

УДК 621.873–52

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.07

Мартовицький Л. М., Сочава А. І., Глушко В. І., Шаніна З. М.,

Федерякін І. О.

Національний університет «Запорізька політехніка»

ТРАНСФОРМАЦІЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ КРАНІВ В РОБОТИ

***Анотація.** Комплексно досліджені конструктивні і експлуатаційні передумови трансформації спеціальних вантажопідйомних кранів з жорстким підвісом вантажу в підйомно-транспортні крани-роботи. Проведено позиційно-точностной, структурний, функціонально-вартісний і динамічний аналізи основних приводів спеціальних кранів мостового типу. Результати дослідження дозволили вважати обґрунтованим створення підйомно-транспортних кранів-роботів, а також перекваліфікацію цілого ряду існуючих спеціальних кранів в крани-роботи за умови дооснащення їх системами автоматичного керування.*

Запропонована досить сучасна концепція поєднання в крані-роботі узагальнених переміщень від використовуємих керованих приводів, як транспортних, та переміщень з високою точністю позиціонування за рахунок введення збиткових ступенів рухомостей.

***Ключові слова:** підйомно-транспортний кран-робот, мультидисциплінарний аналіз, точність позиціонування, функціонально-вартісний аналіз, динамічні дослідження, точність позиціонування, збиткові ступені рухомості.*

Скорочення технологічного циклу виробництва, в певній мірі, пов'язано з механізацією і автоматизацією підйомно-транспортних, складальних і складських робіт. При здійсненні комплексної автоматизації виробництва слабким місцем все ще залишаються транспортні і перевантажувальні операції. В сучасних виробництвах одним з ефективних засобів автоматизації є роботизація. Розробка і розвиток підйомно-транспортних промислових роботів (ПТПР) відстає від загального розвитку ПР, вантажопідйомності яких поки обмежені. Поряд з цим існують і успішно виконують функції ПТПР деякі спеціальні технологічні крани, наприклад, крани-штабелювальники, баланс-крани, кліщові, стріперні, мульдозавальні, пратцен-крани, контейнерні перевантажувачі і інші.

Деякі з них, оснащені програмним управлінням, можуть забезпечувати автоматичне захоплення, утримання і перенесення

самих різних об'єктів, а при необхідності і маніпулювання ними. Структурний, динамічний, позиційно-точностний і функціонально-вартісний аналізи маніпуляційних систем таких кранів повинні підтвердити, що принципи їх побудови і технічні характеристики відповідають маніпуляційним системам ПР. Такі крани-маніпулятори мають від 3 до 6 ступенів рухливості і слід комплексно довести, що ці крани можуть бути використані в якості базових для створення важких і надважких ПТПР, що можуть працювати з достатньою та високою точністю позиціонування. Це і є основною метою даної статті.

1 Структурно-точностний аналіз

Існує широкий клас мостових кранів з жорстким підвісом вантажу, які використовуються на більшості підприємств в якості основного обладнання для виконання перевантажувально-транспортних робіт. Вони, по суті, є маніпуляційними системами з числом ступенів рухливості три і більше, які працюють в прямокутній і циліндричній системах координат. Розробка способів і засобів програмованого управління цими кранами дозволить перевести їх в клас промислових роботів і виключити присутність людини в небезпечних зонах.

Для мультидисциплінарного дослідження залучено металургійний кліщовий кран з жорстким підвісом вантажу. Цей кран на комбінаті «Запоріжсталь» завантажує зливки сталі масою $Q = 20$ т в колодязні печі, і переміщує нагріті зливки з колодязів на зливковоз, який подає їх на обтискний стан. Розміщення колодязних печей, нормоване розташування злиwkів в печах, положення платформ з досить точною координацією положення злиwkів, автоматично керований зливковоз - все це створює очевидні передумови та необхідність переведення кліщового крана в категорію крана-робота.

Для проведення позиційно-точностного аналізу складено структурну схему (рис. 1) кліщового крана за принципом розімкнутого кінематичного ланцюга маніпуляційної системи МС ПР.

Всі переміщення точки M захоплювача, які забезпечують приводи ступенів рухомості в реальному кліщовому крані, виконуються з відхиленнями від програмних рухів (з помилками), що впливає на точність позиціонування зливка (т. M) в Декартовій системі координат. На точність позиціонування впливають: помилки відпрацювання узагальнених координат, зазори в сполученнях, знос контактних елементів кінематичних пар, статичні помилки пружних деформацій від вагового впливу, динамічні помилки при перехідних процесах спрацювання приводів.

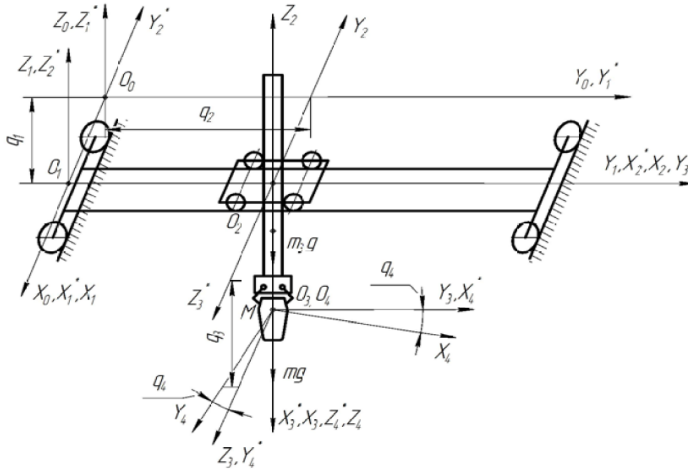


Рисунок 1 – Структурна схема підйомно-транспортного металургійного кліщового крана-робота

На схемі вказано: X_0, Y_0, Z_0 - абсолютна Декартова система координат, перший октант; X_i, Y_i, Z_i - відносна система координат після виконання i -го узагальненого переміщення; X_i^*, Y_i^*, Z_i^* - перехідна система координат; q_1, q_2, q_3, q_4 - узагальнені переміщення ступенів рухомості (рухи приводів крана); m_3g, mg - сили тяжіння, відповідно, третьої ланки МС (колони крана) і вантажу в захоплювачі (зливка в кліщах крана).

З помилок для кліщового крана був зібраний статистичний матеріал в виробничих умовах і взяті нормативні дані. Вагові та жорсткісні данні кожної ланки МС отримані з проектної документації на кран і шляхом розрахунку.

У загальному вигляді для структурної схеми МС складено функцію положення (1) точки M (точка закріплення кернів кліщового крана на зливку).

$$r_M^{(0)} = \left(\begin{aligned} & [X_e(\alpha\varphi - \cos\alpha \cos\varphi) + Y_e(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi)] \sin(q_4 + \Delta q_4) - \\ & [X_e(\alpha \cos\varphi + \varphi \cos\alpha) + Y_e(\cos\alpha \cos\varphi - \alpha\varphi + (\beta + \theta)\cos\varphi)] \sin(q_4 + \Delta q_4) + \\ & [Z_e(1 - (\beta + \theta)\cos\alpha) - X_e\alpha(\beta + \theta)] \sin(q_4 + \Delta q_4) - \\ & - [X_e(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi) + Y_e(\cos\alpha \cos\varphi + \alpha\varphi)] \cos(q_4 + \Delta q_4) + \\ & + [X_e(\alpha\varphi - (\beta + \theta)\cos\varphi - \cos\alpha \cos\varphi) + Y_e(\alpha \cos\varphi + \varphi \cos\alpha)] \cos(q_4 + \Delta q_4) + \\ & - Y_e\alpha(\beta + \theta) + X_e(1 - (\beta + \theta)\cos\alpha) \cos(q_4 + \Delta q_4) - \\ & + Z_e\gamma(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi) + (q_1 + \Delta q_1) \\ & + Z_e \cos\varphi(\gamma \cos\alpha - \beta - \theta) - [(H + q_3 + \Delta q_3)(\beta + \theta) + (q_2 + \Delta q_2)] \cos\varphi, \\ & - Z_e(1 - \gamma(\beta + \theta)\cos\alpha - H - (q_3 + \Delta q_3)) \end{aligned} \right) \quad (1)$$

де $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$ - помилки відпрацювання узагальнених координат, м, рад;

H - максимальна висота підйому зливка, м;

X_e, Y_e, Z_e - координати ексцентриситету центра ваги зливка щодо т.М, м;

φ, α, k - перекося крана, візка, колони, м, рад;

$\beta + \theta$ - помилки (нормативні відхилення) установки підкранових і підвізкових рейок, в тому числі статичні, м, рад.

Шляхом розкладання функції положення (1) в ряд Тейлора і подальшого частинного диференціювання по узагальненим координатам q_i і по помилкам Δq_i отриманий вектор-стовпчик помилок позиціонування т. М для кліщового металургійного крана-робота в загальному вигляді. Після підстановки у вектор-стовпчик фактичних і розрахункових параметрів кліщового крана $Q = 20$ т заводу «Запоріжсталь» отримано такі максимальні значення помилок позиціонування точки захоплення М: $\Delta X = 175$ мм; $\Delta Y = 75$ мм; $\Delta Z = 61$ мм.

Досліджені значення помилок цілком задовольняють допустимій точності позиціонування металургійних злиwkів на всіх фазах роботи з ними в пічному відділенні заводів «Запоріжсталь» і «Дніпрспецсталь» та ін.

2 Функціонально-вартісний аналіз

Так як найбільші помилки позиціонування мають місце по осям поздовжніх переміщень крана і візка, більш глибокому мультидисциплінарному аналізу слід піддати приводи механізмів пересування кранів мостового типу.

Трансформація мостового крана в ПР супроводжується розширенням його функціональних можливостей. ПР повинен забезпечувати кероване позиціонування, виконання керуючої програми, задану точність позиціонування і т.д. Однак, вказані функції характерні, в основному, для стаціонарних ПР, тоді як кран-робот - це об'єкт, який переміщається в горизонтальній площині. Мостовий кран-робот повинен володіти такою важливою споживчою характеристикою, як точність позиціонування, особливо необхідною на операціях навантаження матеріалів в транспортний засіб зі стабільними розмірами, а також при складанні будівельних об'єктів, машин, суден та ін.

Попередньо проведений порівняльний функціонально-структурний аналіз ПР і мостового крана показав, що поряд із загальними функціями, характерними для цих машин, є і суттєві відмінності, зумовлені призначенням головної функції ПР і крана.

Тому формальна перекласифікація мостового крана в кран-робот неможлива, так як зміна функцій при незмінній структурі в технічних системах, як правило, є нереальною. Розвиток мостового крана в кран-робот супроводжується збільшенням числа функцій виправлення керуючої програми. Але такі функції, як: точність позиціонування, рух в потрібному програмному напрямку і швидкість реакції на керуючі команди процесора складають притаманну тільки крану-роботу властивість - керованість. Одночасно механізми крана-робота повинні мати високий рівень надійності і безвідмовності, що забезпечує його функціонування як автоматичного маніпулятора. Отже, споживчі характеристики крана-робота припускають високу конструктивну досконалість всіх його вузлів, які працюють в режимі ПР, і рівень керованості, що відповідає сучасним технологіям.

Найбільш проблемним з точки зору забезпечення прецизійної точності позиціонування кран-робота, як видно з дослідження, є поздовжнє переміщення крана.

Для обґрунтування можливості трансформації мостового крана в кран-робот проведено мультидисциплінарний аналіз декількох конструктивних схем механізмів пересування крана (рис. 2). Повнота представництва функції має місце в механізмі пересування з центральним приводом для мостового крана вантажопідйомністю $Q = 20$ т, прольотом $L = 28,5$ м (рис. 2 схема 1). Зазначена схема прийнята в якості базової для функціонального аналізу. Вибір об'єкта аналізу обумовлений його значимістю з точки зору забезпечення керованості крана-робота, так як конструкція механізму пересування визначає його динамічні характеристики, від яких залежить виконання керуючої програми і точність позиціонування. Керованість крана-робота, в свою чергу, виступає одним з основних факторів, що впливають на добову продуктивність крана в автоматичному режимі. Інші технічні властивості розглянутих схем механізму пересування адекватні.

Складність завдання трансформації мостового крана в кран-робот потребує доповнення функціонально-структурного аналізу механізму пересування розрахунком його функціональної організованості та кількісних оцінок його динамічних характеристик, а також визначенням точності позиціонування.

На інформаційному етапі дослідження механізму пересування розроблено структурно-вартісну схему (табл. 1) і функціонально-структурну матрицю механізму (табл. 2).

Характеристики структурно-вартісної схеми вказують на значне розходження в кількісних оцінках за первісною вартістю і поточними витратами на ремонт. Розглянута модель механізму пересування виступає відправним моментом для встановлення і формулювання функції механізму пересування з центральним приводом і вузлів що входять в нього (табл. 2).

Визначені і систематизовані функції спільно з конструктивними елементами оцінюються за значимістю в забезпеченні працездатності механізму пересування крана. Крім того, функціональну матрицю необхідно доповнити новими функціями, властивими крану-роботу: виконання керуючої програми, позиціонування із заданою точністю, швидкодія.

Зіставлення структурно-вартісної моделі (табл. 1) з функціонально-структурною матрицею (табл. 2) механізму пересування дозволило встановити витрати на здійснення функцій і виявити джерела витрат. Згідно табл. 2 функції F7, F8 і F12 можуть бути повністю виключені, а разом з ними і такі конструктивні вузли, як трансмісійний вал і муфти.

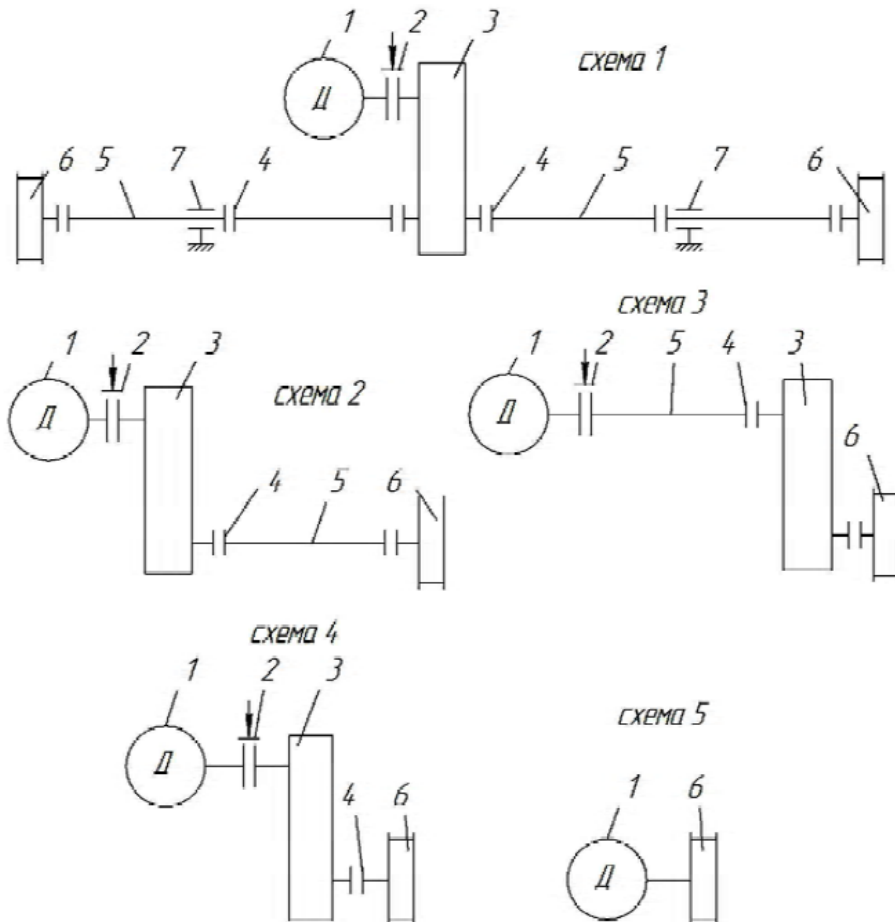


Рисунок 2 – Конструктивні схеми приводів мостових кранів:
1 - двигун; 2 - гальмо; 3 - редуктор; 4 - муфта; 5 - трансмісійний вал;
6 - ходове колесо; 7 - проміжна опора

Таблиця 1 - Структурно-вартісна схема механізму пересування з центральним приводом

Питома вага вузла, %	Електродрвигун	Редуктор	Гальмо	Трансмiсiйний вал	Муфти	Ходові колеса
У вартості механізму	17	26	8	9	15	25
В експлуатаційних витратах	10	15	12	13	23	27

Економію витрат в умовних одиницях можна розрахувати за формулою

$$C = \mathcal{E}_{TB} + \mathcal{E}_M + \mathcal{E}_p - \mathcal{E}_y, \quad (2)$$

де C - економія витрат на виробництво, експлуатацію та модернізацію механізму пересування (вартість функцій F_7, F_8, F_{12} і F_6, F_9, F_{10});

\mathcal{E}_{TB} - вартість трансмісійного вала;

\mathcal{E}_M - вартість муфти;

\mathcal{E}_p - витрати на ремонт валів і муфт;

\mathcal{E}_y - вартість пристрою мікропроцесорного керування приводом.

Остаточна вартісна оцінка механізму пересування може бути виконана обиранням кращого варіанта конструкції механізму пересування крана-робота.

Технічне здійснення функцій крана-робота в морфологічній матриці розглянуто в чотирьох можливих варіантах конструктивних рішень приводу механізму пересування (рис. 2) в сукупності з базовим.

Передача крутного моменту з редуктора 3 на колесо 6 здійснюється через трансмісійний вал 5 і муфти 4 (рис. 2, схема 1 і 2). Крім того, на схемі 1 для підтримки трансмісійних валів використовуються проміжні опори 7. Ця схема з центральним приводом. У схемі 2 редуктор передає обертання на одне приводне колесо 6 через муфту 4 і вал 5.

На схемах 3 і 4 обертання від редуктора 3 передається через муфту 4 на колесо 6 без трансмісійних валів. Варіанти 2, 3, 4 і 5 є схемами з розподільними приводами.

Таблиця 2 - Склад функцій механізму пересування та їх носії

Види функцій		Індекс	Найменування функції	Носій функцій
Головна		F_0	Переміщення крана	Механізм пересування крана
Основні (робочі)		F_1	Рух крана	Ходове колесо Електродвигун
		F_2	Створення крутного моменту	
		F_3	Гальмування крана	Гальмо Ходове колесо
		F_4	Опорна	
Допоміжні	Забезпечуючі	F_5	Передача крутного моменту	Трансмісійний вал Редуктор
		F_6	Зниження частоти обертання	
	Сполучні	F_7	З'єднання двигуна і редуктора	Муфта Муфти та трансмісійний вал
		F_8	З'єднання редуктора і ходового колеса	
	Фіксуючі	F_9	Фіксація співвісності вихідного вала і редуктора	Муфта Муфти та трансмісійний вал
		F_{10}	Фіксація співвісності валів редуктора і ходового колеса	
		F_{11}	Співвісність вала двигуна і трансмісійного вала	Редуктор Майданчик (ліжко)
		F_{12}	Закріплення механізму пересування на головній балці	

Схема 5 має двигун 1 з вбудованим гальмом 2. Крутний момент передається відразу на приводне колесо 6 без передавальних елементів. Дана схема є безтрансмісійним приводом і може мати модульне виконання.

Мультидисциплінарну оцінку раціонального варіанту привода механізму пересування крана-робота виконано в два етапи: дослідження конструктивної (організаційної) досконалості, а потім були розраховані динамічні характеристики всіх п'яти варіантів морфологічної матриці.

В результаті системного дослідження функціонально-структурної моделі механізму пересування отримано кількісні оцінки конструкцій, які дозволяють більш достовірно оцінити їх технічні характеристики на відповідність новим функціям, що складають властивість крана-робота - керованість.

Рівень функціональної організованості конструкції механізму пересування для крана-робота визначається за допомогою сукупності коефіцієнтів рівня функціональної організації I ; коефіцієнта організованості системи $K_{орг}$; коефіцієнта функціонального втілення $K_{фв}$ і коефіцієнта функціонального розмаїття $K_{фр}$. Числові величини коефіцієнтів (табл. 3) відображають ступінь технічної досконалості досліджуваних конструкцій морфологічної матриці по відношенню до базової.

Параметр I характеризує ступінь інформаційної доцільності технічної системи, коефіцієнт $K_{орг}$ показує рівень функціонального навантаження, $K_{фр}$ відображає актуалізацію функцій (питома вага основних функцій), $K_{фв}$ вимірює ступінь зосередження основних функцій.

Динаміка параметрів функціональної організації структурних схем приводів зменшується, тим самим, характеризуючи зростаючий рівень впорядкованості системи. Вона супроводжується підвищенням конструктивної досконалості механізму пересування, так як виконання необхідних функцій забезпечується меншою кількістю деталей.

Чисельні параметри конструкції були доповнені парним кореляційним аналізом їх динаміки від числа допоміжних функцій у вузлі.

Отримані характеристики організованості розглянутих схем доводять, що найбільш досконалою конструкцією механізму пересування для крана-робота є схема 5 (рис. 2).

Таблиця 3 - Оцінка організованості конструкцій механізму пересування для крана-робота

Показник	Номер схеми (рис. 2)				
	1	2	3	4	5
Число елементів в системі	17	16	16	10	4
I	4,08	4,0	4,0	3,32	2,0
$K_{орг}$	0,24	0,25	0,25	0,33	0,5
$K_{фр}$	0,051	0,052	0,052	0,09	0,33
$K_{фв}$	0,065	0,055	0,055	0,1	0,5

3 Динамічний аналіз

Для найбільш повного задоволення споживчих функцій керуваності і точності позиціонування система кран-робот повинна мати виконавчі органи, особливо виконавчі приводи, з хорошими динамічними властивостями.

Динамічні властивості без урахування демпфування різних схем приводів кранів можуть бути оцінені по динамічним похибкам і коефіцієнтам динамічності в елементах приводів під час перехідних і сталих режимів роботи [3]. Динамічний аналіз зручно проводити на ланцюгових багатомасних моделях приводів (рис. 3).

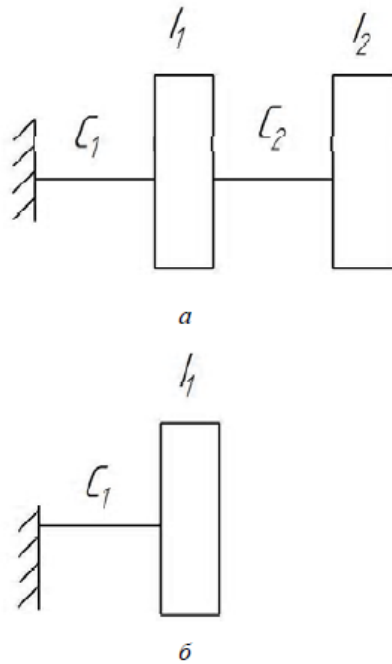


Рисунок 3 – Ланцюгові моделі приводів:
а - двомасна модель; б - одномасна модель

Перші три схеми приводів (рис. 2) механізмів пересування мостових кранів представлені у вигляді двомасної (рис. 3, а), а інші дві - у вигляді одномасної ланцюгової системи з защемленим кінцем. На моделях через C_1, C_2 позначені наведені до валу двигуна жорсткості елементів приводу, а через I_1, I_2 - наведені до цього ж валу моменти інерції мас приводу і крана.

Власні частоти і форми мас ланцюгових систем визначаються шляхом вирішення диференційного рівняння вільних коливань

$$I\ddot{\varphi} + C\bar{\varphi} = 0, \quad (3)$$

де I - діагональна матриця моментів інерції мас;

C - стрічкова матриця жорсткостей ланцюгової системи.

Після підстановки рішення в рівняння (3) і спрощення отримано вираз

$$(C - Ik_m^2)\bar{h}_m = 0, \quad (4)$$

де k_m - власні частоти коливань мас;

\bar{h}_m - амплітуди коливань мас (власні форми).

Власні частоти k_m визначаються з частотного визначника

$$C - Ik_m^2 = 0. \quad (5)$$

Підставляючи частоти k_m в рівняння (4), можна визначити власні форми \bar{h}_m .

Власні частоти і форми коливань мас ланцюгових систем необхідні для визначення динамічних похибок, тобто відхилень від програмних рухів, що визначаються за рівнянням

$$\psi_s = -\sum_{m=1}^n k_m \rho_s^m A_m, \quad (6)$$

де ρ_s^m - коефіцієнт посилення;

A_m - амплітуди коливань мас.

Коефіцієнт посилення дорівнює

$$\rho_s^m = \frac{h_{ms} c}{k_m^4 \sum_{l=1}^n I_l h_{ml}^2}. \quad (7)$$

Амплітуду коливань можна визначити за допомогою інтеграла Д'амеля

$$A_m = \int_0^t \sin k_m (t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau, \quad (8)$$

де $\varepsilon(\tau)$ - програмне прискорення ротора двигуна виконавчого приводу;

τ - період коливальної системи.

Таблиця 4 - Результати динамічного аналізу приводів

Схема приво- ду	Наведені				Влас- ні часто- ти k_m , c^{-1}	Помилки φ , 1×10		Коефіцієнт динамічності k_o	
	Жорсткіст- ь, рад $\times 10^4$		Момент інерції, кгм			Мас а I_1	Мас а I_2	з зазорам и	без зазори в
	01	02	I_1	I_2					
1	1,04	0,14	0,03	22,89	31	0,017	0,141	2,4	1,8
2	0,69	0,25	0,014	11,49	14	2,83	9,62	2,4	1,66
3	5,46	0,6	0,024	11,49	22	0,48	4,8	2,2	1,6
4	0,6	-	11,49	-	23	-	4,46	2,56	1,65
5	512,3	-	11,49	-	103	-	0,023	2,8	1,63

В якості ілюстрації для всіх п'яти схем прийнятий прямокутний закон розгону ротора двигуна. Динамічний аналіз (табл. 4) показує, що найбільші похибки мають приводи з проміжними трансмісійними елементами, тобто схеми 1, 2, 3 (рис. 2). Схеми безтрансмісійні 4 і 5 (рис. 2) дають малі відхилення від програмного руху виконавчого двигуна. Приводне колесо (рис. 2, схема 5) відпрацьовує програмні рухи найбільш точно і з високою власною частотою, що сприяє якнайшвидшому загасанню збурень. У зв'язку з цим слід вважати мотор-колесо найбільш підходящим приводом для програмного автоматичного керування пересуванням мостових кранів, як найбільш точно виконуючим програмний закон руху.

Елементи таких приводів мають дещо більшу динамічну напруженість під час перехідних режимів роботи, що визначалося за допомогою коефіцієнтів динамічності після чисельного рішення диференціальних рівнянь коливань двомасних моделей. Наявність зазорів в елементах приводу збільшує динамічну напруженість і неточність виконання руху. Скорочення числа проміжних елементів в передачі приводу послаблює вплив неточності виготовлення і збирання приводу на точність позиціонування крана-робота.

Для досягнення найбільшої динамічної точності та мінімальної динамічної напруженості безтрансмісійний привід вимагає високої точності виготовлення і збирання, а також вибору найбільш прийняттого закону прискорення і гальмування високомоментних двигунів.

Параметри такого приводу механізму пересування, отримані в динамічному аналізі, дозволяють встановити наявність у нього найважливішої якості - керованості, що відповідає умовам поставленого завдання.

З огляду на нагальну потребу в кранах-роботах великої вантажопідйомності з підвищеною точністю позиціонування вантажів, що особливо важко досягти в горизонтальній площині, наприклад, при

монтажі турбін, великоблочне збирання суден, завантаження паливними елементами атомних реакторів та інших відповідальних машин, пропонується поєднати транспортні взаємоперпендикулярні пласко-горизонтальні переміщення з не найвищою точністю позиціонування з прецизійним високоточним позиціонуванням точки захоплення вантажу, тобто використати збиткові, керовані з високою точністю, ступені рухомості.

Пропонується реконструювати, наприклад, вище рекомендований кран з безтрансмісійним модульним приводом переміщень з частотним керуванням за рахунок дооснащення візком з ексцентричними сполученими поворотними платформами, на яких укріплено захватний пристрій, захоплювач або кліщі (рис.4).

При надходженні сигналів на обробку ексцентрикові платформи 2, 3, 4 отримують обертальні рухи від приводів 8-9; 10-11; 12-13. Платформи обертаються відносно основи та один щодо одного. Так як платформи 2 і 3 мають ексцентриситети e_1 і e_2 , а захоплювач прикріплений до платформи 4 з ексцентриситетом e_3 , то взаємне обертання платформ призводить до переміщення захоплювача по площині, тобто відбувається його позиціонування в площині.

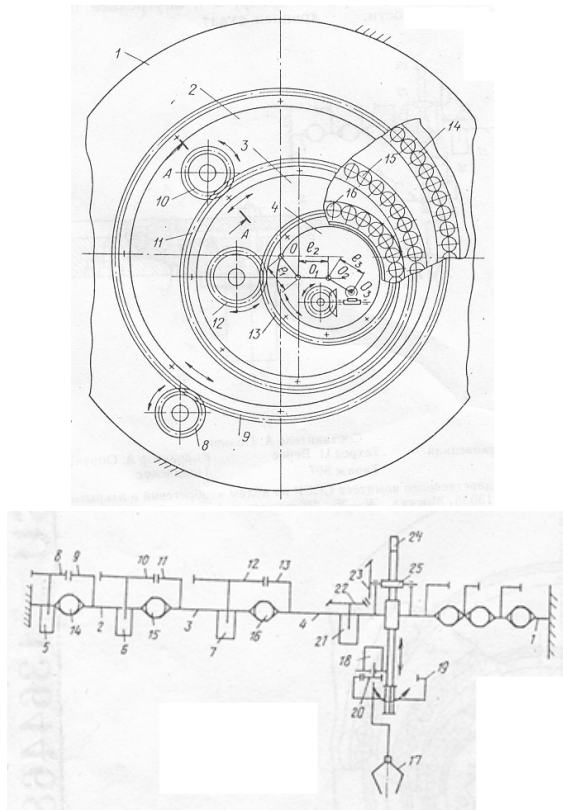


Рисунок 4 – Обертальні збиткові ступені рухомості захоплювача крана-робота

При цьому кран переходить з ПТПР, що працює в декартовій системі, в клас ПТПР з циліндричною системою координат. Точність позиціонування ексцентричних платформ істотно вище і для платформ з однаковим ексцентриситетом e визначається за формулою

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= e[-2 \sin \delta_1 (2n_1 + 1) \cdot \sin \delta_1 - 2 \sin \delta_2 (2n_2 + 1) \cdot \sin \delta_2] \\ \Delta y &= e[2 \sin \delta_1 \cdot \cos \delta_1 (2n_1 + 1) + 2 \sin \delta_2 \cdot \cos \delta_2 (2n_2 + 1)] \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $\Delta x, \Delta y$ - покоординатні похибки пласко-лінійних переміщень, м;
 e - ексцентриситет обертальних платформ, м;
 δ_1, δ_2 - кутові дискрети обертання платформ, рад;
 n_1, n_2 - кількість відпрацьованих дискрет обертання платформ.

Так як довжина функціональних ланок кожної платформи (ексцентриситет) істотно менше радіуса платформи, така комбінація дозволяє поєднати в кранах досить відпрацьовану, хоча і сучасну, механіку декартових переміщень з ангулярним обертанням ексцентричних платформ, яке завжди істотно точніше і не має "мертвих зон" обслуговування, які мають місце у всіх МС з циліндричною системою координат.

Точність позиціонування ПТПР залежить від дискретності і точності виконання керуючих сигналів при відпрацьованні приводами узагальнених переміщень. У вантажопідйомних кранів проблемним є забезпечення точності горизонтальних переміщень захоплюючих пристроїв з вантажем.

Застосування функціональних ланок у вигляді ексцентричних повноповоротних платформ дозволяє підвищити технологічні можливості і точність маніпулятора за рахунок отримання повної робочої зони і за рахунок зменшення дискрет і помилок позиціонування захоплювача. Крім того, поєднання ланок з круговими рухомими опорами забезпечує більшу статичну і динамічну жорсткість на захоплювачі, що додатково збільшує точність його позиціонування.

Висновки Розрахункові величини характеристик механізму пересування мостових кранів показують, що найбільша конструктивна досконалість притаманна безтрансмійному модульному приводу. Він дозволяє забезпечити переклад мостового крана в керований автоматичний режим роботи крана-робота. Крім того, підвищується ремонтпридатність механізму пересування і одночасно зменшується його металоємність. Актуальність отриманих висновків посилюється прагненням провідних світових кранових фірм застосовувати безредукторні приводи з частотним і іншим регулюванням.

Трансформацію вантажопідйомних кранів мостового типу з жорстким підвісом вантажу в підйомно-транспортні промислові роботи (ПТПР) можливо здійснити шляхом використання модульних

приводів з частотним керуванням. Для досягнення високої точності позиціювання захоплювача з вантажем в горизонтально-площинному напрямку доцільно додати збиткові ангулярні узагальнені переміщення захоплювача, наприклад, у вигляді ексцентричних взаємоспряжених рухомих платформ.

Список використаної літератури

1. Моисеева Н. К. Выбор технических решений при создании новых моделей / Моисеева Н. К. – М. : Машиностроение, 1980. – 181 с.
2. Моисеева Н. К. Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа / Моисеева Н. К., Карпунин М. Г. – М. : Высш. шк., 1988. – С. 10–15.
3. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / Вейц В. Л., Коловский М. З., Кочура А. В. – М. : Наука, 1984. – 352 с.
4. Козлов В. В. Динамика управления роботами / [Козлов В. В., Макарычев В. П., Тимофеев А. З., Юревич Е. И.]. – М. : Наука, 1984. – 336 с.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / Казак С. А. – М. : Машиностроение, 1968. – 332 с.
6. А.с. 1364468 СССР, В 25 J 11/00. Манипулятор / Л.М. Мартовицкий, Аль Зейр Фарид Махмуд (СССР). - №4106383/31-08; заявл. 09.06.86; опубл. 07.01.88, Бюл. № 1.

TRANSFORMATION OF LIFTING AND CRANE CRANES IN WORK

Martovytskyi L. M., Sochava A. I., Glushko V. I., Shanina Z. M.,
Federyakin I. O.

The constructive and operational preconditions of transformation of special load-lifting cranes with a rigid suspension of cargo into hoisting-and-transport cranes-works are comprehensively investigated. Position-accuracy, structural, functional-cost and dynamic analyzes of the main drives of special bridge-type cranes are carried out. The results of the study allowed us to consider justified the creation of cranes-robots, as well as the retraining of a number of existing special cranes in cranes-robots, provided that they are equipped with automatic control systems.

The rather modern concept of combination in the crane-work of the generalized movements from the used controlled drives, as transport, and movements with high accuracy of positioning at the expense of introduction of unprofitable degrees of mobility is offered.

Key words: crane-robot, multidisciplinary analysis, positioning accuracy, functional-cost analysis, dynamic researches, positioning accuracy, unprofitable degrees of mobility.