

УДК 621.876

Вудвуд О.М.

Одеський національний політехнічний університет

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ,
ЩО ВИНИКАЮТЬ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МЕХАНІЗМУ
ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА РІЗНИМИ ТИПАМИ
ГАЛЬМ**

***Анотація.** В роботі визначені динамічні навантаження в приводі мостового крана при гальмуванні колодковими, дисковими та дисково-колодковими гальмами. Проведена оцінка впливу елементів обертових мас гальм різної конструкції на величину динамічних навантажень.*

***Ключові слова:** мостовий кран, динамічні навантаження, гальма.*

***Аннотация.** В работе определены динамические нагрузки в приводе мостового крана при торможении колодочными, дисковыми и дисково-колодочными тормозами. Проведена оценка влияния элементов вращающихся масс тормозов различной конструкции на величину динамических нагрузок.*

***Ключевые слова:** мостовой кран, динамические нагрузки, тормоза.*

***Zusammenfassung.** Bei der Arbeit werden dynamische Lasten im Antrieb des Brückenkranes beim Bremsen durch Schuh-, Scheiben- und Scheibenbremsen bestimmt. Die Auswirkung der Elemente der rotierenden Massen von Bremsen unterschiedlicher Bauart auf den Wert dynamischer Lasten wird geschätzt.*

***Stichwörter:** Brückenkran, dynamische Belastung, Bremsen.*

Постановка проблеми. Одним із найважливіших елементів підйомно-транспортної машини (ПТМ), а саме вантажних кранів, що забезпечує їх безпечну експлуатацію, являються гальма. Майже всі основні механізми вантажопідйомної машини обладнуються цими пристроями. Значення гальмівних пристроїв зростає у зв'язку з інтенсифікацією виробництва, збільшенням рухомих мас, швидкостей переміщення і частоти гальмування. В короткий період часу гальмівні пристрої повинні перетворити значну кількість механічної енергії без зниження працездатності як пристрою, так і машини в цілому.

Процес гальмування механізму пересування мостового крана є вельми складним і характеризується значною кількістю параметрів, найбільше значення з яких мають динамічні навантаження (P) та час гальмування (t).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Огляд досліджень [4,5,6,7,8,9,10] вказує, що в напрямку зниження динамічних навантажень при гальмуванні ведеться значна робота. Так, розробляються спеціальні гальмівні пристрої, що зменшують динамічні навантаження при гальмуванні, впроваджуються новітні системи керування, що дозволяє розробити спеціальні алгоритми гальмування, тощо. Проте дуже мало інформації, як змінюються динамічні навантаження в крані та його приводі при переході від одного типу гальмівного пристрою до іншого (наприклад при модернізації машини). Хоча відомо, що світові лідери кранобудування активно переходять на використання дисково-колодкових гальм взамін колодкових.

Постановка задачі. Метою даної роботи є оцінка динамічних навантажень при гальмуванні колодковими, дисковими та дисково-колодковими гальмами. Визначення впливу обертової маси гальма на динамічні навантаження при гальмуванні крана.

Виклад основного матеріалу. Аналіз робіт показав, що високочастотні коливання приводу практично не позначаються на низькочастотних коливаннях металоконструкції й вантажу, однак слід помітити, що, внаслідок зміни в процесі гальмування гальмової сили приводу, становить інтерес визначення величини максимального навантаження в приводі механізму пересування крана. Визначення зусиль в бистрохідному валу привода має суттєве значення не тільки при аналізі вже існуючих гальмівних пристроїв, а й при створенні нових гальм. Для визначення максимальних динамічних навантажень в приводі механізму пересування параметрів, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна виконати на дискретній трьохмасовій динамічній моделі [4] (Рисунок - 1), що враховує основні параметри реальної конструкції. При розрахунках прийняті наступні допущення:

- вантаж максимально піднято до металоконструкції крану;
- розкачування вантажу відсутнє;
- наявність демпфірування в приводі та металоконструкції при розрахунку не враховувалася;
- не враховані зазори в приводі (зневага зіткненнями через зазори приводить до зменшення максимальних динамічних навантажень на 2...5%);
- сила опору пересуванню крана прийнята постійною;
- пробуксовка коліс відсутня.

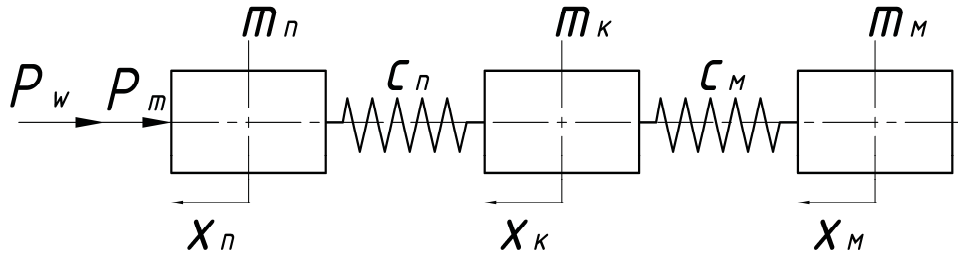


Рисунок - 1. Розрахункова динамічна модель мостового крана

Рух представленої на рисунку - 1 динамічної моделі крана описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_n + C_n \cdot (x_n - x_k) + P_m = 0 \\ m_k \cdot \ddot{x}_k - C_n \cdot (x_n - x_k) + C_m \cdot (x_k - x_m) + P_w = 0, \\ m_m \cdot \ddot{x}_m - C_m \cdot (x_k - x_m) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де m_n – наведена до ходових коліс маса обертових частин приводу, кг;

m_k – маса моста, наведена до переміщення кінцевих балок, кг;

m_m – наведена до середини прольоту маса середніх частин моста й візка, кг;

P_m – приведена до поступального пересування крана гальмова сила приводу в різних режимах, Н;

P_w – сила статичного опору пересуванню крана, Н;

C_n – коефіцієнт жорсткості приводу механізму пересування, наведений до ходових коліс, Н/м;

C_m – коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині, Н/м;

x_n, x_k, x_m – переміщення відповідних мас, м.

Наведена до ходових коліс маса обертових частин одного приводу механізму пересування m_{n1} :

$$m_{n1} = c \cdot \frac{(GD^2)_P + (GD^2)_M}{g} \cdot \left(\frac{U_M}{2 \cdot r_K} \right)^2, \quad (2)$$

де $c = 1,15$ – коефіцієнт, що враховує вплив інших мас приводу;
 $(GD^2)_P$ – маховий момент ротора двигуна $H \cdot m^2$;

$(GD^2)_M$ – маховий момент муфти $H \cdot m^2$ (в даний параметр входить момент інерції гальмівного диску або шківів, що закріплені на одній з півмуфт) $(GD^2)_M = 4gI$;

I – момент інерції муфти з гальмівним шківом або диском;

U_M – передаточне число редуктора приводу механізму пересування;

r_K – радіус привідного ходового колеса мостового крана, m .

Розрахунок динамічних навантажень проводився в середовищі Mathcad-14 (Рисунок–2). Система диференціальних рівнянь розраховувалася чисельним методом Рунге-Кутти з фіксованим шагом за допомогою функції `rkfixed(y,x1,x2,n,F)`.

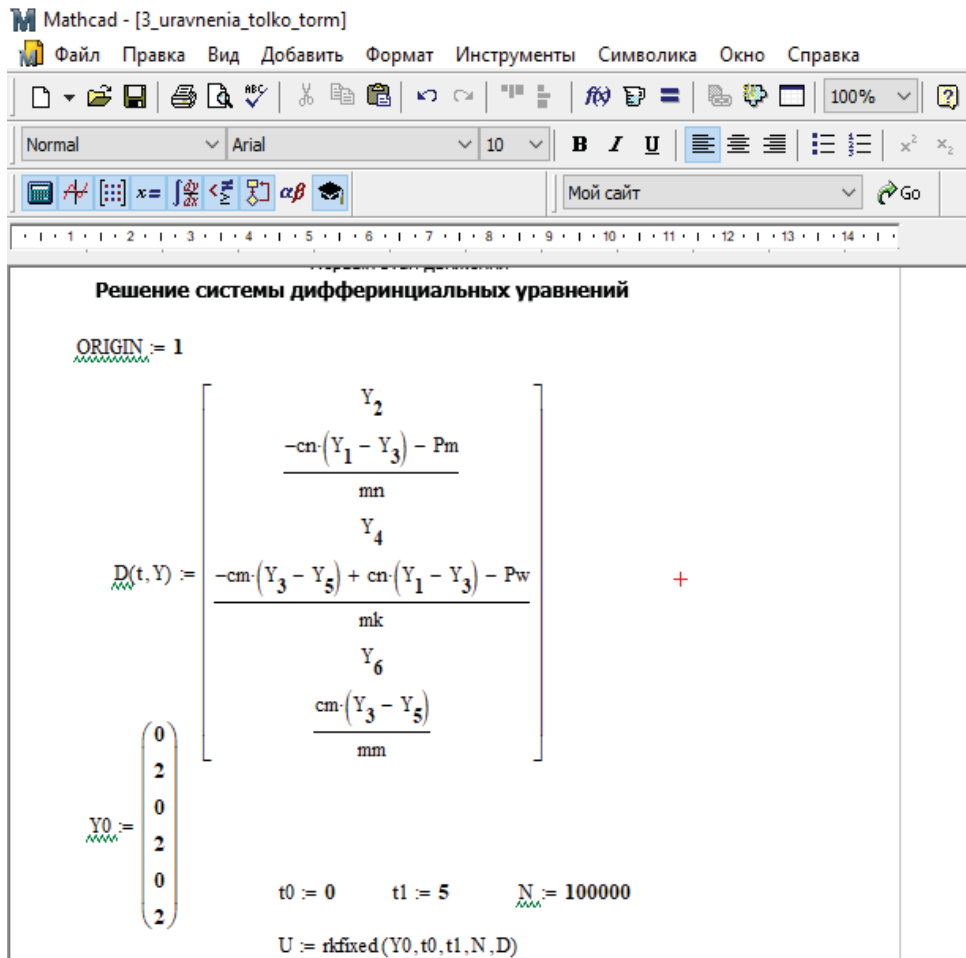


Рисунок - 2. Приклад розрахунку системи диференціальних рівнянь в програмі Mathcad-14

Таблиця 1.

Параметр	Тип гальма		
	Колодкове гальмо ТКТГ-300 (1)	Дисково-колодкове гальмо USB-3-I-315 (2)	Дискове гальмо ТМТ-72 (3)
Момент інерції обертвих мас гальма $кг\cdot м^2$	0,4625	0,11	0,026
Гальмівний момент $Н\cdot м$	300-800	300-1160	720

Як можна бачити з таблиці 1 та з порівняльних графіків (Рисунок - 3) при схожих характеристиках гальма USB-3-I-315 (2) з гальмом ТКТГ-300 (1), останнє має набагато більший момент інерції гальмівного шківa. Конструктивно представлені гальма мають шарнірну систему, наявність зношеної шарнірної системи негативно впливають на експлуатаційні характеристики крана. В цьому плані перспективними є безшарнірні дисково-колодкові гальма з плаваючою скобою або колодками.

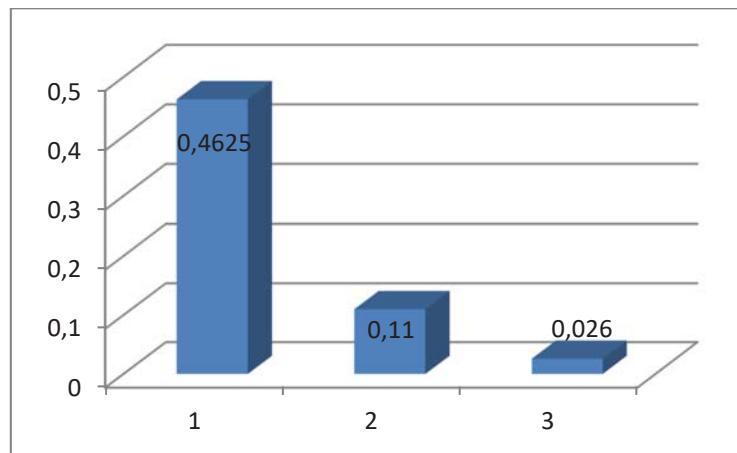
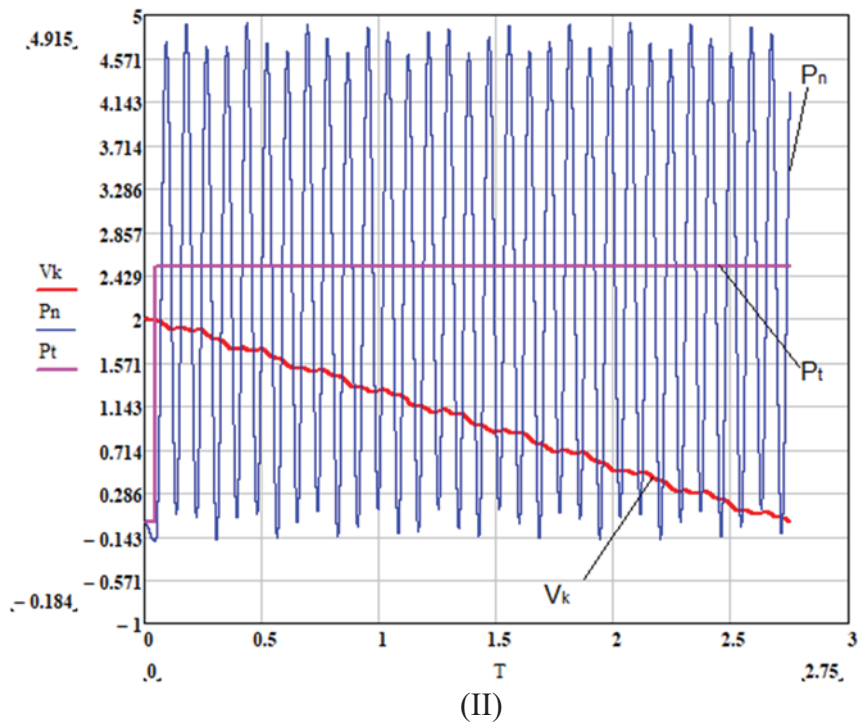
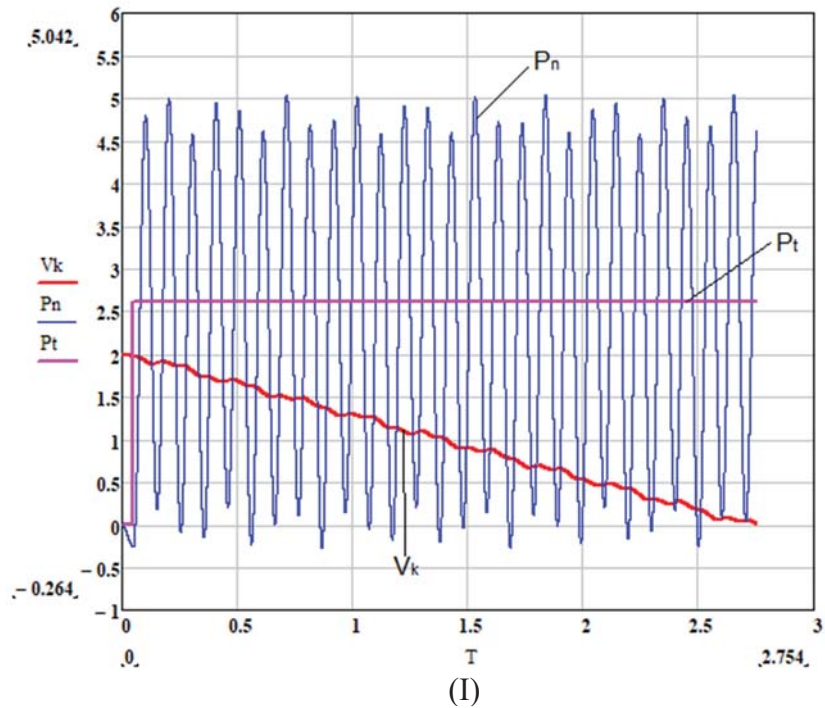


Рисунок - 3. Моменти інерції обертвих мас гальм (1- колодкове ТКТГ-300; 2 – дисково-колодкове USB-3-I-315; 3 - дискове ТМТ-72).

Для усіх типів гальм алгоритм розрахунку в програмі Mathcad-14 однаковий (лістинг програми ідентичний). Час гальмування дорівнює – 2,75 с. Так як величина інерційних мас на швидкісному валу приводу для кожного розрахунку буде змінюватися, для забезпечення постійного часу гальмування (2,75 с) змінюється гальмівний момент. Гальмівний момент колодкового гальма – 424 $Н\cdot м$, гальмівний момент дисково-колодкового гальма – 410 $Н\cdot м$, гальмівний момент дискового гальма – 397 $Н\cdot м$.

Величина сил опору постійна - $P_w = 12860 \text{ Н}$. Інші параметри крана, що необхідні для розрахунку взято з його паспорту.

За результатами розрахунку будемо графіки:



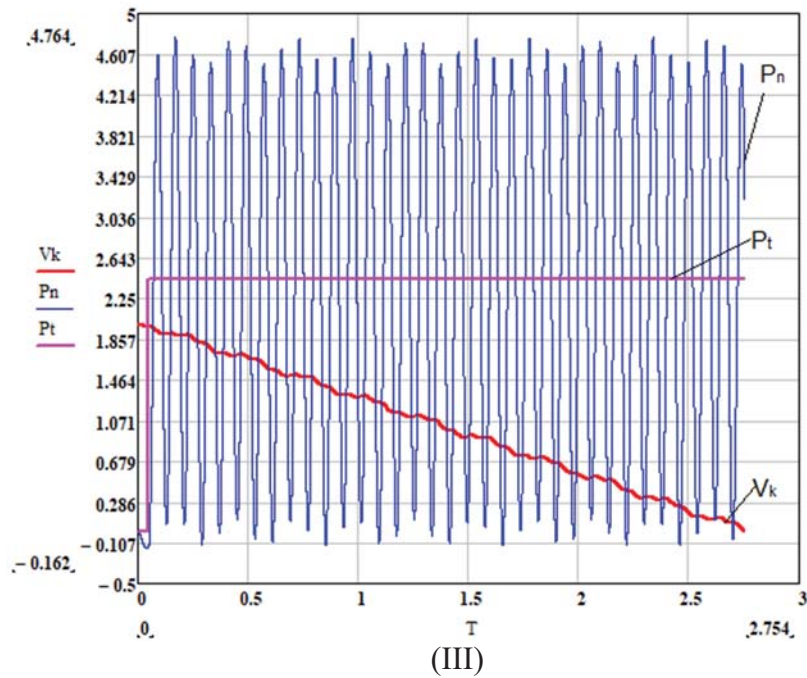


Рисунок - 4. Зведений графік залежності швидкості крана V_k (м/с), динамічних зусиль в швидкісному валу привода P_n (Н), зведеної тормозної сили P_t (Н) до часу перехідного процесу T (с), при гальмуванні колодковим (I), дисково-колодковим (II) гальмом та дисковим гальмом (III).

Результати розрахунку (максимальні значення) для наглядності представимо в таблиці - 2.

Таблиця 2.

Параметр	Колодкове гальмо ТКТГ-300 (I)	Дисково-колодкове гальмо USB-3-I-315 (II)	Дискове гальмо ТМТ-72 (III)
Зусилля в швидкісному валу привода P_n (Н)	50420	48150	46640

Висновки:

1. На основі динамічної моделі складено систему диференційних рівнянь та вирішено її за допомогою пакету прикладних програм, що дозволило установити вплив різних факторів, в тому числі конструктивних параметрів гальм – моменту інерції обертових мас, на величину максимальних динамічних навантажень розглянутого крана і розраховувати їх з високою точністю й мінімальною трудомісткістю.

2. Отримані рішення математичної моделі крана дозволяють стверджувати, що при заміні колодкового гальма з великим моментом інерції на дисково-колодкове гальмо з малоінерційним диском можна отримати зменшення динамічних зусиль в приводі на величину до

10%, при однакових шляхах та часі гальмування, а при зменшенні часу гальмування та шляху гальмування – залишити динамічні навантаження на такому ж рівні.

3. На основі проведеної роботи можна рекомендувати встановлювати дисково-колодкові гальма взамін колодкових при проектуванні нових моделей кранів та на кранах, що знаходяться в експлуатації (наприклад при модернізації), що дасть змогу зменшити вплив обертових мас на швидкісному валу при перехідних процесах, що особливо буде відчутно на кранах великої вантажопідйомності де моменти інерції гальмівного шківів та гальмівного диску різняться на порядок.

ЛІТЕРАТУРА

1. НПАОП 0.00-1.01-07 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів/. - Харків: Форт, 2007. - 256 с.

2. В.С. Бондарев та інші. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин. Київ. Вища школа 2009.-733с.

3. Александров М. П. Тормоза подъёмно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 383 с.

4. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа: Монография //Луганск: изд-во СНУ им. В. Даля, изд. – 2003.

5. Тормозные устройства: Справочник / М. П. Александров [и др.]; Под общ. ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 312 с.

6. Шевченко С.І. Зниження динамічних навантажень кранів мостового типу шляхом застосування гальмових обладнань із самопідсиленням. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» №4 2008.// Дніпропетровськ: Вид-У ДПТ, 2008. - С. 38-46.

7. Старченко В.Н., Шевченко С.І., Кобзева Л.І., Мушкаев Я. В., Игнатьев О.Л. Підвищення ефективності роботи мостового крана в процесі гальмування// Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – №5(123). – С. 112-117.

8. Бежок Г.В. Оптимизация процесса торможения мостового крана с помощью управляемого электромагнитного тормоза: дис. ... канд. техн. наук – Ворошиловград, 1984. – 177 с.

9. Григоров О. В., Ловейкін В. С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин //К.: ІЗМН. – 1997.

10. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. Учебник. - Киев: «Вища школа», 1989. — 328 с.: ил. — ISBN 5-11-001333-0.