



Міністерство науки і освіти України
Національний технічний університет Укра-
їни «Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Динаміка підйомно-транспортних машин». Частина 1:
Аналіз динаміки пересування мостових кранів
(для студентів, що навчаються за спеціальністю
131 «Прикладна механіка»)**



Київ - 2023

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Динаміка підйомно-транспортних машин». Частина 1:
Аналіз динаміки пересування мостових кранів
(для студентів, що навчаються за спеціальністю
131 «Прикладна механіка»,
спеціалізація «Інженерія логістичних систем»)**

Рекомендовано кафедрою
прикладної механіки
(Протокол від «03» 02 2023 р., №8)



УДК 621.874

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Динаміка підйомно-транспортних машин». Частина 1: Аналіз динаміки пересування мостових кранів (для студентів, що навчаються за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» / Уклад.: О.Б. Неженцев. – К.: КПІ ім. І. Сікорського, 2023. – 30 с.

Викладено методику та довідкові матеріали, що необхідні для виконання розрахунково-графічної роботи за дисципліною «Динаміка підйомно-транспортних машин» у розділі «Аналіз динаміки пересування мостових кранів». Наведено приклад розрахунку та аналізу параметрів перехідних процесів пересування мостових кранів вантажопідйомністю 10 т.

Укладач:	О.Б. Неженцев, к.т.н., доц.
Відповідальний. за випуск	О.Ф. Луговський, д.т.н., проф.
Рецензент	Б.С. Воронцов, д.т.н., проф.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Механізми пересування кранів з приводними колесами складаються з приводної частини (приводних ходових коліс, передаточного пристрою, гальма та двигуна) і неприводної частини (холостих ходових коліс).

При прольотах мостових кранів $L < 22,5$ м привідна частина виконується з центральним приводом (с тихохідним – рис. 1.1,а чи бистрохідним – рис. 1.1,б трансмісійним валом), а при прольотах $L \geq 22,5$ м - з індивідуальним приводом – рис. 1.1,в.

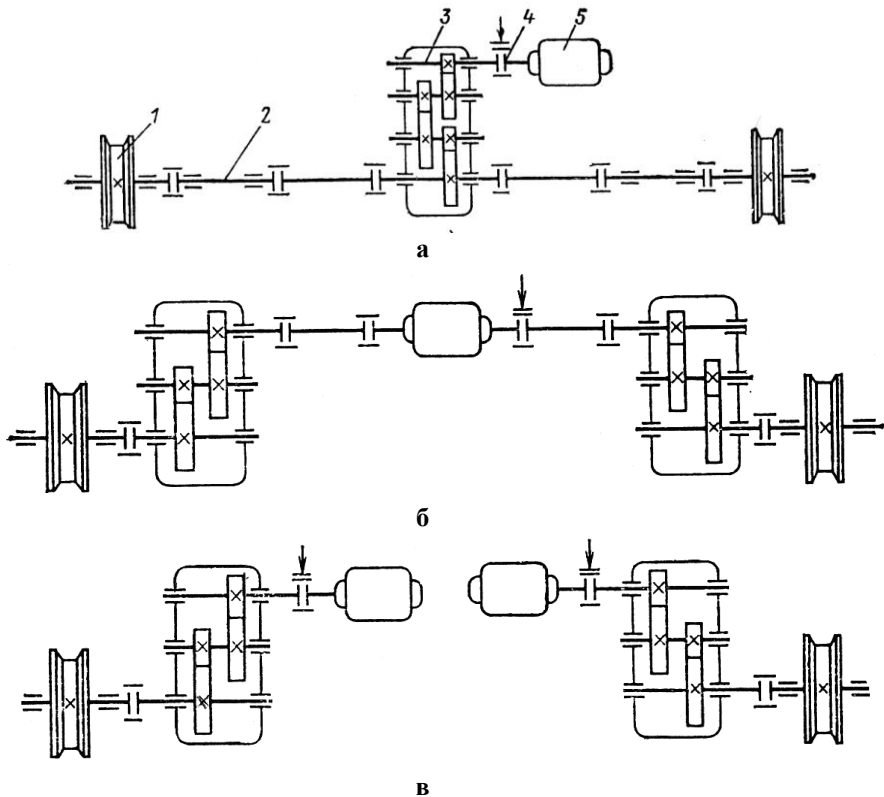


Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми механізмів пересування мостових кранів:
1 – ходове колесо; 2 – трансмісійний вал; 3 – редуктор; 4 – гальмо; 5 - двигун

В якості ходових коліс застосовуються головним чином сталеві суцільнокатані і штамповані дворебордні колеса. Матеріал ходових коліс - сталь 65Г, твердість поверхонь кочення і реборд повинна бути не менше НВ 300-350 на глибину, відповідно: 15 мм - при діаметрі колеса 160-250 мм; 20 мм - 320-500 мм; 30 мм - 560-1000 мм.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА

Вихідні данні: вантажопідйомність крана $Q = 10$ т; проліт крана $L = 34,5$ м; швидкість пересування крана $V_{кр} = 2,0$ м/с; маса крана $m_{кр} = 31300$ кг (маса моста $m_{мост} = 28700$ кг, маса візка $m_{т} = 2600$ кг); група класифікації (режим роботи) – М6; кран встановлений в приміщенні [13].

2.1 Кінематична схема механізму пересування крана

Кінематична схема механізмів пересування мостових кранів прольотами 22,5 - 34,5 м представлена на рис. 2.1 [13]. Електродвигун 1, з'єднаний з редуктором 5 муфтами 2, передає рух на швидкохідний вал редуктора; муфта МЗП з боку редуктора виконана з гальмівним шківом 3. Вал приводного колеса з'єднаний з тихохідним валом редуктора муфтами МЗП з проміжним валом 6. На швидкохідному валу редуктора встановлено гальмо 4.

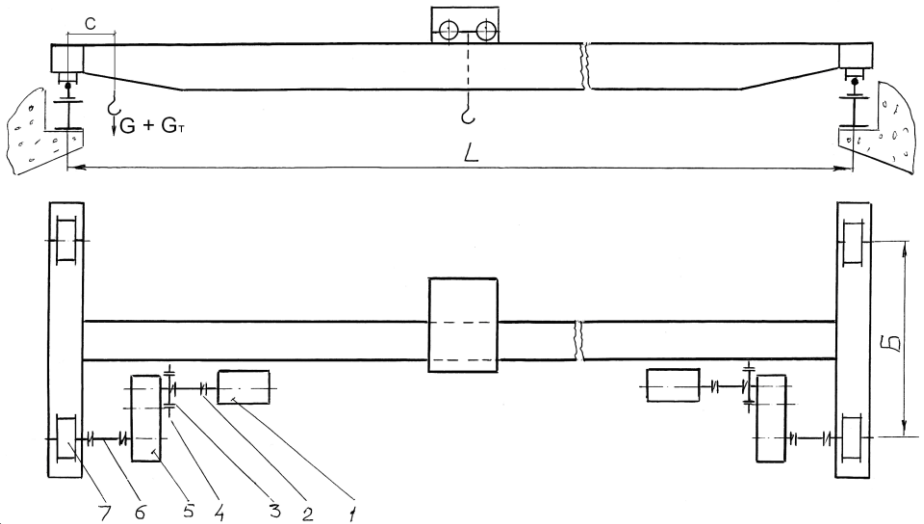


Рисунок 2.1 – Кінематична схема пресування крана:

1 - електродвигун; 2 – муфта МЗП; 3 – гальмівний шків; 4 – гальмо;
5 – редуктор; 6 – проміжний вал с муфтами МЗП; 7 – ходове колесо.

2.2 Визначення діаметру ходових коліс крана

Максимальне статичне навантаження на колесо крана

$$P_{\max} = \frac{G_{\text{мост}}}{4} + \frac{(G + G_T) \cdot (L - c)}{L \cdot 2} = \frac{28700 \cdot 9,81}{4} + \frac{(10000 \cdot 9,81 + 2600 \cdot 9,81) \cdot (34500 - 2000)}{34500 \cdot 2} = 128607 \text{ Н} \cdot \quad (2.1)$$

У формулі (2.1): $G = Q \cdot g$ – вага вантажу, Н; $G_T = m_T \cdot g$ – вага візка, Н.

Вагу мостових кранів і кранових візків в/п 3,2 – 50 т для розрахунків механізму пересування можна обрати з графіків, представлених на рис. 2.2 – 2.3 [9, 11, 13].

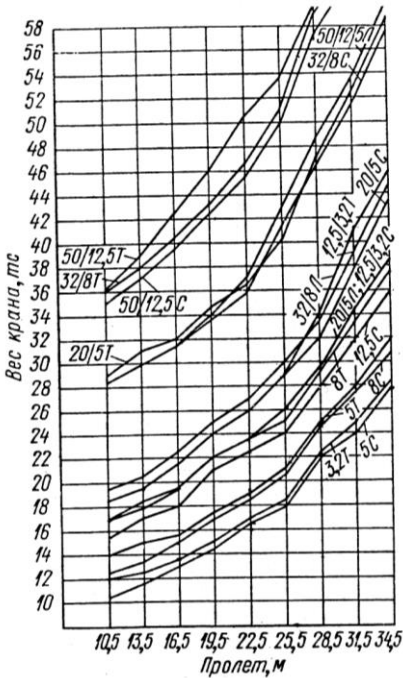


Рисунок 2.2 – Вага мостових кранів в/п 3,2-50 т легкого (Л), середнього (С) та важкого (Т) режимів роботи

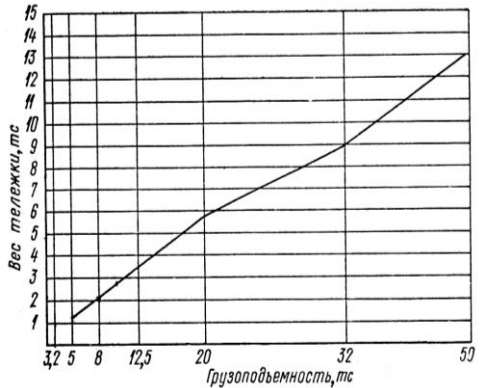


Рисунок 2.3 – Вага кранових візків в/п 5-50 т

Діаметр ходового колеса $D_{\text{хк}}$ і тип рейок обирають за стандартами і технічними умовами на колеса та рейки з врахуванням максимального статичного навантаження на колесо P_{max} за наступними даними [3, 9, 13]:

$P_{\text{max}} = 30 \dots 50 \text{ кН}$	$D_{\text{хк}} = 0,20 \text{ м}; 0,25 \text{ м}$	P24, P38;
$P_{\text{max}} = 50 \dots 100 \text{ кН}$	$D_{\text{хк}} = 0,32 \text{ м}; 0,40 \text{ м}$	P38, P43, KP70;
$P_{\text{max}} = 100 \dots 200 \text{ кН}$	$D_{\text{хк}} = 0,40 \text{ м}; 0,50 \text{ м}$	P38, P43, P50, KP70;
$P_{\text{max}} = 200 \dots 250 \text{ кН}$	$D_{\text{хк}} = 0,50 \text{ м}; 0,56 \text{ м}; 0,63 \text{ м}$	P43, P50, KP70, KP80;
$P_{\text{max}} = 250 \dots 320 \text{ кН}$	$D_{\text{хк}} = 0,63 \text{ м}; 0,71 \text{ м}$	P43, P50, KP80, KP100
і т.д.		

У розглянутому випадку максимальне статичне навантаження на колесо $P_{\text{max}} = 128,6 \text{ кН}$. Приймаємо діаметр колеса крана $D_{\text{хк}} = 0,4 \text{ м}$.

2.3 Визначення повного статичного опору пересуванню крана з вантажем

Опір пересуванню крана з вантажем визначається за формулою

$$W = W_T \cdot k_p + W_{ук} + W_B, \text{ Н}, \quad (2.2)$$

де W_T – опір від тертя кочення коліс по рейкам і тертя в опорах (буксах) ходових коліс, Н;

k_p – коефіцієнт, що враховує додаткові опори від тертя реборд;

$W_{ук}$ – опір від уклону підкранових шляхів, Н;

W_B – опір від вітрового навантаження, Н (для кранів, встановлених у приміщенні, $W_B = 0$).

Опір пересуванню крана W_T дорівнює:

$$\begin{aligned} W_T &= (G_{кр} + G) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d_{ц} \cdot f}{D_{жк}} = \\ &= (31300 \cdot 9,81 + 10000 \cdot 9,81) \cdot \frac{2 \cdot 0,0005 + 0,1 \cdot 0,015}{0,4} = 2532 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

де $G_{кр} = m_{кр} g$ – вага крана, Н;

$D_{жк}$ – діаметр ходових коліс, м;

μ – плече тертя кочення, м;

$d_{ц}$ – діаметр цапфи підшипників кочення, м;

f – приведений коефіцієнт тертя у підшипниках опор (букс);

Опір від уклону від підкранових шляхів:

$$W_{ук} = \alpha \cdot (G_{кр} + G) = 0,001 \cdot (31300 \cdot 9,81 + 10000 \cdot 9,81) = 405 \text{ Н}, \quad (2.4)$$

де $\alpha = 0,001$ – уклон підкранових рейок (з залізобетонним фундаментом на металевих балках).

Максимальний опір пересуванню мостового крана в/п 10 т з прольотом 34,5 м, встановленого в приміщенні, рівне

$$W = W_T \cdot k_p + W_{ук} = 2532 \cdot 1,5 + 405 = 4203 \text{ Н}. \quad (2.5)$$

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта тертя f у опорах ходових коліс [3]

Тип підшипника	f
Кочення:	
- кулькові та роликові	0,015
- конічні	0,020
Ковзання	
- відкриті	0,100
- букси з рідким мастилом	0,080

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта тертя кочення μ , м [9]

Тип рейки	Діаметр ходового колеса, м				
	0,20...0,32	0,40...0,56	0,63...0,71	0,80	0,90...1,00
- плоский	0,0003	0,0005	0,0006	0,00065	0,0007
- з випуклою го- ловкою	0,0004	0,0006	0,0008	0,0010	0,0012

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнта k_p [9]

Механізм пересування		Тип колеса	Додаткові умови	k_p
Призначення	Тип привода			
Для крана	Центральний	Конічне	-	1,2
	Роздільний чи центральний	Циліндричне з ребордами	-	1,5
		Циліндричне без реборд	З горизонтальними роликами	1,1
Для візка	Роздільний чи центральний	Циліндричне з ребордами або класичне	Жорсткий струмо- підвід	2,5
			Кабельний струмо- підвід	2,0

2.4 Вибір електродвигунів

Статична потужність двигуна кожного привода пересування крана визначається за формулою:

$$N_c = \frac{W \cdot V_{кр}}{1000 \cdot \eta_m \cdot Z} = \frac{4203 \cdot 2,0}{1000 \cdot 0,93 \cdot 2} = 4,5 \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

де $V_{кр}$ – номінальна швидкість пересування крана, м/с;

η_m – ККД привода механізму пересування крана;

Z – число приводів механізму пересування крана.

У механізмах пересування вантажопідіймальних кранів найчастіше застосовують асинхронні двигуни змінного струму з фазним ротором, які дозволяють шляхом включення в ланцюг ротора опорів отримувати сімейство механічних характеристик, що забезпечує визначену глибину регулювання швидкості. Найбільш поширені електродвигуни серій МТФ, МТН, 4МТ.

За каталогом обираємо асинхронний двигун з фазним ротором найближчий до більшої потужності, з огляду на необхідність подолання динамічних навантажень, що виникають в періоди пуску (розгону) крана. Обрано електродвигун МТФ 211-6: потужність $N = 7,5 \text{ кВт}$ при $T_B = 40 \%$, частота обертання ротора номінальна $n_n = 930 \text{ об/хв} = 15,5 \text{ с}^{-1}$, максимальний момент $M_{\max} = 191 \text{ Н}\cdot\text{м}$, момент інерції ротора $I_p = 0,115 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, діаметр вала

$d_1 = 40$ мм. Для з'єднання електродвигуна з бистрохідним валом-вставкою (див. рис. 2.1) обрана муфта МЗП № 1, момент інерції якої $J_M = 0,060$ кг·м².

2.5 Визначення передатного числа і вибір редукторів

Передаточне число привода (редуктора)

$$u = u_p = n_n / n_{\text{хк}} = 15,5 / 1,59 = 9,75, \quad (2.7)$$

де n_n – номінальна частота обертання ротора двигуна, с⁻¹, $n_{\text{хк}}$ – частота обертання ходового колеса, с⁻¹:

$$n_{\text{хк}} = \frac{V_{\text{кр}}}{\pi \cdot D_{\text{хк}}} = \frac{2,0}{3,14 \cdot 0,4} = 1,59 \text{ с}^{-1}.$$

За каталогом обираємо редуктор типу Ц2. Типорозмір редуктора визначається за допустимим обертаючим моментом $M_{\text{тих}}$ на тихохідному валу редуктора при заданих: передаточному числі u , номінальній частоті обертання бистрохідного валу n_n , с⁻¹; групи класифікації (режиму роботи) крана. У розглянутому випадку максимальний обертаючий момент $M_{\text{тих}}$ на тихохідному валу редуктора (на валу ходового колеса) при переключенні ступенів опорів в ланцюзі ротора двигуна дорівнює

$$\begin{aligned} M_{\text{тих}} &= 1,8 \cdot M_H \cdot u \cdot \eta_M = 1,8 \cdot 159,2 \cdot (N / n_n) \cdot u \cdot \eta_M = \\ &= 1,8 \cdot 159,2 \cdot (7,5 / 15,5) \cdot 9,8 \cdot 0,93 = 1263,8 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

За каталогом редукторів обрано редуктор Ц2-300 з передаточним відношенням $u = 9,8$, з допустимим моментом на тихохідному валу $M_{\text{тих}} = 2,0$ кН·м; діаметр швидкохідного вала $d = 35$ мм, тихохідного $d_2 = 75$ мм.

2.6 Вибір гальм

Величина гальмівного моменту механізму пересування крана визначається з умови погашення кінетичної енергії оберткових і поступально рухомих мас приводу і крана за заданий час або на заданому гальмівному шляху за формулою:

$$M_T = c \cdot \frac{Z \cdot J_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_n}{t_T} + m_{\text{кр}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{хк}}^2 \cdot n_n \cdot \eta_M}{2 \cdot t_T \cdot u^2} - M_c^T \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.8)$$

Величину гальмівного моменту M_T , при якому забезпечується заданий запас зчеплення ходових коліс з рейками, визначають при русі крана без вантажу [3, 9, 11].

Момент опору пересуванню крана при гальмуванні:

$$M_c^T = \frac{W_1 \cdot D_{\text{хк}} \cdot \eta_M}{2 \cdot u} = \frac{1612 \cdot 0,4 \cdot 0,93}{2 \cdot 9,8} = 30,6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.9)$$

де W_1 – опір пересуванню крана без вантажу від тертя кочення коліс по рейкам і тертя у буксах ходових коліс (тертя реборд не береться до уваги) і руху під ухил підкранових шляхів:

$$W_1 = W_{\tau}^* - W_{ук} = G_{кр} \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{хк}} - \alpha \cdot G_{кр} =$$

$$= 31300 \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 0,0005 + 0,1 \cdot 0,015}{0,4} - 0,001 \cdot 31300 \cdot 9,81 = 1612 \text{ Н.} \quad (2.10)$$

Час гальмування крана визначається виходячи з допустимого уповільнення [9, 10, 13]:

$$t_{\tau} \geq V_{кр} / a_{ср} = 2,0 / 0,25 = 8 \text{ с,} \quad (2.11)$$

де $a_{ср} = 0,25 \text{ м/с}^2$ – рекомендована величина середніх прискорень (уповільнень) для мостових кранів загального призначення.

Гальмівний момент механізму пересування при русі крана без вантажу під ухил і відсутності тертя реборд об рейки дорівнює:

$$M_{\tau} = 1,15 \cdot \frac{2 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 15,5}{8} + 31300 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 15,5 \cdot 0,93}{2 \cdot 8 \cdot 9,8^2} -$$

$$- 30,6 = 124 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.8')$$

У формулах (2.8) і (2.8') J_1 – момент інерції мас, що обертаються, розташованих на 1-ому (швидкохідному) валу привода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$J_1 = J_p + J_m + J_{\tau} = 0,115 + 0,060 + 0,075 = 0,250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

J_p, J_m, J_{τ} – моменти інерції ротора двигуна, моторної і гальмівної муфт відповідно.

Гальмівний момент гальма, встановленого на кожному приводі, дорівнює

$$M'_{\tau} = M_{\tau} / 2 = 124 / 2 = 62 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

В якості гальма на кожному приводу встановлюємо гальмо ТКГ-160. Кожен з них може реалізувати гальмування з максимальним гальмівним моментом, що дорівнює $100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Момент інерції муфти МЗП з гальмівним шківом діаметром 160 мм дорівнює $J_{\tau} = 0,075 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ [9, 11, 13].

2.7 Перевірка електродвигунів на пусковий момент

У період розгону двигуни долають статичний момент опору пересуванню крана від сил тертя M_c , моменти опору від сил інерції $M_{и1}$ поступально рухомих мас крана з вантажем і сил інерції мас привода, що обертаються, $M_{и2}$. Тому необхідно виконати перевірку працездатності двигунів в період пускового режиму. Розрахунок зводиться до визначення необхідно-

го пускового моменту на валу кожного двигуна і порівнянні його з максимальним моментом обраного електродвигуна $M_{\Pi \max}$ в період пуску.

Згідно з принципом Д'Аламбера пусковий момент двигуна

$$M_{\Pi} = M_c + M_{\Pi 1} + M_{\Pi 2}. \quad (2.12)$$

Момент статичного опору, який припадає на один привід:

$$M_c = \frac{(W_T \cdot k_p + W_{yк}) \cdot D_{жк}}{2 \cdot u \cdot \eta_M \cdot Z} = \frac{(2532 \cdot 1,5 + 405) \cdot 0,4}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,93 \cdot 2} = 46,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.13)$$

Динамічний момент від сил інерції поступально рухомих мас крана і вантажу, приведений до валу електродвигуна

$$\begin{aligned} M_{\Pi 1} &= (m_{кр} + Q) \cdot \frac{\pi \cdot D_{жк}^2 \cdot n_H}{2 \cdot u^2 \cdot t_p \cdot \eta_M \cdot Z} = \\ &= (31300 + 10000) \cdot \frac{3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 15,5}{2 \cdot 9,8^2 \cdot 15,6 \cdot 0,93 \cdot 2} = 57,7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Динамічний момент від сил інерції мас приводу, що обертаються

$$M_{\Pi 2} = c \cdot \frac{J_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_H}{t_p} = 1,15 \cdot \frac{0,250 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 15,5}{15,6} = 1,8 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.15)$$

$c = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує маси, які обертаються та розташовані на інших (крім швидкохідного) валах механізму.

Час пуску t_p у формулах (2.14) і (2.15) може бути знайдено за наступним виразом:

$$\begin{aligned} t_p &= t_{по} \cdot \frac{(m_{кр} + Q) \cdot \frac{\pi \cdot D_{жк}^2 \cdot n_H}{2 \cdot u^2 \cdot \eta_M \cdot Z} + c \cdot J_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_H}{M_H} = \\ &= 1,3 \cdot \frac{(31300 + 10000) \cdot \frac{3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 15,5}{2 \cdot 9,8^2 \cdot 0,93 \cdot 2} + 1,15 \cdot 0,250 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 15,5}{77} = 15,6 \text{ с}, \end{aligned} \quad (3.16)$$

де: $t_{по} = 1,3$ – відносний час розгону, визначається за допомогою кривих $t_{по} = f(\alpha)$ – див. рис. 2.4 (параметр α характеризує відносне завантаження електродвигуна в період пуску і визначається за формулою: $\alpha = M_c / M_H$; для розглянутого прикладу $\alpha = 46,1 / 77,0 = 0,60$;

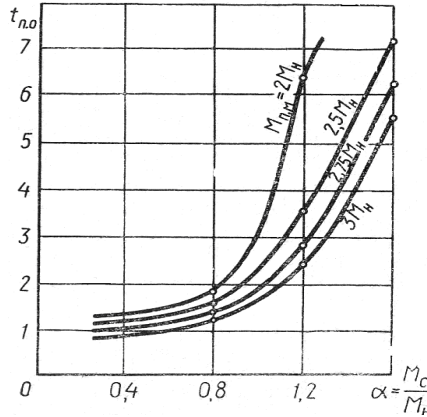


Рисунок 2. 4 – Графіки залежності відносного часу пуску електродвигунів з фазним ротором від параметра α

В результаті необхідний пусковий момент двигуна

$$M_{\Pi} = 46,1 + 57,7 + 1,8 = 105,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий коефіцієнт перевантаження двигуна

$$\psi_p = \frac{M_{\Pi}}{M_H} = \frac{105,6}{77} = 1,37 \leq \psi_d = \frac{M_{\Pi \max}}{M_H} = 1,7 \dots 1,8,$$

де ψ_p , ψ_d – розрахунковий и допустимий коефіцієнт, коефіцієнти перевантаження двигуна;

$M_{\Pi \max} = (1,7 \dots 1,8) \cdot M_H$ – максимальний момент перемикаання опорів в ланцюзі ротора двигуна.

Таким чином, умова $\psi_p \leq \psi_d$ виконується, тобто двигун задовольняє вимогам перевірки на пусковий момент.

3 ДИНАМІЧНІ МОДЕЛІ МОСТОВИХ КРАНІВ

3.1 Динамічні і математичні моделі мостових кранів при пересуванні

На рис. 3.1 наведено принципову схему і динамічну модель мостового крана при дослідженні перехідних процесів пересування, які враховують основні параметри реальної конструкції. Прийнято наступні допущення:

- гнучка підвіска вантажу замінена пружним зв'язком з умовною горизонтальною жорсткістю (згідно [1, 5, 13] таке спрощення призводить до завищення динамічних навантажень в металоконструкції на 4 ... 5%);
- не враховано зазори в приводі (нехтування ударами через зазори в приводі призводить до зменшення максимальних динамічних навантажень в металоконструкції на 2 ... 5% [1, 5, 13]);

- сила опору пересування крана прийнята постійної;
- пробуксовка коліс відсутня.

Рух динамічної моделі на рис. 3.1,б при розташуванні візка в середині прольоту описується системою диференціальних рівнянь, що складаються з диференціального рівняння в приватних похідних і декількох звичайних диференціальних рівнянь [1, 2, 13].

Експериментальні дослідження багатьох дослідників показали, що форму деформації моста при несталої русі крана можна прийняти подібною до статичної деформації моста при навантаженні його силою в середині прольоту і повного обмеження зсуву кінцевих балок в місцях установки ходових коліс. Міст крана може розглядатися як система з трьома зосередженими масами (рис. 3.2,а), дві з яких (m_{K1}) приведені до поступального переміщення кінцевих балок, а одна (m_M) - до поступального переміщення візка в середині прольоту. Ці три маси з'єднані між собою пружним зв'язком з коефіцієнтом жорсткості c_M^r , який характеризує пружну податливість моста в горизонтальній площині. Динамічна модель на рис. 3.2, а враховує загасання коливань приводу і металоконструкції, дійсні механічні характеристики приводу в руховому і гальмівному режимах.

Динамічні властивості механізму пересування по цій схемі враховуються за допомогою мас $m_{П1}$ і коефіцієнтів жорсткості $c_{П1}$, приведених до поступального переміщення ходових частин.

Зовнішні сили в даній схемі враховуються рушійними або гальмівними зусиллями приводу P_1 і відповідними силами статичного опору пересуванню сторін крана P_{W1} .

В силу практичної симетрії навантаження крана, розрахункову схему на рис. 3.2,а можна замінити більш зручною для розгляду розрахунковою схемою на рис.3.2,б, де:

$$m_{П} = 2 \cdot m_{П1}; m'_K = 2 \cdot m_{K1}; P_D = 2 \cdot P_1; P_W = 2 \cdot P_{W1}.$$

Координати абсолютного переміщення $m_{П}$, m'_K , m_M , m_r позначені відповідно через $x_{П}$, x'_K , x_M , x_r .

Рух представленої на рис. 3.2,б розрахункової схеми описується диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} m_{П} \cdot \ddot{x}_{П} + k_D^{\Pi} \cdot (\dot{x}_{П} - \dot{x}'_K) + c_{П} \cdot (x_{П} - x'_K) - P_{dq} &= 0; \\ m'_K \cdot \ddot{x}'_K - k_D^{\Pi} \cdot (\dot{x}_{П} - \dot{x}'_K) - c_{П} \cdot (x_{П} - x'_K) + \\ + k_D^r \cdot (\dot{x}'_K - \dot{x}_M) + c_M^r \cdot (x'_K - x_M) + P_w &= 0; \\ m_M \cdot \ddot{x}_M - k_D^r \cdot (\dot{x}'_K - \dot{x}_M) - c_M^r \cdot (x'_K - x_M) + c_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0; \\ m_r \cdot \ddot{x}_r - c_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0. \end{aligned} \quad (3.1)$$

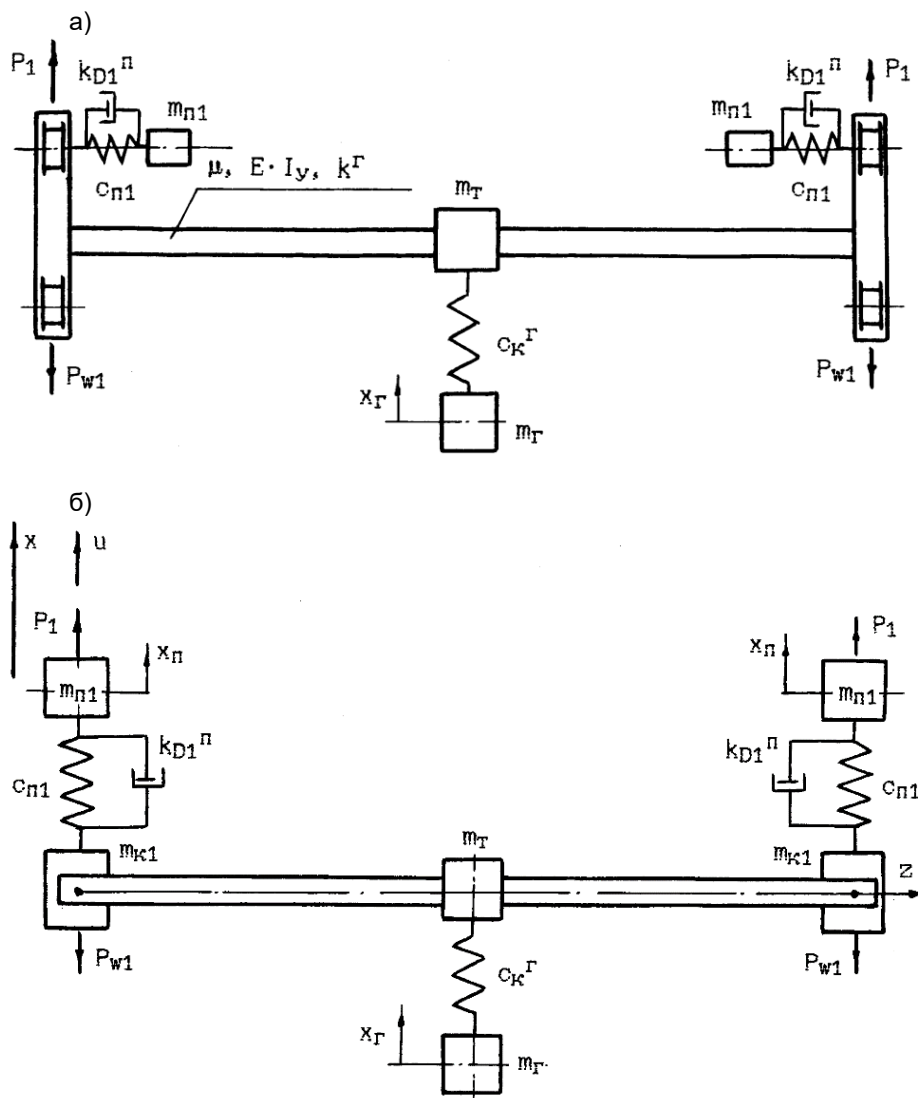
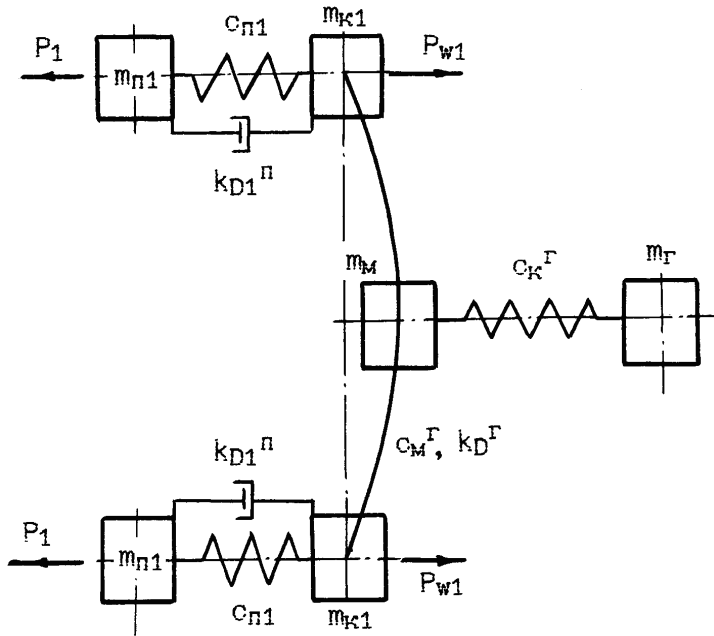
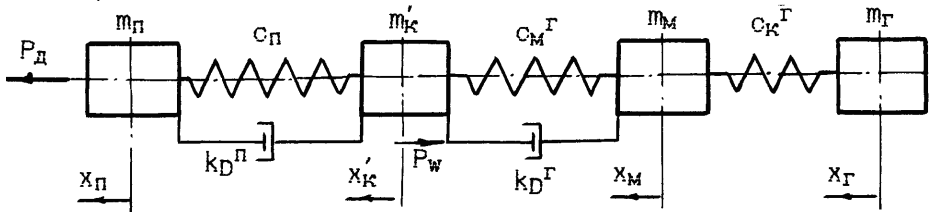


Рисунок 3.1 - Схеми мостового крана при його пересуванні:
а) принципова схема; б) динамічна модель

а)



б)



в)

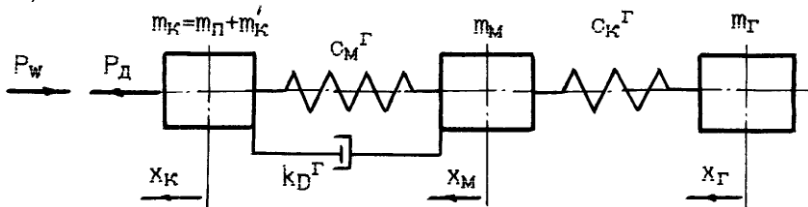


Рисунок 3.2 - Динамічні моделі мостових кранів:

а) шестимасова; б) чотиримасова; в) тримасова

Інерційні навантаження металоконструкції крана складаються з коливань вільно підвішеного на канатах вантажу і коливань металевої конструкції. Високочастотні коливання приводу практично не позначаються на низькочастотних коливаннях металоконструкції і вантажу. Тому при визначенні інерційних навантажень металоконструкції і коливань вантажу, що виникають при розгоні і гальмуванні, мостові крани можуть бути представлені тримасовою динамічною моделлю (рис. 3.2,в), рух якої описується рівняннями:

$$\begin{aligned} m_K \cdot \ddot{x}_K + k_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + c_M^r \cdot (x_K - x_M) - P_{dq} + P_w &= 0; \\ m_M \cdot \ddot{x}_M - k_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) - c_M^r \cdot (x_K - x_M) + c_K^r \cdot (x_M - x_\Gamma) &= 0; \\ m_\Gamma \cdot \ddot{x}_\Gamma - c_K^r \cdot (x_M - x_\Gamma) &= 0. \end{aligned} \quad (3.2)$$

На рис. 3.1 - 3.2 і в рівняннях (3.1) та (3.2) прийняті наступні позначення:

$m_{п1}$ - приведена до ходових коліс маса частин приводу, що обертаються, кг;

m'_K - маса моста, яка приведена до переміщення кінцевих балок, кг;

m_K - приведена до ходових коліс маса частин приводу, що обертаються (від ротора двигуна до ходового колеса включно) і маса моста, яка приведена до переміщення кінцевих балок, кг;

m_M - приведена до середини прольоту маса середніх частин моста і порожнього візка, кг;

m_Γ - маса вантажу, кг;

P_{dq} - приведена до ободу привідних ходових коліс сила електродвигуна, Н;

$P_W = W$ - сила статичного опору пересуванню крана, Н;

$c_{п1}$ - приведений до ходових коліс коефіцієнт жорсткості приводу механізму пересування, Н/м;

c_M^r - коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині, Н/м;

$c_K^r = G/\ell$ - горизонтальна складова натягу вантажних канатів при $(x_M - x_\Gamma) = 1$ (при цьому горизонтальна складова вважається пропорційною амплітуді відхилення вантажу), Н/м (тут ℓ - довжина підвісу вантажу, м);

$E \cdot I_y$ - згинальна жорсткість моста в горизонтальній площині, Н·м²;

k_D^n - коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) приводу пересування крана, Н·с/м;

k_D^r - коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) металоконструкції в горизонтальній площині, Н·с/м;

$x_{п1}$, x_K , x_M , x_Γ - шляхи, пройдені відповідними масами від початку координат, м.

3.2 Розрахунок коефіцієнтів диференціальних рівнянь руху крана

1. Приведена до ходових коліс маса обертових частин приводу m_{Π} для розглянутого мостового крана дорівнює

$$m_{\Pi} = c \cdot (J_p + J_M + J_m) \cdot \left(\frac{u}{r_K} \right)^2 =$$

$$= 1,15 \cdot (0,115 + 0,060 + 0,075) \cdot \left(\frac{9,8}{0,2} \right)^2 = 690,3 \text{ кг} \quad (3.3)$$

де J_p, J_M, J_T - моменти інерції ротора електродвигуна, моторної і гальмівної муфт відповідно, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

u - передаточне число редуктора (приводу);

r_K - радіус привідного ходового колеса, м.

При врахуванні втрат на тертя в механізмі пересування приведені маси приводу під час пуску і гальмування будуть відповідно дорівнювати:

$$m_{\Pi}^{\Pi} = m_{\Pi} / \eta_M; \quad m_{\Pi}^T = m_{\Pi} \cdot \eta_M,$$

де η_M - ККД механізму пересування

2. Приведена до переміщення кінцевих балок маса моста m'_K при індивідуальному приводі пересування крана

$$m'_K = (m_{KB} + m_{\Pi P} + m_X + 0,25 \cdot m_{\Gamma L}) \cdot 2 \approx$$

$$\approx (0,15 \cdot m_{\text{мост}} + 0,25 (0,7 m_{\text{мост}})) \cdot 2 = (0,15 \cdot 28700 + 0,25 (0,7 \cdot 28700)) \cdot 2 =$$

$$= 18655 \text{ кг} \quad (3.4)$$

де m_{KB} - маса кінцевої балки, кг;

$m_{\Pi P}$ - маса привідної частини механізму пересування однієї сторони крана (двигун, гальмо, редуктор, вали, привідне колесо з буксами, муфти), кг;

m_X - маса відомої частини механізму пересування одного боку крана (ведене колесо з буксами), кг;

$m_{\Gamma L}$ - маса обох головних балок з настилами і електроустаткуванням, кг.

Тоді приведена маса при пуску

$$m_K = m'_K + 2 \cdot m_{\Pi} / \eta_M = 18655 + 2 \cdot 690,3 / 0,93 = 20140 \text{ кг}. \quad (3.5)$$

Для випадку центрального приводу маса розташованих в середині прольоту частин механізму пересування (двигун, гальмо і т.п.) повинна бути врахована при визначенні приведеної маси m_M , а інші елементи - при визначенні маси m_K .

3. Приведена до середини прольоту маса середніх частин моста і порожнього візка

$$m_m = m_T + 0,5 \cdot m_{\text{гл}} = 2600 + 0,5 \cdot (0,7 \cdot 28700) = 12645 \text{ кг}, \quad (3.6)$$

де $m_T = G_T/g$ - маса візка; $m_{\text{гл}} = 0,7 m_{\text{мост}}$ - маса головних балок з настилами.

4. Коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині c_m^r визначено як для шарнірно опертої балки з сумарною жорсткістю двох головних балок:

$$c_m^r = P/f = (48 \cdot E \cdot I_y) / L^3 = (48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (2 \cdot 1,7686 \cdot 10^9)) / (34500^3) = 868,3 \text{ Н/мм} = 868300 \text{ Н/м}. \quad (3.7)$$

де I_y - момент інерції перетину двох головних балок щодо їх вертикальних осей; L - проліт крана; f - деформація моста крана в середині прольоту при його навантаженні силою P .

5. Коефіцієнт горизонтальної "умовної жорсткості" канатів

При довжині підвісу вантажу $\ell_n = 5 \text{ м}$

$$c_K^r = G/\ell_n = 10000 \cdot 9,81/5 = 19620 \text{ Н/м};$$

При довжині підвісу вантажу $\ell_n = 10 \text{ м}$

$$c_K^r = G/\ell_n = 10000 \cdot 9,81/10 = 9810 \text{ Н/м}.$$

6. Коефіцієнт згасання коливань (демпфірування) металоконструкції

$$k_D^r = \omega \cdot D^\# \cdot m_K \cdot m_M / (m_K + m_M) = 1,68 \cdot 0,01 \cdot 20140 \cdot 12645 / (20140 + 12645) = 130,5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}. \quad (3.8)$$

Технічна частота вільних коливань металоконструкції в горизонтальній площині

$$\omega = \frac{\omega^*}{2 \cdot \pi} = \frac{10,57}{2 \cdot 3,14} = 1,68 \text{ с}^{-1},$$

де ω^* - кругова частота власних коливань металоконструкції крана в горизонтальній площині, рад^{-1}

$$\omega^* = \sqrt{\frac{c_m^r \cdot (m_K + m_M)}{m_K \cdot m_M}} = \sqrt{\frac{868300 \cdot (20140 + 12645)}{20140 \cdot 12645}} = 10,57 \text{ рад}^{-1}$$

У формулі (3.8) $D^\# = 0.01$ – постійна демпфірування коливань моста крана.

7. Приведена до ободу приводних ходових коліс сила приводу механізму пересування крана

На рис. 3.3 (криві 1 - 5) показані механічні характеристики приводу пересування розглянутого мостового крана при роботі в руховому режимі. Рівняння приведені до ободу привідних ходових коліс сили приводу при роботі на механічній характеристиці q (де $q = 1, 2, \dots, 5$ – порядковий номер механічної характеристики приводу) має вигляд [2, 13]:

$$P_{\text{дк}} = \frac{K_q \cdot (v_o - \dot{x}_k)}{B_q + (v_o - \dot{x}_k)^2}, \quad (3.9)$$

де $K_q = 2 \cdot M_k \cdot s_{kq} \cdot v_o \cdot u \cdot \eta / r_k$; $B_q = s_{kq}^2 \cdot v_o^2$; $M_k = \lambda \cdot M_n$ - критичний (максимальний) момент двигуна; s_{kq} - критичне ковзання на механічній характеристиці q ; $v_o = v_k \cdot n_o / n_n$ – швидкість пересування крана, що відповідає синхронній частоті обертання ротора двигуна; u – передавальне число приводу; r_k – радіус ходового колеса; \dot{x}_k – поточне значення швидкості пересування крана.

В таблиці 3.1 наведено значення K_q , B_q , s_{kq} у формулі (3.9) для представлених на рис. 3.3 механічних характеристик 1 – 5.

Таблиця 3.1 - Значення K_q і B_q для мостового крана $Q = 10$ т і $L = 34,5$ м

K_q	B_q	$V_{\text{перекл}}$	S_{kq}
$K_1 = 8,997 \cdot 10^4$	$B_1 = 26,71$	$V_1 = 0,817$	$S_{k1} = 2,403$
$K_2 = 5,487 \cdot 10^4$	$B_2 = 9,935$	$V_2 = 1,337$	$S_{k2} = 1,466$
$K_3 = 3,346 \cdot 10^4$	$B_3 = 3,695$	$V_3 = 1,654$	$S_{k3} = 0,894$
$K_4 = 2,041 \cdot 10^4$	$B_4 = 1,374$	$V_4 = 1,848$	$S_{k4} = 0,545$
$K_5 = 1,243 \cdot 10^4$	$B_5 = 0,510$	$V_5 = 2,200$	$S_{k5} = 0,332$

Рівняння приведеної сили приводу в режимі противмикання двигуна має вигляд [2]:

$$P_{\text{пр}} = - \frac{K_q \cdot (v_o + \dot{x}_k)}{B_q + (v_o + \dot{x}_k)^2}; \quad (3.10)$$

У формулі (3.10) K_q і B_q мають ті ж значення, що і при розгоні двигуна, а механічні характеристики приводу в режимі противмикання електро-двигуна показані на рис. 3.3 (криві 1' - 5').

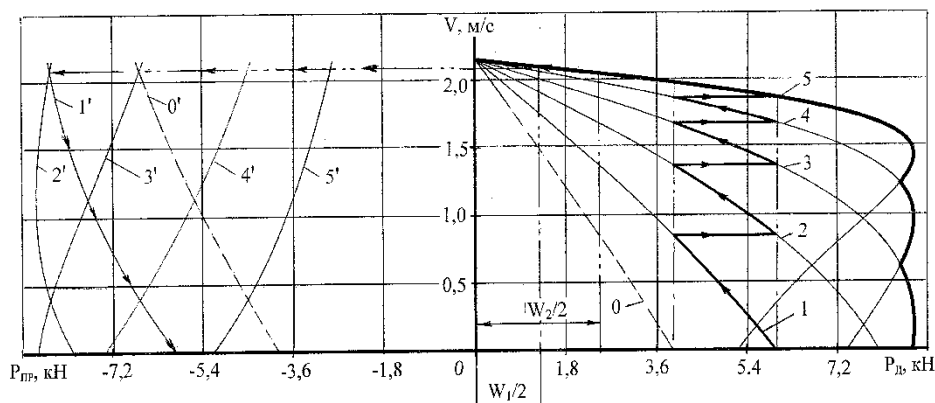


Рисунок 3.3 – Механічні характеристики приводу пересування мостового крана вантажопідйомністю 10 т

4 АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНІВ

Як зазначено вище, опір пересуванню мостового крана складається з опорів тертя кочення ходових коліс по рейках і тертя в брусах ходових коліс $W_{тр}$, опору тертя реборд ходових коліс об рейки (враховується коефіцієнтом k_p) опору від ухилу підкранової колії W_y . Для кранів, що працюють в приміщенні сумарний опір пересуванню змінюється від $W_1 = W_{тр} - W_y$ до $W_2 = k_p \cdot W_{тр} + W_y$. Для розглянутих кранів різних прольотів розрахункові значення опорів пересуванню поміщені в табл. 4.1. Як видно, опір пересуванню кранів одного прольоту може змінюватися майже в 2 рази, а різних прольотів - в 3 рази.

Таблица 4.1 - Опір пересуванню мостових кранів в / п 10 т

Проліт крана L, м	$W_{тр}$, Н	$k_p \cdot W_{тр}$, Н	W_y , Н	W_1 , Н	W_2 , Н
22,5	1762	2643	261	1501	2904
28,5	2152	3228	319	1833	3547
34,5	2735	4103	405	2330	4508

На рис. 4.1 наведено графіки: швидкостей кінцевих балок V_k , середній частині прогонових балок з візком V_m і вантажу V_r ; наведеної до поступального переміщення крана сили механізму пересування крана P_d ; горизонтального зусилля на металоконструкцію S_m ; горизонтальної складової зусилля в канатах S_k (амплітуди відхилення вантажу від вертикалі $A = S_k/c_k$) при «сприятливому» розгоні крана. Розглянуто тримасову динамічну модель крана, рух якої описуються системою нелінійних диференці-

альних рівнянь другого порядку (3.2). Розгін крана прольотом $L = 34,5$ м при довжині підвісу вантажу $l_n = 5$ м до швидкості $V_k = 2$ м/с в разі наявності тертя реборд і русі на ухил стався за $t_p = 16,72$ с, при цьому $S_{M(max)} = 6,79$ кН, $S_{K(max)} = 3,60$ кН (В разі відсутності тертя реборд і русі під ухил $t'_p = 11,71$ с, $S'_{M(max)} = 10,66$ кН, $S'_{K(max)} = 4,44$ кН).

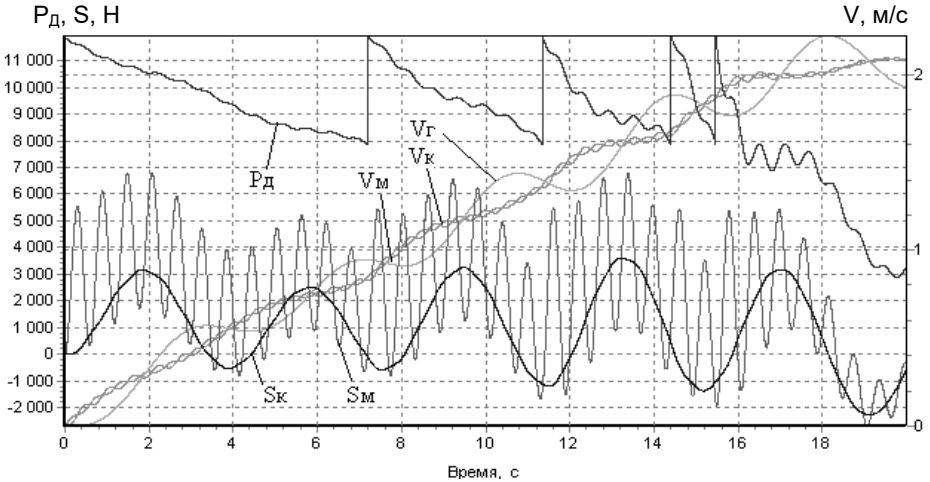


Рисунок 4.1 – «Сприятливий» розгін крана
($N = 7,5$ кВт; $W = 4508$ Н; $L = 34,5$ м; $l_n = 5$ м)

Розгін двигунів по "сприятливій" пилкоподібній механічній характеристиці можливий, якщо відключення опорів в ланцюгах роторів двигунів здійснюється за допомогою реле швидкості. В іншому випадку розгін відбувається по пилкоподібній характеристиці з неоднаковими значеннями моментів (наведених сил) перемикання двигунів з одного механічної характеристики на іншу. Як самого несприятливого розглянуто розгін двигунів по показаним на рис. 3.3 жирними лініями ділянках механічних характеристик 3, 4 і 5. У цьому випадку розгін крана прольотом $L = 34,5$ м при наявності тертя реборд і русі на ухил стався за $t_p = 7,67$ с, при цьому $S_{M(max)} = 13,18$ кН, $S_{K(max)} = 6,06$ кН ($t'_p = 6,97$ с, $S'_{M(max)} = 15,69$ кН, $S'_{K(max)} = 7,06$ кН).

Значення часу розгону (гальмування) кранів t_p (t_r), зусиль $S_{M(max)}$, $S_K(max)$, приведеної сили механізму $P_{d(max)}$ для кранів різних прольотів, призначених для роботи в приміщенні, розраховані рішенням відповідних диференціальних рівнянь і поміщені в табл. 4.2.

Порівняння "сприятливого" і "несприятливого" випадків розгону крана прольотом 34,5 м показує, що в другому випадку час розгону скоротився в 2,18 рази (1,68 рази), зусилля $S_{M(max)}$ збільшилось в 1,94 рази (1,47 рази), зусилля $S_{K(max)}$ - в 1,68 рази (1,59 рази).

Гальмування крана противмиканням електродвигунів при переключенні з механічної характеристики 5 на характеристику 1' супроводжується значним збільшенням (стрибком) приведеної гальмівної сили механізму (у розглянутому випадку $P_{пр(max)} = 16,78 \text{ кН}$), що призводить до різкого гальмування крана: $t_T = 4,25 \text{ с}$; $S_{M(max)} = 21,28 \text{ кН}$; $S_{K(max)} = 9,73 \text{ кН}$ ($t'_T = 4,77 \text{ с}$; $S'_{M(max)} = 19,14 \text{ кН}$; $S'_{K(max)} = 8,74 \text{ кН}$) - див. рис. 4.2 і табл. 4.2. У порівнянні зі «сприятливим» розгоном величина $S_{M(max)}$ збільшилась приблизно у 2,0 рази, $S_{K(max)}$ – в 2,2 рази.

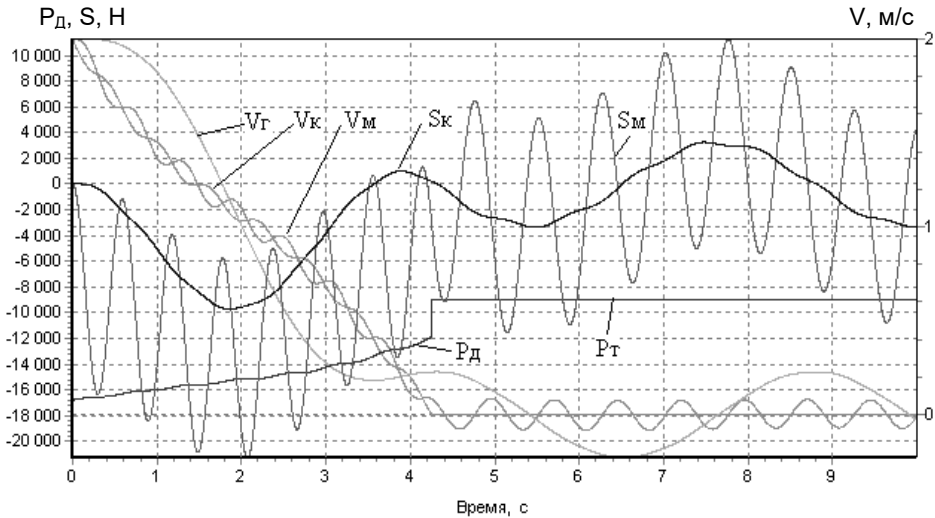


Рисунок 4.2 – Гальмування противмиканням електродвигунів механізму пересування крана ($N = 7,5 \text{ кВт}$; $W=4508 \text{ Н}$; $L = 34,5 \text{ м}$; $\ell_n = 5 \text{ м}$)

Для кранів з прольотом 22,5 м порівняння «сприятливого» розгону з гальмуванням крана противмиканням електродвигунів показує, що при гальмуванні величина $S_{M(max)}$ збільшилось з 10023 Н до 21104 Н, величина $S_{K(max)}$ – з 7144 Н до 14415 Н.

Аналогічні дослідження перехідних періодів виконані для мостових кранів, призначених для роботи на відкритому повітрі. Електроприводи механізмів пересування цих кранів оснащені двигунами МТФ 312-6 ($N = 15 \text{ кВт}$, $PВ = 40\%$, $n_n = 955 \text{ об/хв}$, $M_{max} = 471 \text{ Н·м}$). Всі інші вузли приводів пересування розглянутих кранів, призначених для роботи в приміщенні і на відкритому повітрі, однакові. Розрахунки були виконані для випадку, коли вітрове навантаження відсутня (див. табл. 4.3).

Порівняння даних таблиць 4.2 і 4.3 показує, що процеси розгону і гальмування кранів, призначених для роботи на відкритому повітрі, відбуваються значно інтенсивніше.

**Таблиця 4.2 – Значення параметрів перехідних процесів
(мостові крани в/п 10 т для роботи в приміщенні)**

Вигляд перехідного процесу	Розгін при зміні Рд по “пилкоподібній” кривій		Розгін при зміні Рд по “огинаючий” кривій		Гальмування противимканням електродвигунів по характеристиці 1'	
L = 34,5 м, $\ell_n = 5$ м						
Опір W	W1 = 2330 Н	W2 = 4508 Н	W1 = 2330 Н	W2 = 4508 Н	W1 = 2330 Н	W2 = 4508 Н
Sm (max), Н	10655	6791	15685	13179	-19144	-21283
Sk (max),Н Amax, м	4436 (0,22)	3599 (0,18)	7057 (0,35)	6058 (0,30)	-8738 (0,44)	-9725 (0,49)
Рд (max), Н	11938	11935	17412	17412	-16777	-16777
tp (tr), с	11,71	16,72	6,97	7,67	4,77	4,25
L = 28,5 м, $\ell_n = 5$ м						
Опір W	W1 = 1833 Н	W2 = 3547 Н	W1 = 1833 Н	W2 = 3547 Н	W1 = 1833 Н	W2 = 3547 Н
Sm (max), Н	9870	9934	17758	15594	-20190	-21918
Sk (max),Н Amax, м	5515 (0,28)	5108 (0,26)	9064 (0,45)	8047 (0,40)	-10471 (0,52)	-11420 (0,57)
Рд (max), Н	11938	11935	17412	17412	-16777	-16777
tp (tr), с	8,32	11,03	4,70	6,33	3,96	3,76
L = 22,5 м, $\ell_n = 5$ м						
Опір W	W1 = 1501 Н	W2 = 2904 Н	W1 = 1501 Н	W2 = 2904 Н	W1 = 1501 Н	W2 = 2904 Н
Sm (max), Н	10023	8687	18192	16722	-19643	-21104
Sk (max),Н (Amax, м)	7144 (0,36)	5882 (0,29)	12387 (0,62)	11247 (0,56)	-13413 (0,67)	-14415 (0,72)
Рд (max), Н	11936	11936	17412	17412	-16777	-16777
tp (tr), с	6,56	7,37	3,48	3,74	3,29	3,15

Оцінимо номінальні і максимальні моменти на тихохідних валах приводів розглянутих кранів.

Для кранів, призначених для роботи в приміщенні, номінальний момент на тихохідному валу редуктора

$$M_{T(\text{ном})} = M_H \cdot u_p \cdot \eta = 9550 \cdot \frac{N}{n_H} \cdot u_p \cdot \eta = 9550 \cdot \frac{7,5}{930} \cdot 9,8 \cdot 0,93 = 702,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний момент на тихохідному валу редуктора, який може створити електродвигун МТФ 211-6

$$M_{T(\text{max})} = M_{\text{max}} \cdot u_p \cdot \eta = 191 \cdot 9,8 \cdot 0,93 = 1740,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приблизно той же момент виходить, якщо приведену до ободу приводного колеса силу приводу при розгоні по обвідної кривої $R_{d(\text{max})}/2$ помножити на радіус колеса (див. табл. 4.2 і 4.3)

$$M'_{T(max)} = \frac{P_{д(max)}}{2} \cdot r_k = \frac{17412}{2} \cdot 0,2 = 1741,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

**Таблиця 4.3 – Значення параметрів перехідних процесів
(мостові крани в/п 10 т для роботи на відкритому повітрі)**

Вигляд перехідного процесу	Розгін при зміні Р _д по "пилкободібній" кривій		Розгін при зміні Р _д по "огиноючої" кривій		Гальмування противмиканням електродвигунів по характеристиці 1'	
L = 34,5 м, ℓ _п = 5 м						
Онip W	W ₁ = 2330 Н	W ₂ = 4508 Н	W ₁ = 2330 Н	W ₂ = 4508 Н	W ₁ = 2330 Н	W ₂ = 4508 Н
S _{М (max)} , Н	17418	18963	40018	37063	-35041	-36857
S _{К (max)} , Н	8104	7574	18494	17424	-16414	-17272
P _{Д (max)} , Н	24604	24630	42928	42928	-38099	-38099
t _p (t _т), с	5,38	6,58	2,97	3,02	2,95	2,84
L = 28,5 м, ℓ _п = 5 м						
Онip W	W ₁ = 1833 Н	W ₂ = 3547 Н	W ₁ = 1833 Н	W ₂ = 3547 Н	W ₁ = 1833 Н	W ₂ = 3547 Н
S _{М (max)} , Н	20263	17731	38406	38691	-35811	-37239
S _{К (max)} , Н	9606	8883	22114	21401	-19068	-19852
P _{Д (max)} , Н	24606	24609	42928	42928	-38099	-38099
t _p (t _т), с	4,02	4,04	2,73	2,78	2,43	2,37
L = 22,5 м, ℓ _п = 5 м						
Онip W	W ₁ = 1501 Н	W ₂ = 2904 Н	W ₁ = 1501 Н	W ₂ = 2904 Н	W ₁ = 1501 Н	W ₂ = 2904 Н
S _{М (max)} , Н	22497	17927	32428	31092	-34242	-35358
S _{К (max)} , Н	11799	10981	25242	24921	-23300	-24065
P _{Д (max)} , Н	24613	24620	42928	42928	-38099	-38099
t _p (t _т), с	3,24	3,49	2,40	2,47	2,03	1,75

Для випадку гальмування крана противмиканням електродвигунів по механічній характеристиці 1' максимальний момент на тихохідному валу редуктора

$$M''_{T(max)} = \frac{P_{пр(max)}}{2} \cdot r_k = \frac{16777}{2} \cdot 0,2 = 1677,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для зручності порівняння моментів, що крутять, на тихохідних валах редукторів Ц2-300 приводів пересування розглянутих кранів результати розрахунків зведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Крутні моменти на тихохідних валах редукторів механізмів пересування мостових кранів в/п 10 т

Призначення крана	Крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н·м			
	$M_T (\text{ном})$	$M_T (\text{max})$	$M'_T (\text{max})$	$M''_T (\text{max})$
Робота в приміщенні	702,0	1740,8	1741,2	1677,7
Робота на відкритому повітрі	1367,1	4292,7	4292,8	3809,9

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-300 ($n_6 = 16 \text{ с}^{-1}$, $u_p = 9,8$, режим роботи – тяжкий) складає $2,0 \text{ кН} \cdot \text{м}$ [11, 13]. Таким чином, в приводах пересування кранів, які оснащені двигунами МТФ 312-6, максимальний крутний момент на тихохідних валах редукторів може значно перевищувати допустиме значення. Це побічно підтверджує порівняння діаметрів валів електродвигуна МТФ 312-6 ($d = 50 \text{ мм}$) і швидкохідного вала редуктора Ц2-300 ($d = 35 \text{ мм}$). Полярні моменти опору цих валів відрізняються в 2,9 рази.

Відзначимо, що представлені в табл.4.4 значення крутних моментів отримані при розгляді тримасової динамічної моделі крана, тобто без урахування коливальних процесів в трансмісіях приводів. Розрахунки показують, що динамічні моменти при врахуванні коливальних процесів в трансмісії приблизно в 2 рази вище. Цим можна пояснити великі кутові люфти на швидкохідних валах приводів пересування багатьох мостових кранів, які викликані зносом шпонкових з'єднань (в першу чергу редукторів, муфт на тихохідних валах приводів). "Несприятливий" або близький до нього пуск приводів пересування кранів в практиці експлуатації зустрічаються рідко. Гальмування противмиканням електродвигунів досить поширене, тому що супроводжується меншою вібрацією металоконструкцій, ніж гальмування колодковими гальмами, які в реальних умовах, як правило, не відрегульовані належним чином. Поширеному застосуванню гальмування противмиканням сприяє і те, що оператори кранів застосовують чергуванням противмиканням з паузами та отримують різні гальмівні шляхи, чого колодковими гальмами домогтися практично неможливо.

Опір пересуванню різних боків мостового крана (особливо з індивідуальним приводом пересування) може істотно відрізнятися. Це може бути викликано положенням візка на мосту крана відносно середини прольоту, різним рівнем та ухилом підкранових рейок, перекосом металоконструкції крана в горизонтальній площині та ін. Гальмування противмиканням електродвигунів по м'яким штучним механічним характеристикам автоматично регулює гальмівні зусилля приводів, що не можливо виконати за допомогою механічних гальм.

До негативних рис гальмування противмиканням електродвигунів необхідно віднести те, що в електросхемах управління багатьох кранів, що зараз експлуатуються, не передбачені додаткові механічні характери-

стики для гальмування в режимі противмикання. Для того щоб при переході рукоятки командо-контролера через нульове положення не відбувалося короткочасне спрацьовування гальм, останні «розпускають» (тобто механізм пересування крана працює фактично без гальм), і раптове знеструмлення крана може привести до аварійних наслідків. При роботі без гальм лінійки кінцевих вимикачів тільки знеструмлюють електродвигуни, але кінетична енергія крана (візка) не гаситься гальмами. Не на користь гальмування противмикання свідчить і те, що робота електродвигунів в такому режимі призводить до підвищених втрат енергії і додатковому нагріванню двигунів, що особливо помітно для кранів, які працюють у важких режимах. З наведених на рис. 3.3 механічних характеристик видно, що плавне гальмування кранів можна отримати противмиканням електродвигунів по більш м'яким штучним механічним характеристикам. Наприклад, для розглянутих кранів при гальмуванні противмиканням за механічною характеристикою 0' навантаження $S_{м(max)}$ і $S_{к(max)}$ зменшуються на 20-30%, а при гальмуванні по більш м'яким характеристикам - в кілька разів.

ВИСНОВКИ

1. Досить широке застосування в практиці експлуатації вантажопідіймальних кранів гальмування противмиканням електродвигунів механізмів пересування можна пояснити рядом зручностей, властивих цьому способу гальмування кранів. Не дивлячись на певні недоліки режиму противмикання (підвищені втрати енергії і нагрів двигунів) його масове використання диктує необхідність пошуку оптимальних по динамічним навантаженням і параметрам продуктивності механічних характеристик приводу пересування кранів.

2. Застосування оптимальних механічних характеристик приводу пересування кранів в режимі противмикання можна розглядати як фактор підвищення експлуатаційного ресурсу. При цьому механічні характеристики повинні вибиратися з урахуванням всіх основних параметрів гальмівного процесу (t_r , $S_{м(max)}$, $S_{к(max)}$, $P_{пр(max)}$).

3. Викладене вище не зменшує переваг механічних гальм, але підхід до підтримки їх технічного стану вимагає докорінної зміни при експлуатації кранів. Необхідно підкреслити, що гальма - це відповідальні пристрої вантажопідіймальних кранів, що відносяться до машин підвищеної небезпеки, і вимагають регулярного контролю технічного стану деталей, правильного налаштування всіх регулювань. Багаторічний досвід експертного обстеження вантажопідіймальних кранів показує, що питанням технічного стану механічних гальм не приділяється належної уваги.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка машин: Навчальний посібник. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.
2. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа: Монография: – Луганск: Изд-во ВЛУ им. В.Даля, изд. 2-е, 2003.-210 с.
3. Вантажопідйомні механізми та машини: навч. посіб. / М.В. Любін, І.В. Гулько, О.В. Цуркан. - Вінниця: Едельвейс і К, 2015. - 292 с.
4. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2016. – 310 с.
5. Динаміка вантажопідйомних та будівельних машин: монографія / Човнюк Ю.В., Сівак І.М. – К.: Видав-во «АграрМедіаГруп», 2014. – 740 с.
6. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів : монографія / [О.В. Григоров та ін.] ; за редакцією О.В. Григорова ; Міністерство освіти і науки України, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут". - Харків : ХНАДУ, 2016. - 351 с.
7. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. – 232 с.
8. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1.80-18: затв. Мінсоцполітики України 19.01.2018 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0244-18>
9. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: Підручник/ В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.
10. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К. - Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
11. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини. Підручник. – Старобільськ, 2018. - 277 с.
12. Неженцев А.Б., Бойко Г.А., Збитнев П.В. Анализ динамических нагрузок при торможении мостовых кранов с частотным управлением приводов передвижения // Підйомно-транспортна техніка, №3(55). - Оdesa, 2017. – С. 8-20.
13. Методуказання к выполнению курсовой работы по дисциплине “Научно-исследовательская работа студентов” на тему “Исследование динамики передвижения мостовых кранов” (для студентов дневного и заочного отделения, обучающихся на специальности 6.05050308 “Подъемно-транспортные, дорожные, строительные, мелиоративные машины и оборудование”) / Сост.: Л.Я. Будиков. – Луганск: Изд-во Восточноукр. национал. ун-та, 2013. – 27 с.

ЗМІСТ

1. Загальні відомості	4
2. Розрахунок механізму пересування мостового крана	5
2.1 Кінематична схема механізму пересування крана	5
2.2 Визначення діаметра ходових коліс крана	5
2.3 Визначення повного статичного опору пересуванню крана з вантажем	7
2.4 Вибір електродвигунів	8
2.5 Визначення передавального числа і вибір редукторів	9
2.6 Вибір гальм	9
2.7 Перевірка електродвигунів на пусковий момент	10
3. Динамічні моделі мостових кранів	12
3.1 Динамічні і математичні моделі мостових кранів при пересуванні	11
3.2 Розрахунок коефіцієнтів диференціальних рівнянь руху крана	17
4 Аналіз перехідних процесів пересування кранів	20
Висновки	26
Список літератури	27
Зміст	28
Додаток А Співвідношення груп класифікації	29
Додаток Б. Приклад реферату до розрахунково-графічної роботи	30

Додаток А. Співвідношення груп класифікації

**Приблизні співвідношення груп класифікації (режимів роботи)
механізмів вантажопідйомних кранів
за нормативними документами**

Група класифікації (режиму роботи) механізму			Тривалість включення електродвигунів механі- змів ТВ, %
Згідно додатку 1 Правил [8]	За ГОСТ 25835- 83	За Правилами Держгір- технагляду СРСР	
M1	1M	Легкий (Л)	15
M2	2M		
M3	3M		
M4	4M	Середній (С)	25
M5			
M6	5M	Важкий (Т)	40
M7			
M8	6M	Дуже важкий (ВТ)	60

**Приблизні співвідношення груп класифікації (режимів роботи)
вантажопідйомних кранів за різними нормативними документами**

Група класифікації (режиму роботи) крана			Тривалість включення електродвигунів меха- нізмів ТВ, %
Згідно з додат- ком 1 Правил [8]	За ГОСТ 25546- 82	За Правилами Держгір- технагляду СРСР	
A1	1K-3K	Легкий (Л)	15
A2			
A3			
A4	4K-5K	Середній (С)	25
A5			
A6	6K-7K	Важкий (Т)	40
A7			
A8	8K	Дуже важкий (ВТ)	60

Додаток Б. Приклад реферату до розрахунково-графічної роботи**РЕФЕРАТ**

РГР: ___ с., ___ рис., ___ табл., ___ додатків, ___ джерел.

Об'єкт дослідження: мостовий кран вантажопідйомністю ___ т.

Мета роботи - придбання практичних навичок досліджень динаміки пересування мостових кранів: використовувати методи динамічного аналізу в інженерних розрахунках мостових кранів; розробляти математичні моделі мостових кранів і їх приводів; виконувати аналіз навантаженості елементів мостових кранів в перехідних режимах роботи; визначати динамічні зусилля в механізмах і металоконструкціях мостових кранів; визначати методи зниження динамічної навантаженості машин; досліджувати вплив окремих факторів на динаміку розгону і гальмування мостових кранів.

Виконано розрахунок механізму пересування крана, який містить: вибір кінематичної схеми механізму, визначення максимального тиску на ходові колеса і вибір діаметра коліс, визначення повного статичного опору пересуванню крана з вантажем, розрахунок необхідної потужності двигуна і вибір двигуна, визначення передавального відношення і вибір редуктора, розрахунок необхідного гальмівного моменту і вибір гальма, перевірку електродвигуна по пусковому моменту.

Складено рівняння руху системи "привод - металоконструкція - вантаж" з урахуванням нелінійних механічних характеристик асинхронного електроприводу в руховому і гальмівному режимах, розраховано коефіцієнти диференціальних рівнянь руху мостового крана. Досліджено вплив окремих факторів на динаміку пересування кранів. Дано рекомендації щодо зниження динамічних навантажень.

МОСТОВИЙ КРАН, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ, ГАЛЬМУВАННЯ