$$M \frac{dV_{п.ц}}{dt} = F_{л.ц} p_{л.ц} - F_{п.ц} p_{п.ц} - \beta V_{п.ц} - C_y x_{п} - R, \quad (5)$$

де Q_H — подача насоса; Q_1 — витрати рідини у вхідному перетині трубопроводу; Q_i — витрати рідини в i -ому перетині трубопроводу; p_H — тиск рідини на виході з джерела живлення; p_i — значення тиску в i -ому перетині трубопроводу; $P_{л.ц}$, $P_{п.ц}$ — тиск в лівій, правій порожнинах гідроциліндра; f_i — площа поперечного перетину в i -ому перетині трубопроводу; $F_{л.ц}$, $F_{п.ц}$ — площі лівої, правої порожнин гідроциліндра; W_H — обсяг рідини в порожнинах насоса; $W_{л.ц}$ — обсяг лівої порожнини гідроциліндра; E_H — зведений модуль пружності рідини і стінок порожнин насоса; E_i — зведений модуль об'ємної пружності трубопроводу, заповненого рідиною; $E_{л.ц}$ — зведений модуль пружності рідини і стінок циліндра; ρ — густина робочої рідини з поточним значенням тиску і температури; ξ_i — питомий гідравлічний опір трубопроводу в i -ому перетині; $K_{ц}$ — коефіцієнт втрат в силовому гідроциліндрі; M — маса поршня гідроциліндра і з'єднаних з ним деталей виконавчого механізму; $V_{п.ц}$ — швидкість переміщення гідроциліндра; β — коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі; C_y — коефіцієнт пружного опору; $x_{п}$ — переміщення поршня; R — технологічне навантаження (навантаження на робочому органі).

Для синтезу пружної характеристики пристрою, що корегує величину тиску в довгому трубопроводі силового контуру гідропривода ланки транспортного положення застосований метод «стежного відтворення» [1], згідно якого використанням методів адаптивного керування формуються задані динамічні характеристики.

Запропонована авторами математична модель синтезу має вигляд

$$\Delta p_{ik} = \alpha(p_i - p_0), \quad (6)$$

$$p_{ik} = p_0 + \Delta p_i; \quad (7)$$

$$p_{ic} = E_i - \Delta E_i; \quad (8)$$

$$\Delta E_i = K(p_{ic} - p_{ik}), \quad (9)$$

де p_i — поточне значення тиску; p_0 — вихідний тиск в гідросистемі; p_{ik} — потрібне значення тиску; Δp_i — приріст тиску; p_{ic} — тиск, що створюється після спрацювання коригувального пристрою; K — коефіцієнт підсилення; ΔE_i — величина приросту модуля пружності порожнин гідросистеми.

На початку хвильового процесу поточне значення тиску p_i перевищує величину вхідного тиску p_0 в системі на $p_i - p_0$. Необхідно зменшити цю різницю до величини Δp_i . Потрібне значення Δp_i може бути одержане множенням $p_i - p_0$ на коефіцієнт корекції α . Таким чином, потрібне значення тиску p_{ik} в силовому контурі гідроприводу з довгими трубопроводами складає $p_{ik} = p_0 + \Delta p_i$. Ця величина тиску повинна бути забезпечена зміною коефіцієнта податливості $\Delta K(p)$ або модуля пружності ΔE_i порожнин гідросистеми. Величина фактичного скоригованого (одержуваного після спрацювання коригувального пристрою) поточного значення тиску p_{ic} у хвильовому процесі може бути представлена як функція $p_{ic} = f(E_i - \Delta E_i)$. Величина приросту модуля пружності порожнин гідросистеми ΔE_i — це різниця значень поточного фактичного тиску, одержуваного після спрацювання коригувального пристрою p_{ic} і потрібного корегованого значення p_{ik} , помножена на величину коефіцієнта підсилення K , тобто $\Delta E_i = K(p_{ic} - p_{ik})$. Величина E_i відповідає поточному значенню p_i нескоригованого хвильового процесу. Розрахунок хвильових процесів і синтез пружної характеристики пристрою, що корегує величину тиску в силовому контурі гідроприводу ланки транспортного поло-

ження проводився для даних, показаних в табл. 1 за допомогою ЕОМ за такими обмеженнями:

1. $p_{ic} > p_{ik}$. Це обмеження з'явилося в зв'язку з тим, що вираз $\Delta E_i = K(p_{ic} - p_{ik})$ стає від'ємним, якщо $p_{ic} < p_{ik}$. І тоді виникає збільшення поточного значення модуля пружності E_i , зменшується коефіцієнт податливості гідравлічної лінії, а значить величина p_i ще більше зростає.

2. Розв'язання задачі розглядається на ділянці, де $V_i > V_{i+1}$. У відповідності з математичною моделлю поточне значення p_i визначається за рівнянням $\frac{dp_i}{dt} = \delta_i E_i \left(\frac{dV_i}{dt} - \frac{dV_{i+1}}{dt} \right)$, що описує інтегровальну ланку, тобто $p_i = \delta_i \int_0^t E_i \left(\frac{dV_i}{dt} - \frac{dV_{i+1}}{dt} \right) dt$.

Значення параметрів ланки транспортного положення площадки бокового перекидання

№ п/п	Параметр	Величина, м	№ п/п	Параметр	Величина	Розмірність
1	L_1	0,705	13	W_H	$100 \cdot 10^{-6}$	m^3
2	L_2	3,08	14	M	34700	N
3	L_3	25,07	15	$F_{л.ц}$	$95 \cdot 10^{-4}$	m^2
4	L_4	1,405	16	$F_{п.ц}$	$12,5 \cdot 10^{-4}$	m^2
5	L_5	2,965	17	$E_{ж}$	$1,47 \cdot 10^9$	N/m^2
6	L_6	1,005	18	$W_{Bo}/W_{Жо}$	0,02	
7	d_1	$2 \cdot 10^{-3}$	19	$p_{п.ц}$	0,2	$Мпа$
8	d_2	$30 \cdot 10^{-3}$	20	R	75000	N
9	d_3	$30 \cdot 10^{-3}$	21	$W_{л.ц}$	$1500 \cdot 10^{-6}$	m^3
10	d_4	$16 \cdot 10^{-3}$	22	p_H	12,0	$МПа$
11	d_5	$30 \cdot 10^{-3}$	23	ρ	912	$кг/м^3$
12	d_6	$16 \cdot 10^{-3}$				

Якщо $V_i > V_{i+1}$, то поточне значення модуля пружності газорідної суміші, що визначається як функція тиску, стає від'ємним причому віднімання ΔE_i , одержаного в результаті розв'язання задачі синтезу приводить до ще більшого від'ємного значення. Крім того, задача пониження коливань тиску сама по собі має зміст лише на ділянці зростання p_i .

Практичне використання результатів синтезу

В результаті виконаних розрахунків одержана характеристика коректора ΔE_i , яка була використана під час розробки конструкції.

Установка коригувального пристрою в гідравлічну лінію забезпечила зменшення амплітуди коливань тиску, які виникають в результаті розповсюдження хвильового процесу під час включення джерела живлення (насоса), та під час перемикавання розподільника. Зняті осцилограми хвильового процесу, що виникає під час включення насоса в силовому контурі гідропривода ланки транспортного положення без коригувального (рис. 2) і з коригувальним (рис. 3) пристроєм.

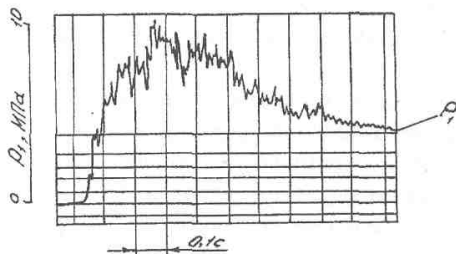


Рис. 2

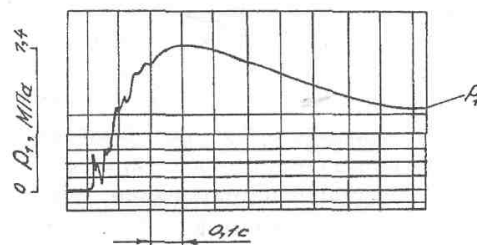


Рис. 3

Спосіб корекції гідроприводів, що здійснюється за рахунок керування величиною тиску під час виникнення хвильового процесу в довгому трубопроводі дозволяє: підвищити надійність, довговічність трубопроводів (особливо рукавів високого тиску), підвищити продуктивність буртоскладального комплексу (знижуються витрати часу на ремонт спричинений розривом рукавів високого тиску), зменшити витрати робочої рідини, які виникають під час розриву трубопроводу.

Висновки

1. Запропонована математична модель синтезу пристрою, що корегує величину тиску під час хвильових процесів в довгому трубопроводі силового контуру гідропривода.
2. Результати моделювання та синтезу пружної характеристики дозволили одержати параметри пристрою.
3. Математична модель синтезу і результати розрахунків підтверджені експериментом. Тиск в хвильовому процесі за допомогою коректора знижений до допустимого значення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Немировский И. А., Снисарь Н. Г. Расчет гидроприводов технологических машин. — К.: Техніка, 1992. — 181 с.
2. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И. А. Немировский, В. Ф. Маркин, Л. П. Серета и др. — Киев: Техніка, 1979. — 138 с.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування

УДК 62-762

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В УЩІЛЬНЕННІ ШТОКУ ГІДРОЦИЛІНДРА ВІБРОЗБУДЖУВАЧА

Канд. техн. наук, доц. Комісаренко Ю. Я., асп. Кавецький В. В.

Випробувальні вібраційні стенди, що використовуються для визначення динамічних характеристик досліджуваного об'єкта, повинні мати мінімальний рівень сил тертя в рухомих з'єднаннях вузлів. Аналіз роботи капілярних ущільнень [1–3] свідчить, що в порівнянні з контактними вони мають низькі механічні втрати на тертя, більшу надійність, практично не потребують обслуговування, мають незначне тепловиділення. Однак наявність певного гарантованого зазору між ущільнюваними деталями не дозволяє досягти повної герметичності. Тому гідроциліндри вібробуджувачів гідравлічного привода випробувальних стендів, як правило, мають комбіновані ущільнення [4]. Комбіновані ущільнення, звичайно, складаються з двох, встановлених послідовно, герметизувальних елементів. На виході з робочої порожнини гідроциліндра вібробуджувача розташовано капілярне ущільнення, а на границі з зовнішнім середовищем — контактне ущільнення. Проміжна порожнина між ущільненнями з'єднується через зворотний клапан з зливною лінією гідросистеми [3].

Основним недоліком такої конструкції є те, що вона не гарантує рівномірного розподілу перепаду тиску між елементами ущільнення, незначний витік через зворотний клапан призводить до того, що весь тиск буде діяти на зовнішнє ущільнення і це спричинить зростання витoku рідини, та збільшення сил тертя.

Ці недоліки відсутні в комбінованому ущільненні, в якому до проміжної порожнини під'єднано гідравлічний акумулятор [5].

Ущільнення штоку (рис. 1) складається з послідовно встановлених на виході штоку 1 з корпусу гідроциліндра вібробуджувача 2 капілярного ущільнення 3 та контактне-