

УДК 621.87:62-59

DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.02

Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М.

Одеський національний політехнічний університет

ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРУЖИННО-ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА

***Анотація.** У статті розглянуто спосіб керування пружинно-гідрравлічним гальмом за рахунок створення гідравлічного опору. Досліджено вплив гідравлічного опору, що створюється за рахунок керуючої гідроапаратури в гальмі на величину динамічних навантажень в металоконструкції та приводі мостового крану. Надано рекомендації, щодо вибору пружини та величини гідравлічного опору для пружинно-гідрравлічного гальма.*

***Ключові слова.** мостовий кран, пружинно-гідрравлічне гальмо, гідравлічний опір, динамічні навантаження.*

Вступ

Для створення надійного, безударного процесу гальмування кранів ведеться значна робота по вдосконаленню існуючих конструкцій гальм та розробці нових гальмівних пристроїв. Дослідниками постійно проводяться як розробки нових конструкцій гальмівних пристроїв так і вдосконалення гальмівних систем.

Постановка проблеми

Запропонована в [1, 2] конструкція пружинно-гідрравлічного гальма дозволяє виконувати плавне гальмування мостового крану наростаючою гальмівною силою, що створюється за рахунок стиснення пружини чи комплекту пружин. Проте процес гальмування тільки за рахунок сили, що створює пружина має певні недоліки. При використанні пружини в якості елемента, що гасить кінетичну енергію крана, треба забезпечити надійну фіксацію гальма при стиснутій пружині, щоб не допустити розрядки пружини при зупинці крана. Ще одним недоліком є неможливість отримати необхідні закони зміни гальмівної сили, особливо зі зменшенням її на завершальному етапі зупинки крана. Крім того габаритні розміри пружинно-гідрравлічного гальма в основному залежать від габаритів пружини, тому потрібно шукати шляхи зменшення розмірів пружини й відповідно гальма.

Огляд останніх публікацій

При розгляді різноманітних конструкцій «класичних» кранових фрикційних гальм, що висвітлені в літературі, для отримання необхідного закону чи керуваного характеру зміни гальмівного

© Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М., 2019

моменту використовують наступні підходи:

- внесення змін в конструкцію розмикаючого пристрою, наприклад штовхача, та обладнання його системою керування, що дає змогу при спрацьовуванні з затримкою накладати гальмівні колодки на шків чи диск [3];
- використання гальм двоступеневого гальмування, де замикаюче зусилля невеликої величини (перша ступінь) спочатку створюється вантажем закріпленим на важільній системі, а максимальний гальмівний момент наростає при додатковому спрацьовуванні замикаючої пружини (друга ступінь) [3];
- використання в приводі розмикання гальмом спеціальних гідравлічних або пневматичних демпферів, що дозволяє більш плавно здійснювати посадку колодок на шків чи диск;
- використання гальм з самопідсиленням [4];
- гідравлічно та пневматично керовані нормально замкнуті гальма (комбіновані) (рис.1.). В даних гальмах крім замикаючої пружини чи вантажу, що забезпечують нормально замкнуту конструкцію, використовується здебільшого гідравлічний привід з педальним, електромагнітним чи електронним керуванням. Наявність приводу дає змогу керувати величиною гальмівного моменту, що розвиває гальмо [5,6].

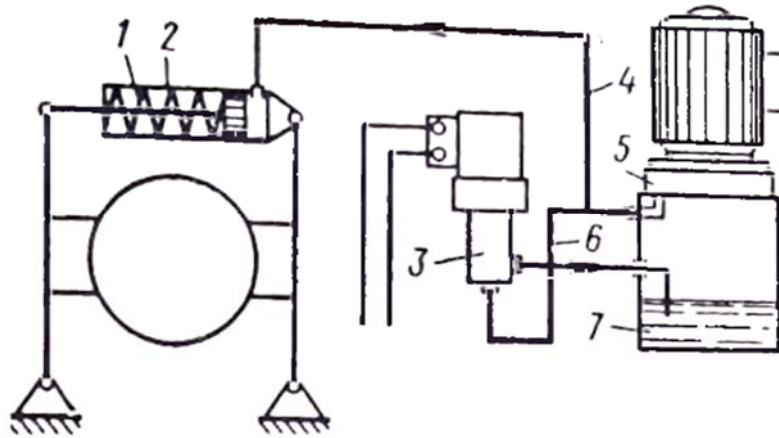


Рисунок 1. – Нормально замкнуте колодкове гальмо з гідравлічним приводом та електромагнітним клапаном керування.

Мета роботи показати доцільність пружинно-гідравлічного гальма, яке дозволяє мінімізувати динамічні зусилля в приводі і металоконструкції мостового крану та оцінити вплив гідравлічного опору та сумісної роботи пружини та гідравлічних сил на динамічні

навантаження в приводі та металоконструкції крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- оцінити величину гідравлічного опору та визначити характер та величину гальмівної сили яку він створює;
- провести дослідження сумісної роботи пружини та гідравлічного опору на величину гальмівної сили пружинно-гідравлічного гальма, оцінити динамічні навантаження які при цьому виникають.

Виклад основного матеріалу

Крім пружних елементів у циліндрі пружинно-гідравлічного гальма, гальмівна сила, а також характер її зміни може бути отримана за допомогою системи керування гідроприводом [2]. При такому підході гідравлічний привід гальма виконує не тільки замикаючу функцію, не даючи розряджатися пружині при повній зупинці крана, але й силову, створюючи гальмівну силу або її частину при спільній роботі з пружиною. Використовуючи гідравлічний опір як засіб створення гальмівної сили можна значно зменшити жорсткість і масогабаритні розміри пружини. Пружину в цьому випадку можна використовувати з лінійною характеристикою.

При сумісній роботі пружини та гідравлічного опору гальмівна сила може бути визначена залежністю:

$$P_i = P_{пруж} + P_{гидр} = (c_{пруж} \cdot x_i) + (\Delta p_i \cdot S_n) \quad (1)$$

де $P_{пруж}$ – гальмівна сила, що створюється пружиною, H ;

$P_{гидр}$ – гальмівна сила, що створюється гідравлічним опором, H .

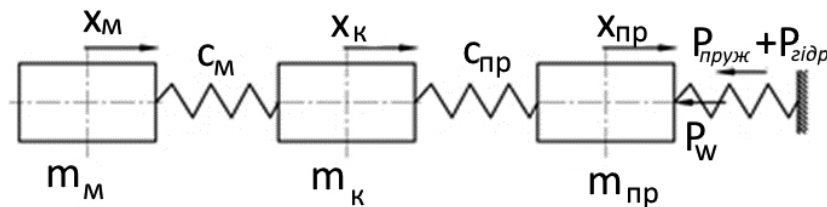


Рисунок 2. – Трьохмасова розрахункова динамічна модель при гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом при використанні пружини й гідравлічного опору.

З урахуванням (1) система диференціальних рівнянь, що описує динамічну модель представлену на рис. 2. приймає вид:

$$\begin{cases} m_{np} \cdot \ddot{x}_{np} + c_{np} \cdot (x_{np} - x_k) = -\left((c_{пруж} \cdot x_i) + (\Delta p_i \cdot S_n) \right) \\ m_k \cdot \ddot{x}_k - c_{np} \cdot (x_{np} - x_k) + c_m \cdot (x_k - x_m) = -P_w \\ m_m \cdot \ddot{x}_m - c_m \cdot (x_k - x_m) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де m_{np} – наведена до ходових коліс маса обертових частин привода, кг;
 m_k – маса моста, наведена до переміщення кінцевих балок, кг;
 m_m – наведена до середини прольоту маса середніх частин моста й порожнього візка, кг;
 P_w – сила статичного опору пересуванню крана, Н;
 c_{np} – жорсткість привода механізму пересування, наведена до ходових коліс, Н/м;
 c_m – коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині, Н/м.

Опір в гідравлічній частині пружинно-гідравлічного гальма складається з опорів у трубопроводі й гідравлічному встаткуванні [7]. Величина гідравлічного опору на пряму пов'язана з величиною гідравлічних втрат. Загальний опір (без врахування сили стиску пружини) переміщенню штока гальма – залежить від гідравлічного опору й сил тертя в ущільненнях поршень-гільза, шток-кришка. Величина гідравлічного опору обернено пропорційна величині втрат при спрацюванні пружинно-гідравлічного гальма.

Сумарні втрати в гідросистемі:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{ап} + \Delta p_m \quad (3)$$

де $\Delta p_{тр}$ – втрати тиску по довжині трубопроводу;
 $\Delta p_{ап}$ – втрати тиску в апаратах;
 Δp_m – втрати тиску на перехідних ділянках (місцеві втрати).

Втрати тиску на прямих ділянках по довжині трубопроводу:

$$\Delta p_{mp} = \frac{\lambda \cdot l \cdot V_{ж}^2 \cdot \rho_{ж}}{2 \cdot d_y \cdot 10^6} \quad (4)$$

де l – довжина трубопроводу, м;
 $V_{ж}$ – швидкість плинину рідини в трубопроводі, м/с;
 d_y – умовний прохід;
 ρ – щільність рідини, кг/м³;
 λ – коефіцієнт гідравлічного тертя рідини.

Місцеві втрати в гідросистемі:

$$\Delta p_m = 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d_y^2} \cdot \Sigma \xi \quad (5)$$

де Q - витрата рідини, $л/хв$;
 d_y - умовний прохід, $мм$;
 ξ – місцеві втрати.

Втрати в устаткуванні:

$$\Delta p_{an} = \Delta p_{обл1} + \Delta p_{обл2} + \dots + \Delta p_{облN} \quad (6)$$

де $\Delta p_{обл1} + \dots + \Delta p_{облN}$ – втрати тиску в регульованому гідравлічному клапані тиску, обратному клапані та розподільнику, $МПа$

Сила опору на штоці пружинно-гідравлічного гальма залежна від величини гідравлічного опору:

$$P_{зидр} = \Delta p \cdot S_n \quad (7)$$

де Δp – сумарні втрати в гідросистемі, $МПа$;

S_n – площа поршня пружинно-гідравлічного гальма, $мм$.

1. Вплив гідравлічного опору в пружинно-гідравлічному гальмі на процес гальмування

Для дослідження динамічних процесів з використанням пружинно-гідравлічного гальма, необхідно розв'язати систему диференціальних рівнянь (2), в перше рівняння якої входить величина гідравлічного опору записана виразом (7), без урахування сили від стиснення пружини.

Гідравлічний опір при перетіканні рідини створюється за рахунок розподільного золотника (опір в апаратурі) і опорів у трубопроводі й місцевих опорів. У процесі роботи основна сила створюється за рахунок розподільного золотника. Золотниковий пристрій може бути як автоматичним регульованим так автоматичним нерегульованим. При автоматичному нерегульованому золотнику при витіканні рідини тиск у системі підтримується постійним, є невеликі відхилення Δp пов'язані з інертністю й підвісанням клапана золотника. Процес гальмування за допомогою пружинно-гідравлічного гальма з використанням автоматичного нерегульованого золотника представлений на графіку рис. 3. Із графіка видно, що на початку гальмування відбувається невеликий підйом гальмівної сили до величини $10000 H$, потім відбувається плавне збільшення сили (вихід апаратури на робочу величину регулювання) і потім до кінця гальмування гальмівна сила приймає постійне значення.

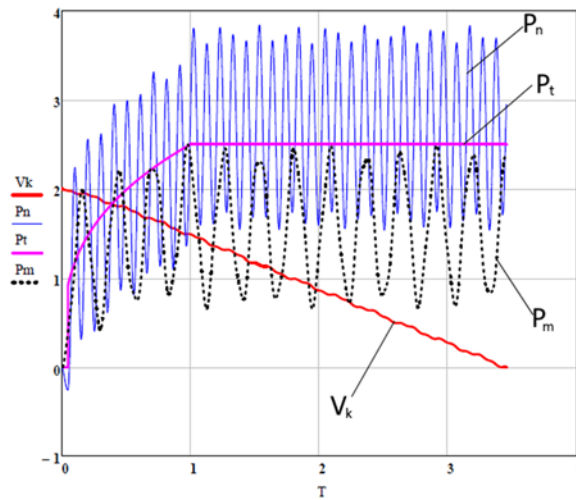


Рисунок 3. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом за рахунок гідравлічного опору ($P_n(H)$ – динамічні навантаження в приводі; $P_m(H)$ – динамічні навантаження в металоконструкції; $P_t(H)$ – гальмівна сила; V_k (м/с) швидкість крана).

При розрахунках етапу гальмування при якому гальмівна сила постійна прийняте допущення, що тиск на поршень постійний, відповідно клапан золотника спрацьовує миттєво, коливання величини тиску Δp не враховувалося. На графіку рис. 3 видно, що вже на начальному етапі спостерігається сплеск динамічних сил ($P_n = 24100 H$, $P_m = 20000 H$) визваний інертністю відкриття клапана золотника, а потім наступний ріст до стабілізації гальмівної сили. За результатами розрахунків можна бачити, що час гальмування $t = 3,4 c$, шлях гальмування $s = 3,8 m$, максимальні динамічні навантаження в приводі механізму пересування крана - $P_n = 38500 H$, а в металоконструкції - $P_m = 25050 H$.

2. Вплив спільної роботи пружини й гідравлічного опору в пружинно-гідравлічному гальмі на процес гальмування

При спільній роботі пружини й гідравлічного опору розв'язувалася система диференціальних рівнянь (2) з урахуванням виразу (1), тобто враховувалося сила від стиснення пружини сумісно з гідравлічним опором. Для одержання «м'якої» динамічної характеристики приймаємо пружини із жорсткістю $3000 H/m$ і $5000 H/m$, а гідравлічний опір Δp_i змінний (за рахунок застосування автоматичної регульованої гідравлічної апаратури), створює гальмівну силу в межах від 0 до $15000 H$, причому система керування забезпечує синусоїдальний закон зміни сили гідравлічного опору. Результати розрахунків представлені на рис.4 і рис.5.

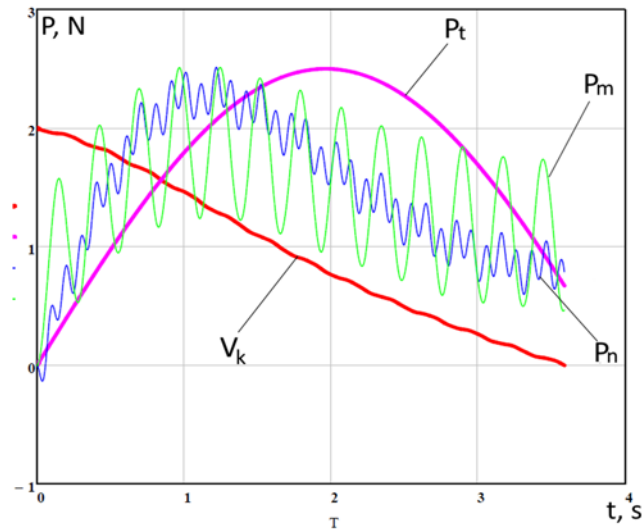


Рисунок 4. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною $c_{\text{пруж}} = 3000 \text{ Н/м}$ і гідравлічним опором

При гальмуванні за рахунок пружини жорсткістю 3000 Н/м і гідравлічного опору (рис. 4) час гальмування $t = 3,5 \text{ с}$, гальмівний шлях $s = 3,4 \text{ м}$, а динамічні навантаження в приводі 25130 Н (при гальмуванні колодковим гальмом - 50420 Н з часом гальмування $t = 2,75 \text{ с}$); динамічні навантаження в металоконструкції 25010 Н (при гальмуванні колодковим гальмом - 47030 Н).

При спільній роботі пружини 5000 Н/м і гідравлічного опору (рис. 5) час гальмування $t = 2,9 \text{ с}$, гальмівний шлях $s = 3 \text{ м}$, а динамічні навантаження в приводі 29920 Н , у металоконструкції 27690 Н .

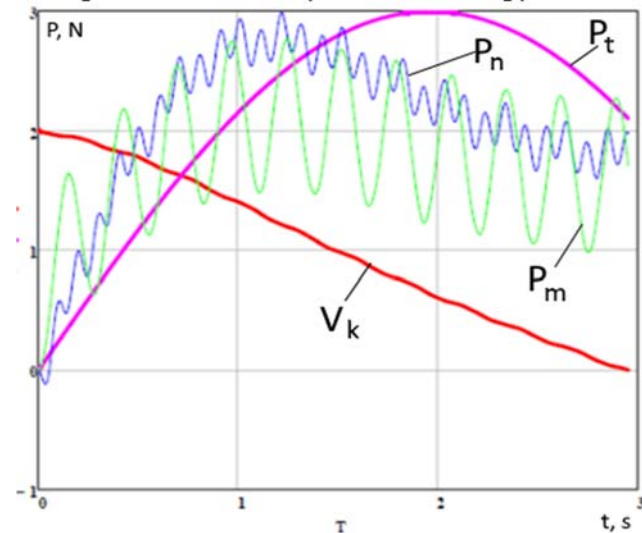


Рисунок 5. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною $c_{\text{пруж}} = 5000 \text{ Н/м}$ і гідравлічним опором.

Проведені розрахунки підтверджують, що пружинно-гідрравлічне гальмо дозволяє здійснювати плавне безступінчасте гальмування зі змінною гальмівною силою, яка міняється по складній характеристиці за мінімальний час із динамічними навантаженнями в приводі й металоконструкції, які суттєво нижче ніж при гальмуванні штатним нормально-замкненим колодковим гальмом.

Висновки:

1. Величина гідрравлічного опору створюється розподільною апаратурою й силами тертя в рідині при перетіканні з поршневої в штокову порожнину пружинно-гідрравлічного гальма.

2. Для одержання «м'якої» динамічної характеристики при гальмуванні крана необхідно використовувати пружину невеликої жорсткості (3000 H/m) і гідрравлічний опір який буде збільшуватися до певної величини (від 0 до 12000-15000 H , приблизно до половини гальмівного шляху крана), а потім зменшуватися до кінця процесу гальмування. При цьому характер зміни гальмівної сили близький половині синусоїди. Такий характер зміни гальмівної сили дозволяє одержати час гальмування 3-3,5 секунди, а динамічне навантаження в приводі й металоконструкції відповідно: 25000-30000 H и 25000-27000 H , що суттєво менше при гальмуванні нормально замкненими колодковими гальмами (48000-50000 H).

Список використаної літератури

1. Семенюк В.Ф. Вплив жорсткості пружини на ефективність пружинно-гідрравлічного гальма / В. Ф. Семенюк, А. Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. - 2019. - № 1 (60). - С. 16-25.

2. Vudvud Aleksandr N. Spring-Hydraulic Brake Effectiveness When Overhead Crane Braking. // Eastern European Scientific Journal (Gesellschaftswissenschaften): Düsseldorf (Germany): Auris Verlag, 2019, 2 - pp. 81-86

3. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев и др.; под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985.– 312 с.

4. Шевченко С. И. Методика расчета тормозных устройств с самоусилением / С. И. Шевченко. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2003. – С. 148–152.

5. Ewald J. Design of the Self energising Electro- Hydraulic Brake (SEHB) / J. Ewald, M. Liermann, H. Murrenhoff. // Ölhydraulik und Pneumatik. – 2009. – №5. – С. 1–18.

6. Степанов А. Г. Математическое моделирование динамических процессов дискового тормоза шахтных подъемных

машин / А. Г. Степанов // Журнал «Горное оборудование и электромеханика». - Вып. №6, 2010. - С. 1-23.

7. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. Библиотека конструктора / В. К. Свешников. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2004. - 512 с.: ил.

HYDRAULIC RESISTANCE INFLUENCE ON THE SPRING-HYDRAULIC SHOCK ABSORBER EFFICIENCY

Semenyuk V. F., Vudvud O. M.

Odessa National Polytechnic University

Abstract. This research deals with the way of spring-hydraulic brake controlling through hydraulic resistance creating. Substantiated is the controlling hydraulic drive use expediency. With this approach, the brake's hydraulic drive performs not only the locking function preventing the spring from breaking loose at full stop of the crane, but also power loading one as it creates the braking force totally or partially when engaged together with the spring.

The spring-hydraulic brake's hydraulic part resistance consists of the resistance at pipeline (on straight sections and local resistances) and this one at hydraulic equipment. A right selection of hydraulic equipment allows the hydraulic resistance value control therefore controlling the spring-hydraulic brake braking force. The hydraulic resistance value is directly related to the hydraulic losses value.

Using the hydraulic resistance value and its change nature investigated is the process of crane braking with a spring-hydraulic shock absorber only at the hydraulic resistance expense. Braking started, the braking force slightly increases up to a value of 10000 N due to the hydraulic valve opening, after that there is a smooth increase in force (equipment reaching the control function operating value) and then up to the braking process end the braking force holds a constant value.

It is established that at the hydraulic resistance and the spring combined action it is possible to significantly reduce the spring stiffness from 7000-9000 N/m to 3000-5000 N/m, that in turn reduces the brake overall dimensions, also allowing the braking force change magnitude and law. This combination reduces dynamic loads in both actuator and metal structure of the braking crane for 30-40% compared to the normally closed drum brake. Elaborated are the recommendations concerning on the choice of spring type and the spring-hydraulic brake's hydraulic resistance value.

Keywords. bridge crane, spring-hydraulic brake, hydraulic resistance, dynamic load.