

Вплив допустимих контактних напружень між колесом і рейкою на динаміку візків кранів

Бондаренко Л.М., Колбун В.В.

Дніпропетровський національний університет
залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна
Жаковський О.Д.

Дніпропетровський орган з сертифікації залізничного транспорту

Постановка проблеми. Час пуску або гальмування візків мостових кранів впливає на динамічні навантаження як в механізмах візків, так і на їх величину в металоконструкції моста. Особливо значний вплив на ці величини є розгойдування вантажу при пуску та гальмуванні.

Аналіз досліджень і публікацій. Розглянута в [1] задача дозволяє вдосконалити процес керування динамічними навантаженнями в режимі пуску або гальмування та зменшити перенавантаження з урахуванням розгойдування вантажу за допомогою зміни часу пуску двигуна або гальмування механізму.

Невирішені частини проблеми. До них слід віднести можливість зміни часу пуску чи гальмування.

Метою статті є вдосконалення процесу керування динамічними навантаженнями візків мостових кранів із зміною матеріалів коліс.

Основний матеріал досліджень. Є можливість встановлення процесу керування динамічними процесами в режимах пуску або гальмування та зменшення перенавантажень у гнучких і пружних органах візків мостових кранів за рахунок зміни матеріалів коліс.

Спочатку, як і в [1], проведемо розрахунок без урахування каната.

Радіус приведення

$$\rho = \frac{R}{i_p}, \quad (1)$$

де R – радіус колеса; i_p – передавальне число редуктора механізму пересування візка.

Для знаходження прискорень у процесі пуску механізму необхідно знати момент статичного опору пересування візка [2].

$$M_C = \frac{(m + m_B) \cdot g \cdot (\mu \cdot d_{Ц} / 2 + k)}{i_p \cdot \eta}, \quad (2)$$

де m , m_B – маси вантажу та візка; μ – коефіцієнт тертя в цапфі; $d_{Ц}$ – діаметр цапфи; k – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці; η – ККД механізму пересування.

У [3] доведено, що для підшипників кочення формула (2) може бути записана у вигляді

$$M_C = \frac{2 \cdot (m + m_B) \cdot g \cdot k}{i_P \cdot \eta} \quad (2a)$$

Якщо в формулі (1) радіус колеса знаходиться з контактної теорії Герца [4], тоді величина k в формулі (2a) знаходиться тільки експериментально.

У [3] отримана аналітична залежність для визначення коефіцієнта тертя кочення, яка утримує тільки загальноприйняті механічні константи і розміри контактуючих тіл.

При початковому лінійному контакті

$$k = 0,225 \cdot b \cdot e^{-1,2 \cdot R}, \quad (3)$$

де b – півширина плями контакту; R – вимірюється в метрах.

Нагадаємо, що формула (3) отримана при рівності модулів пружності матеріалів колеса та рейки і при коефіцієнтах Пуассона рівних 0,3.

Оскільки контактні напруження повинні бути рівними допустимим, то радіус колеса

$$R = \frac{0,175 \cdot (m + m_B) \cdot g \cdot E}{4 \cdot B \cdot [\sigma]^2}, \quad (4)$$

де B – ширина головки рейки.

Таким чином, радіус приведення

$$\rho = \frac{0,175 \cdot (m + m_B) \cdot g \cdot E}{4 \cdot B \cdot i_P \cdot [\sigma]^2}. \quad (5)$$

Зміни радіусів приведення від величини допустимих контактних напружень при $m_B=9580$ кг; $m=14000$ кг; $i_P=24$; $B=40$ мм; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа показані на рис.1; тут ж показані зміни моменту статичного опору при $\eta=0,95$.

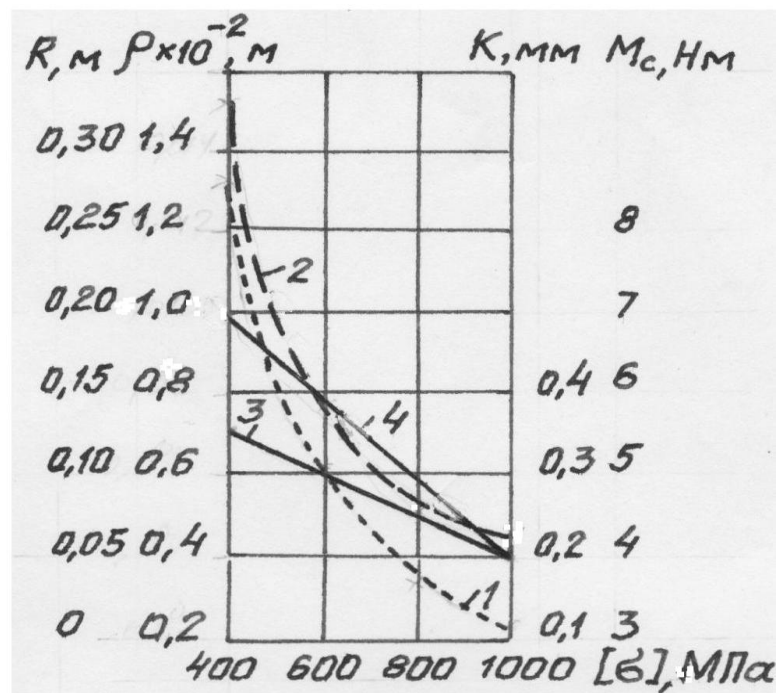


Рис. 1 Залежність від допустимих контактних напружень: 1 – радіусу приведення; 2 – радіусу колеса; 3 – коефіцієнта тертя кочення; 4 – статичного моменту.

Оскільки допустимий момент двигуна [1]

$$M_{\text{доп}} = I_C \cdot \xi_{\text{доп}} + M_C, \quad (6)$$

де $\xi_{\text{доп}} = a_{\text{доп}}/\rho$ – приведені значення допустимого прискорення; $a_{\text{доп}}$ – задане лінійне прискорення вантажу; $I_C = I_{\text{дв}} + I_{\text{об}} + (m + m_B) \cdot \rho^2$ – сумарний приведений момент інерції; $I_{\text{дв}} + I_{\text{об}}$ – момент інерції ротора двигуна та деталей, що обертаються; звичайно, що $I_{\text{об}}$ теж залежить від допустимих контактних напружень.

Залежність $M_{\text{доп}}$ від допустимих контактних напружень при $a_{\text{доп}} = 0,25 \text{ м/с}^2$; $I_{\text{дв}} + I_{\text{об}} = 0,228 \text{ кгм}^2$ показані на рис. 2

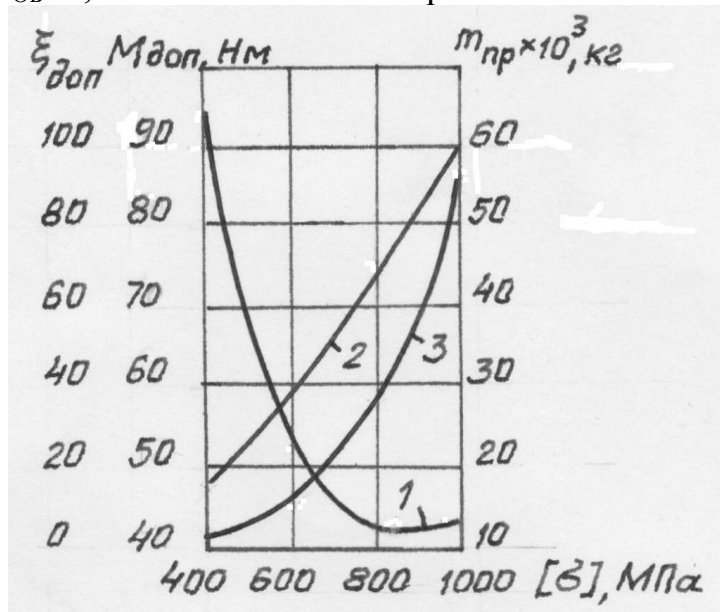


Рис. 2. Залежність від величини допустимих контактних напружень між колесом візка та рейкою: 1 - сумарного приведенного моменту інерції; 2 – приведенного значення допустимого прискорення; 3 - маси візка та приведенного до швидкості візка моменту інерції частин які обертаються.

Приведена маса візка знаходилась із виразу

$$m_{\text{пр}} = m_B + \frac{I_{\text{дв}} + I_{\text{об}}}{\rho^2}. \quad (7)$$

У наведених вище формулах допустимі контактні напруження приймалися без врахування передбаченого строку служби колеса.

Взагалі при визначенні допустимих контактних напружень між крановим колесом і рейкою вважається [4] за необхідне враховувати передбачений строк служби колеса та групу класифікації крана. Відповідно до цього величину допустимих контактних напружень рекомендується підраховувати за виразом

$$[\sigma]_{\text{II}} = [\sigma] \cdot \left(\frac{10^4}{n_{\text{пр}}} \right)^{1/9}, \quad (8)$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження, які визначаються з теорії контактних напружень Герца та IV теорії міцності; $n_{\text{пр}}$ – приведені число обертів колеса за строк служби,

$$n_{\text{ПР}} = 3,6 \cdot k_{\text{ПР}} \cdot \frac{V_{\text{СР}}}{2 \cdot \pi \cdot R_1} \cdot T_M \cdot 10^3, \quad (9)$$

де $k_{\text{ПР}}$ – коефіцієнт приведенного числа обертів; $V_{\text{СР}}$ – середня для сталого та пуско – гальмівного режимів крана швидкість пересування (м/с); T_M – машинний час роботи колеса за розрахунковий час його служби (год).

Коефіцієнт $k_{\text{ПР}}$ залежить від відношення величини навантаження на колесо $P_{\text{min}}/P_{\text{max}}$ і для попередніх розрахунків його величина приймається від $k_{\text{ПР}}=0,16$ при $P_{\text{min}}/P_{\text{max}}=0,2$ до $k_{\text{ПР}}=0,63$ при $P_{\text{min}}/P_{\text{max}}=0,8$.

Опосередкована швидкість визначається за номінальною швидкістю руху V помноженою на коефіцієнт k_V , тобто $V_{\text{СР}}=k_V \cdot V$. Сам коефіцієнт k_V залежить від відношення часу несталого t_H (розгін і гальмування) до повного часу t руху колеса і коливається від $k_V=0,9$ при $t_H/t=0,2$ до $k_V=0,5$ при $t_H/t=1$.

Машинний час T_M згідно орієнтовного строку служби колеса з врахуванням групи класифікації крана наведений в [2].

Значення $[\sigma]_{\text{П}}$ у залежності від T_M , $k_{\text{ПР}}$ і $V_{\text{СР}}$ наведені в таблиці.

Таблиця. Значення величини допустимих контактних напружень від приведенного числа обертів колеса та машинного часу роботи крана за строк служби

T_M , год.	$k_{\text{ПР}}$	$V_{\text{СР}}$, м/с	$n_{\text{ПР}} \cdot 10^5$, об	$[\sigma]_{\text{П}}$, МПа
1600	0,16	0,5	3,7	0,67 $[\sigma]$
		0,9	6,6	0,54 $[\sigma]$
	0,63	0,5	14,4	0,58 $[\sigma]$
		0,9	26,0	0,54 $[\sigma]$
12500	0,16	0,5	28,7	0,53 $[\sigma]$
		0,9	51,5	0,50 $[\sigma]$
	0,63	0,5	113,0	0,46 $[\sigma]$
		0,9	203,0	0,43 $[\sigma]$

Оскільки при лінійному контакті величина найбільших контактних напружень визначається за виразом [5]

$$\sigma_{\text{max}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{B \cdot R_1}} \leq [\sigma]_{\text{П}}, \quad (10)$$

де E – модуль пружності матеріалів колеса та рейки; B – ширина головки рейки, то очевидно, що зменшення допустимих контактних напружень можна (при постійних величинах P і B) досягти за рахунок E і R_1 . Практично за рахунок E такого зменшення σ_{max} досягти не можливо.

Найбільш реальною мірою буде збільшення радіуса колеса. Тоді з формули (10) радіус колеса

$$R_1 = 0,175 \cdot \frac{P \cdot E}{B \cdot [\sigma]_{\text{П}}^2}. \quad (11)$$

Якщо без урахування поправок на T_M допустимі контактні напруження, наприклад, складають 850 МПа (режим роботи механізму

пересування М1 – М3 для Сталі 75, ГОСТ 1060 - 74 [3]), і при $P=200$ кН радіус колеса складає $R_1=200$ мм.

При $T_M=1600$ год. (режим роботи крана А1, А2), $k_{\text{ГР}}=0,16$, $V_{\text{СР}}=0,5$ м/с величина допустимих контактних напружень складає $[\sigma]_{\text{П}}=0,67 \cdot 850=570$ МПа.

При $[\sigma]_{\text{П}}=570$ МПа радіус колеса $R_{\text{ГР}}=452$ мм, тобто приблизно максимальний радіус стандартних кранових коліс.

Відзначимо, що прийнятий величині P згідно рекомендацій [2] відповідає радіус 250 мм. Якщо в прикладі прийняти величину P більшу, ніж 200 кН, тоді взагалі величина радіуса буде більшою її стандартної величини.

Аналіз отриманих формул та графіків дозволяє зробити такі висновки:

- величина допустимих контактних напружень між ободом ходового колеса та рейкою візків мостових кранів суттєво впливає на величину статичного моменту, зменшуючись зі збільшенням допустимих напружень і при $[\sigma]=1000$ МПа момент менший на 58%, чим при $[\sigma]=400$ МПа;

- допустиме приведенне прискорення збільшується зі збільшенням величини $[\sigma]$, сягаючи різниці в п'ять разів при $[\sigma]=400$ і $[\sigma]=1000$ МПа;

- допустимий момент двигуна зменшується зі збільшенням величини $[\sigma]$, особливо різко при $[\sigma]=400 \dots 600$ МПа;

- зміною величини $[\sigma]$ можна в широких межах регулювати перехідні процеси електроприводу візків мостових кранів;

- при тиску на колесо більшим, чим 200 кН величина радіуса колеса з врахуванням терміну служби перевищує його стандартну величину, тому теорія визначення контактних напружень з передбаченим строком служби кранових коліс вимагає уточнень.

Література

1. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Методи математичного моделювання та аналізу механічних перехідних процесів електроприводів вантажопідйомних (мостових) кранів з урахуванням розгойдування вантажу при їх пуску (гальмуванні) // Гірничі, будівель., дорож. та меліорат. маш., № 64, 2004. – С. 20 – 32.

2. Справочник по кранам / в 2 т. Т. 2/ Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.

3. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: РВА Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.

4. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.

5. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.