

УДК 621.87:62-59

DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.02

Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М.

Одеський національний політехнічний університет

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖИНИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРУЖИННО-ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА

***Анотація.** У статті розглянуто конструкцію нового гальма кранів – пружинно-гідролічного. Досліджено вплив пружин різних жорсткостей з лінійною характеристикою, що встановлюються в гальмо на величину динамічних навантажень в металокопункції та приводі мостового крану. Визначено вплив складеної пружини, що має три жорсткості на ефективність гальмування крану. Надано рекомендації, щодо вибору жорсткостей пружин для пружинно-гідролічного гальма.*

***Ключові слова:** мостовий кран, пружинно-гідролічне гальмо, пружина, жорсткість пружини, динамічні навантаження.*

Вступ

На даний час парк вантажопідійомних кранів постійно збільшується не тільки завдяки новим, але й і завдяки кранам, що вже були в експлуатації й налічує близько 70100 одиниць (з них 27300 – крани мостового типу); разом з тим за статистикою близько 84% машин відпрацювали свій нормативний термін експлуатації, а для кранів мостового типу ця цифра становить 92% [1]. Втім машини які відпрацювали свій нормативний термін продовжують експлуатуватися. Важливою для подовження терміну служби крана і його металокопункції є якість перехідних процесів, бо за рахунок динамічних навантажень особливо при гальмуванні накопичуються залишкові деформації і втомні тріщини. Кранові гальмівні пристрої повинні забезпечувати гарантовану зупинку машини з прийнятним уповільненням, а також надійно утримувати кран в нерухомому стані під час зупинки і технологічних пауз.

Постановка проблеми

У підйомно-транспортних машинах, зокрема в кранах, в якості гальмівних пристроїв активно застосовуються нормально замкнуті фрикційні гальма – колодкові, дисково-колодкові, дискові [2]. На жаль, більшість конструкцій фрикційних нормально замкнутих гальм мають ряд недоліків. А саме: «ударне» наростання гальмівної сили, нестабільність гальмівного моменту в наслідок температурних змін, знос фрикційних елементів і відповідно елементів на які вони

© Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М., 2019

впливають, складність регулювання деяких пристроїв через складну кінематику системи важелів.

Огляд останніх публікацій

Для підвищення ефективності процесу гальмування мостових кранів ведуться активні дослідження в різних напрямках.

Так в роботах [3, 4, 5, 6] пропонуються нові конструкції та способи гальмування, що дозволяють проводити гальмування крану змінним гальмівним моментом. На відміну від класичних конструкцій нормально замкнутих гальм, гальмівний момент наростає не миттєво до значення на яке регульовано гальмо, а поступово, що дає можливість уникнути росту динамічних сил особливо на початку гальмування.

Іншим напрямком в підвищенні якості перехідних процесів є вдосконалення системи керування краном. Так в роботі [7] авторами встановлені загальні положення, що дозволяють підвищити ефективність роботи мостового крана із гнучким підвісом вантажу за рахунок реалізації оптимальних режимів його руху.

Очевидно, що наявність механічного гальма є обов'язковим, а розробка й дослідження нових типів гальм, що дозволяють зупинити крани з мінімальними динамічними навантаженнями на думку авторів є актуальним.

Мета роботи показати доцільність пружинно-гідравлічного гальма, яка дозволяє мінімізувати динамічні зусилля в приводі і металоконструкції мостового крану та оцінити вплив пружин різних жорсткостей на ефективність гальмування. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: виконати дослідження роботи пружинно-гідравлічного гальма з пружинами постійної жорсткості та змінної жорсткості.

Виклад основного матеріалу

Для реалізації плавного, безфрикційного гальмування механізмів пересування кранів і вантажних візків пропонується конструкція пружинно-гідравлічного гальма [8, 9].

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис.1.) при гальмуванні крана гасить кінетичну енергію крана перетворюючи її в потенційну енергію стиснутої пружини (пакета пружин). Пружина застосовується в якості пружного елемента, що створює гальмівну силу, яка виникає при зупинці крана. Простіше і дешевше виготовляти кручені пружини з дроту круглого перетину, в результаті чого виходить пружний елемент з малими габаритними розмірами і при цьому з великою енергоємністю. Віта пружина представляє собою просторовий брус, в поперечних перетинах якого виникають всі внутрішні силові фактори. Крім сили, що створює пружина, частина гальмівної сили створюється опором перетікання рідини з однієї порожнини циліндра в іншу. Крім

того, керуючи величиною гідравлічного опору можна управляти законом зміни гальмівної сили.

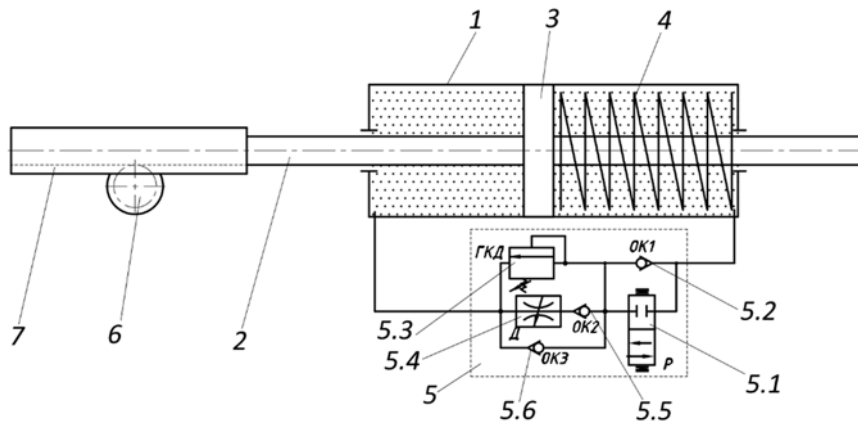


Рисунок 1. – Принципова схема пружинно-гідравлічного гальма.

Запропоноване гальмо дозволяє при гальмуванні забезпечити плавне наростання гальмівної сили від мінімального значення F_{min} до номінального F_t при якій здійснюється повна зупинка крана або вантажного візка. Пружинно-гідравлічне гальмо складається з циліндра 1 в корпусі якого знаходиться поршень 3 зі штоком 2. Поршень має ущільнення і герметично розділяє праву і ліву порожнини циліндра. В циліндричній порожнині розміщена силова пружина 4, яка створює гальмівну силу на штоку 2 поршня. Залежно від величини гальмівної сили і довжини гальмівного шляху, пружина може бути циліндричною, конічною, пакетом тарілчастих пружин з різною жорсткістю, можлива комбінація декількох циліндричних пружин різного типорозміру встановлених послідовно або паралельно. Крім того, в пружинно-гідравлічному гальмі є гідравлічна апаратура 5 і рідина, які виконують керуючу роль. Керуюча гідравлічна апаратура 5 складається з: розподільника 5.1, який керує роботою гальма; зворотного клапана 5.2; регульованого гідравлічного клапана тиску 5.3, який дозволяє створювати додатковий опір перетіканню рідини з однієї порожнини в іншу, тим самим збільшуючи значення і закон зміни гальмівної сили; зворотних клапанів 5.5 і 5.6 з регульованим дроселем 5.4 дозволяє плавно повертати шток гальма в початкове положення.

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис.1) працює наступним чином: при гальмуванні крана починає обертатися шестерня 6 яка з'єднується з віссю колеса крана та переміщує зубчасту рейку 7. Рейка закріплена на штоку 2, шток з поршнем 3 переміщується, стискаючи пружину 4 і виштовхує гідравлічну рідину в штокову порожнину без пружини. Гідравлічна рідина при спрацьовуванні гальма проходить через зворотний клапан 5.2 і регульований гідравлічний клапан тиску 5.3, який дозволяє створювати додатковий гідравлічний опір, при цьому

розподільник 5.1 і зворотні клапана 5.5 і 5.6 закриті. Зворотний клапан 5.2. пропускає рідину в одному напрямку (весь потік рідини при стисненні пружини проходить через нього) і надійно фіксує гальмо в загальмованому стані. Якщо необхідно розгальмувати гальмо відкривається розподільник 5.1, пружина розтискається і переміщує поршень у зворотний бік, в результаті чого гідравлічна рідина проходить через регульований дросель 5.4 і зворотний клапан 5.5. При підвищенні тиску в магістралі відкривається зворотний клапан 5.6, який оберігає систему від надмірного тиску.

При дослідженні впливу жорсткості пружини приймаємо допущення, що гідравлічна рідина вільно перетікає з поршневої порожнини в штокову порожнину гальма, не впливаючи на величину гальмівної сили і характер її зміни. Тому сила гальмування P_t пружинно-гідравлічного гальма залежить від жорсткості пружини й може бути визначена залежністю:

$$P_t = c_{\text{пруж}} \cdot x_i \quad (1)$$

де, $c_{\text{пруж}}$ – жорсткість пружини в Н/м;

x_i – поточне значення осідання пружини, м.

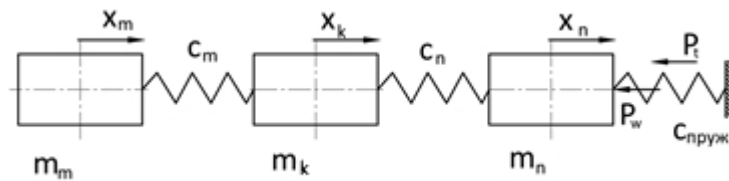


Рисунок 2. – Трьохмасова розрахункова динамічна модель при гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом

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

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_{np} + c_n \cdot (x_{np} - x_k) = -c_{\text{пруж}} \cdot x_{\text{пруж}} \\ m_k \cdot \ddot{x}_k - c_n \cdot (x_{np} - x_k) + c_m \cdot (x_k - x_m) = -P_w, \\ m_m \cdot \ddot{x}_m - c_m \cdot (x_k - x_m) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де m_n – 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;

$C_{пруж}$ – жорсткість пружини, пружинно-гідравлічного гальма, Н/м;

Розрахунки проводилися для мостового крана вантажопідйомністю 20/5 тон, який у заводській комплектації обладнаний колодковими гальмами (рис. 3а).

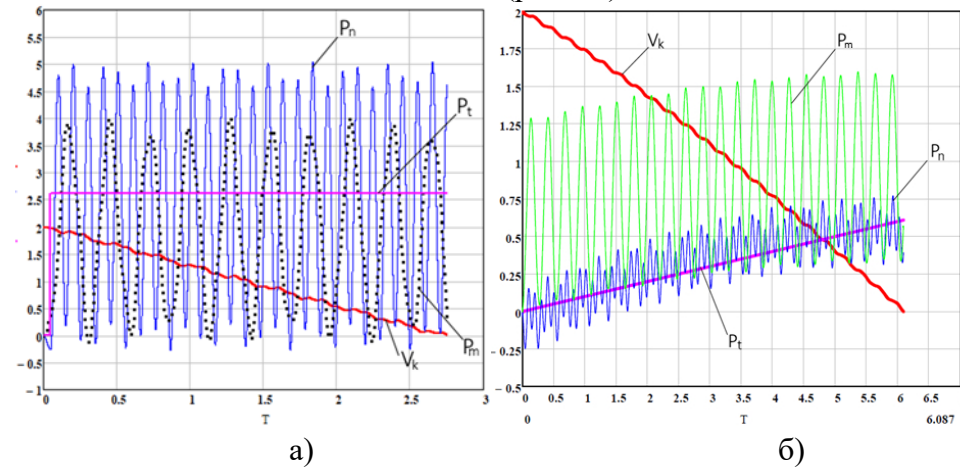


Рисунок 3. – Процес гальмування крана: а) колодковим гальмом з гальмівним моментом $M=424$ Нм ($P_t=26000$ Н); б) пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості $c_{пруж} = 1000$ Н/м.

Із графіків рис. 3а видно, що при гальмуванні крана штатним колодковим гальмом повна зупинка з номінальної швидкості 2 м/с відбувається за 2,75 с, максимальні динамічні навантаження в приводі рівні $P_n = 50420$ Н, а в металоконструкції - $P_m = 40100$ Н. При гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом (рис. 3б) із пружиною жорсткістю $c_{пруж} = 1000$ Н/м повна зупинка з номінальної швидкості відбувається за 6,09 с, максимальні динамічні навантаження в приводі рівні $P_n = 7703$ Н, а в металоконструкції - $P_m = 15960$ Н. Використання пружинно-гідравлічного гальма дозволяє суттєво зменшити максимальні динамічні навантаження, але при використанні пружини із жорсткістю $c_{пруж} = 1000$ Н/м спостерігається дворазове збільшення часу гальмування й гальмівного шляху до 6,5 м. Таке

збільшення часу гальмування негативно відіб'ється на продуктивності крана, а збільшення гальмівного шляху прямо пропорційне ходу штока пружинно-гідравлічного гальма, що негативно позначиться на його габаритних розмірах. Для отримання більш прийняттого часу гальмування крана проведемо дослідження процесу гальмування пружинно-гідравлічним гальмом з різними пружинами:

1. Вплив пружини з постійною жорсткістю на величину динамічних навантажень

Враховуючи результати отримані при попередніх розрахунках – рис. 3б будемо збільшувати жорсткість пружини з величини 1000 Н/м із кроком в 1000 Н/м , контролюючи в процесі розрахунків значення максимальних динамічних навантажень у приводі й металокопструкції крана, і намагаючись одержати мінімально припустимий час гальмування крана.

Результати розрахунків системи диференціальних рівнянь 2 із пружинами різної жорсткості від 2000 Н/м до 18000 Н/м представлено на зведеному графіку рис. 4.

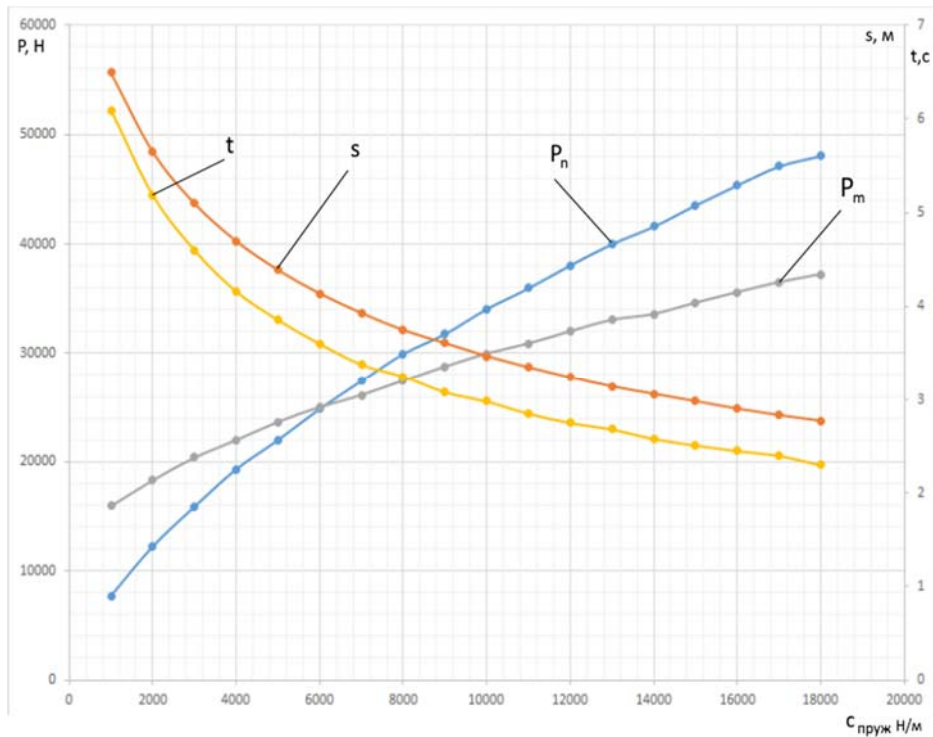


Рисунок 4. – Зведений графік динамічних навантажень у приводі P_n (Н), металокопструкції P_m (Н), шляхи s (м) і часу гальмування t (с) залежно від жорсткості пружини $c_{\text{пруж}}, \text{Н/м}$ установленної в пружинно-гідравлічному гальмі.

Як видно із графіків, при збільшенні жорсткості пружини з лінійною характеристикою від 2000 H/m до 9000 H/m спостерігається значний ріст динамічних сил у приводі крана P_n з 12000 до 31000 H , що все-таки менше величин при гальмуванні нормально замкненими колодковими гальмами. Горизонтальні сили, що діють на металоконструкцію крана P_m зі збільшенням жорсткості пружини, демонструють невелике збільшення з 18000 до 29000 H , у той же час збільшення жорсткості позитивно позначається на скороченні часу гальмування з 6 до 3 секунд.

Наступне збільшення жорсткості пружини з 9000 H/m до жорсткості в 18000 H/m дозволяє скоротити час гальмування з 3 секунд до 2,4 секунди. При такому незначному скороченні часу гальмування спостерігається значний ріст динамічних сил у приводі й металоконструкції крана, у результаті чого одержуємо більш «жорстку» динамічну характеристику, яка при максимальних жорсткостях (близько 17000-18000 H/m) порівнянна з гальмуванням колодковим гальмом.

Аналіз даних (рис. 4.), показує, що з ростом жорсткості пружини від 1000 до 7000 H/m відбувається значне зменшення гальмівного шляху s з 6,5 до 3,9 метра; часу гальмування t з 6 до 3,4 секунди, причому динамічні навантаження в металоконструкції зростають менш інтенсивно з 15960 до 26110 H .

При жорсткості пружини рівної 6000 H/m спостерігається чисельна рівність внутрішніх сил у приводі й металоконструкції крана – близько 25000 H . Збільшення жорсткості пружини приблизно з 7000 до 9000 H/m дозволяє ще на невелику величину зменшити час гальмування (з 3,4 – до 3 секунд), при цьому динамічні навантаження збільшуються незначно. При жорсткості пружини рівної 8000 H/m максимальна гальмівна сила в момент зупинки крану рівна $P_{tmax} = 26000 H$, що дорівнює середній гальмівній силі, на яку відрегульовано колодкове гальмо, при цьому динамічні навантаження в приводі при гальмуванні пружинно-гідравлічним гальмом – 29940 H , а при гальмуванні колодковим – 50420 H . Із жорсткості пружини рівної 10000 H/m аж до самої жорсткої – 18000 H/m спостерігається незначне зниження часу й шляху гальмування, але в той же час ріст динамічних сил у приводі й металоконструкції триває практично лінійно. Аналізуючи графіки сил, шляху й часу гальмування (рис. 4.) із пружинами різної жорсткості без врахування гідравлічного опору можна зробити висновок, що для прийнятого мостового крана для одержання «м'якої» динамічної характеристики оптимальним буде пружинно-гідравлічне гальмо із жорсткістю пружини 7000 – 9000 H/m .

2. Вплив пружини зі змінною жорсткістю на величину динамічних навантажень

Крім дослідження динамічних навантажень у крані при гальмуванні пружино-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості (лінійною характеристикою), проводилось дослідження з складовою пружиною, що має три «рівні» різної жорсткості ($c_{\text{пруж1}} = 5000 \text{ Н/м}$, $c_{\text{пруж2}} = 10000 \text{ Н/м}$, $c_{\text{пруж3}} = 15000 \text{ Н/м}$). Так як пружини встановлені послідовно, то при гальмуванні пружини стискаються від більш «м'якої» до більш жорсткої. Зміна динамічних сил показана на рисунку 5, із графіка видно, що з переходом на кожну наступну більш жорстку пружину відбувається ріст динамічних сил у приводі й металокопструкції. Процес гальмування триває 3,45 секунди, гальмівний шлях крана 3,52 м, максимальні динамічні навантаження в приводі $P_n = 49320 \text{ Н}$, а в металокопструкції $P_m = 42500 \text{ Н}$.

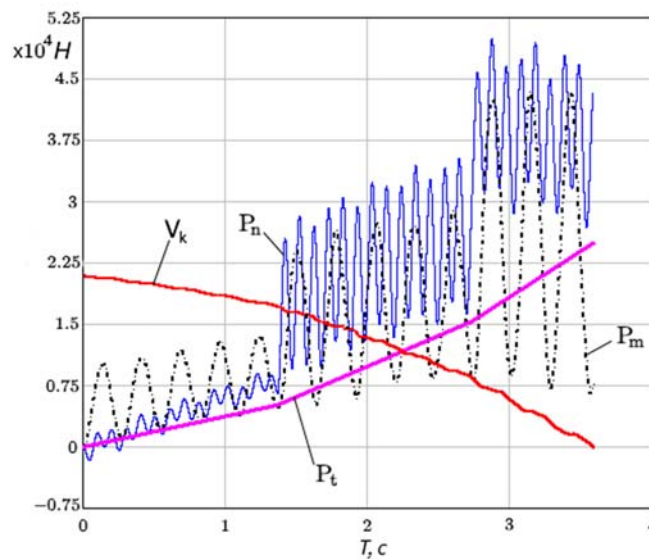


Рисунок 5. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною змінної жорсткості $c_{\text{пруж1}} = 5000 \text{ Н/м}$, $c_{\text{пруж2}} = 10000 \text{ Н/м}$, $c_{\text{пруж3}} = 15000 \text{ Н/м}$.

Варіант установки складової пружини зі зміною жорсткістю характеристикою, при якій відбувається постійне збільшення жорсткості, приводить до сплеску динамічних сил на завершальному етапі гальмування крана, хоча й чисельно їх величина менше ніж при гальмуванні колодковим гальмом. Очевидно, що приблизно з половини шляху гальмування крана більш раціональним рішенням є незначне плавне зниження жорсткості пружини, тобто оптимальним було б плавне збільшення жорсткості до певного межі, а потім її зниження по мірі зупинки крана, що без ускладнення конструкції гальма з використанням стандартних пружин одержати важко.

Висновки:

1. Дослідження показали, що запропонована нова конструкція пружинно-гідравлічного гальма дозволяє:

- здійснювати безфрикційне гальмування крана за рахунок енергії стиснутої пружини, усуває знос фрикційних елементів за їх відсутності і спрощує регулювання гальма;

- здійснювати плавне наростання гальмівної сили і тим самим знижувати величину динамічних навантажень;

2. Гальмівна сила пружинно-гідравлічного гальма залежить від жорсткості пружини й величини гідравлічного опору. При використанні пружин постійної жорсткості спостерігається границя (7000-9000 Н/м) після якої збільшення жорсткості не приводить до зменшення гальмівного шляху, але разом з тим спостерігається ріст динамічних навантажень у металоконструкції й особливо в приводі крана.

3. Для суттєвого зменшення габаритних розмірів пружинно-гідравлічного гальма доцільно використовувати пружини змінної жорсткості.

Список використаної літератури

1. Андрієнко М. М. Про кількість підйомних споруд в Україні/ М. М. Андрієнко. // Подъемные сооружения. Специальная техника. м. Одеса. – №6 (201) 2019. – С. 5.

2. 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.

3. Гайдамака В. Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. – Харьков: Вища школа, 1988. – 141 с.

4. Шевченко С. И. Снижение динамических нагрузок кранов мостового типа путем применения тормозных устройств с самоусилением / С. И. Шевченко. // Научно-технический та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – 2008. – С. 38–46.

5. Будиков Л. Я. Устройство ступенчатого торможения грузоподъемных кранов / Л. Я. Будиков, Г. А. Бойко, А. Е. Кузнецов. // Информ. Листок Укр-НИИНТИ. – 1990. – С. 4.

6. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики торможения мостовых кранов тормозами с нарастающим тормозным моментом / Л. Я. Будиков, Р. В. Шишкин. // Вісник СНУ ім В.Даля. – 2011.

7. Ловейкін В. С. Динамічна оптимізація режиму руху кранового механізму переміщення / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. - 2013. - № 3. - С. 5-21.

8. 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.

9. Экспериментальные исследования пружинно-гидравлического тормоза / А. Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 3. - С. 20-33.

SPRING RIGIDITY INFLUENCE ON THE SPRING-HYDRAULIC SHOCK ABSORBER EFFICIENCY

Semenyuk V. F., Vudvud O. M.

Odessa National Polytechnic University

Abstract. This article exposes the design of a new crane brake structure the spring-hydraulic one. Basic fundamental idea of a spring-hydraulic brake development: here the brake torque is created not due to the braking device friction forces, but at the expense of the spring compression force, as in the braking device just the spring receives the crane movement kinetic energy.

Proposed is the spring-hydraulic brake structural scheme with the description of its operation principle. The designed brake structure has been subjected to a thorough study of the brake operation with different springs types. This research was conducted using a three-mass dynamic model that takes into account the spring-hydraulic brake used in the crane travelling mechanism design. Solving by a numerical method the differential equations system describing the crane braking process dynamic model, authors investigated the influence of different stiffnesses springs set in brakes specific with a linear characteristic on the magnitude of bridge crane metalwork and actuator dynamic loads. In the study, accepted was the springs stiffening range from 1000 N/m up to 18000 N/m. At each calculation, the nature of change in forces influencing the bridge crane's actuator and metal structure has been determined as well as the maximum value of dynamic loads while time parameter and braking path registering. A separate studies cycle was carried out for a composite spring, which has three rigidity indexes; evaluated is its operability installed in the brakes. Transition to a greater rigidity resulted in abrupt raise dynamic efforts still such a design allows a significant reduction in the overall spring-hydraulic brake dimensions.

In view of the developed design and research carried out, recommendations have been elaborated for the spring-hydraulic brake springs choice by stiffness index.

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