

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**



**НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І РОЗРОБКА МЕТОДІВ  
ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА РЕЖИМНО-  
ПАРАМЕТРИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ СУЧАСНИХ  
ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН**

**Науково-методичні рекомендації для підприємств України з  
проектування та виробництва вантажопідйомної техніки**

**Київ – 2021**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І РОЗРОБКА МЕТОДІВ  
ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА РЕЖИМНО-  
ПАРАМЕТРИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ СУЧАСНИХ  
ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН**

**Науково-методичні рекомендації для підприємств України з  
проектування та виробництва вантажопідйомної техніки**

**Київ – 2021**

УДК 621.86

Рекомендації розроблено на основі результатів виконання науково-дослідної роботи „Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин” (номер державної реєстрації 0119U100848) і схвалено на засіданні наукової ради факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України, протокол №1 від 25 жовтня 2021 р.

**Автори розробки:**

Ловейкін В.С., д.т.н., проф.;  
Ромасевич Ю.О., д.т.н., проф.;  
Пилипенко А.П., к.т.н., доц.;  
Сподоба О.О., Ph.D.;  
Кадикало І.О., к.т.н.

**Рецензенти:**

Чаусов М.Г., д.т.н., проф.;  
Гайдайчук В.В., д.т.н., проф.;  
Киричок П.О., д.т.н., проф.

Ловейкін В.С. Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин. Київ.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2021. – 68 с.

**ISBN**

Наведено вказівки щодо розробки систем керування рухом механізмів сучасних вантажопідйомних машин та вдосконалення їхніх окремих елементів.

Для отримання рекомендацій та за додатковою інформацією звертатися на кафедру конструювання машин і обладнання НУБіП України  
03041, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12 в  
тел. (044) 527-87-34  
lovvs@ukr.net

© Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,  
Пилипенко А.П., Сподоба О.О.,  
Кадикало І.О., 2021  
© НУБіП України, 2021

## **1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ**

Науково-методичні рекомендації регламентують нові підходи до проектування елементів механізмів сучасних вантажопідійомних машин та систем керування їх рухом. Загальною рисою такого підходу є побудова математичних моделей руху механізмів, вибору критеріїв оптимізації їх функціонування та пошуку таких параметрів механізмів, а також законів керування їх рухом, які забезпечують мінімум критерію, що включає небажані характеристики роботи механізму.

Математичні моделі руху механізмів, що розроблені авторами у рамках ілюстрації методики, відображали механічні, електричні та гідравлічні процеси, що мають місце у елементах вантажопідійомної техніки. У постановках задач критерії оптимізації можуть бути як лінійними так і нелінійними. У розробленій методиці застосовано як аналітичні (варіаційне числення) так і наближені (модифікація метод рою часточок) методи оптимізації.

Крім того науково-методичні рекомендації включають окремі положення щодо конструктивних вдосконалень елементів механізмів сучасних вантажопідійомних машин.

## **2. ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ**

Науково-дослідні рекомендації можуть бути використані у виробничих і науково-дослідних установах та підприємствах, які спеціалізуються на розробці елементів механізмів сучасних вантажопідійомних машин та систем керування їх рухом у галузях будівництва, машинобудування, сільського господарства, житлово-комунального господарства, транспорту тощо.

## **3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА**

### **3.1. Принципи побудови та розробка динамічної моделі механізму повороту стрілового крана**

Відомо, що при обертанні стріли та переміщенні вантажу в елементах привода механізму повороту, а також в несучій конструкції крана мають місце небажані процеси, які приводять до виникнення динамічних навантажень. Проблема мінімізації динамічних навантажень у приводі та

металоконструкції зумовлена зростанням швидкостей робочих рухів і є досить актуальною на даний час. Суть цієї проблеми полягає в зменшенні впливів, які заважають ефективній роботі (експлуатації), зумовлених динамічними перевантаженнями конструкції або її руйнуванням від «втоми» матеріалу. Розгойдування вантажу при повороті крана також сприяє підвищенню динамічних навантажень, які діють на елементи крана. При цьому продуктивність крана зменшується та підвищується ймовірність виникнення аварійних ситуацій. Тому актуальною є задача вивчення динамічних процесів, які мають місце під час повороту стрілового крана.

З позиції динамічного розрахунку стріловий кран являє собою єдину динамічну систему, що складається з механізмів, несучих металоконструкцій та приводів. Урахувати все різноманіття взаємодіючих елементів крана в динамічному розрахунку досить складно, а в багатьох випадках у цьому немає необхідності, оскільки не всі фактори однаково впливають на формування динамічних навантажень. При переході від реальної машини до її розрахункової динамічної схеми нехтують тими фізичними факторами, які для даного розрахунку мають не суттєве значення. У кожному конкретному випадку динамічного розрахунку одні фізичні фактори є головними (визначальними), а інші другорядними. Розрахункова динамічна схема, тобто модель реальної системи, повинна задовольняти двом головним вимогам: 1) вона повинна бути в достатній мірі адекватною реальній системі й, наскільки це можливо, відображати основні фізичні властивості досліджуваної системи механізму повороту; 2) вона повинна бути не дуже складною, щоб рішення динамічного завдання виявилось не занадто трудомістким [1]. Критерієм достовірності прийнятої розрахункової схеми механізму повороту стрілового крану є відповідність результатів, отриманих теоретичним і експериментальним шляхами.

За допомогою побудованої динамічної моделі можна створити математичну модель, яка дасть можливість визначити динамічні навантаження в елементах з інерційними пружними валами між двигуном і пружною муфтою, гальмівним шківом, колесами тощо. Одночасне визначення цих навантажень в рамках однієї математичної моделі приводить до значного ускладнення останньої.

Було розглянуто низку марок кранів та їх виробників, з яких для дослідження було обрано стріловий кран QTZ-80 китайського виробництва, загальний вигляд якого зображено на рис. 3.1.

Для динамічного аналізу механізму повороту стрілового крана обґрунтовано тримасову динамічну модель (рис. 3.2) [2, 3]. В цій моделі

вважається, що всі елементи крана є абсолютно тверді тіла, крім елементів передавального механізму приводу та гнучкого підвісу вантажу.



Рис. 3.1. Загальний вигляд крана QTZ-80

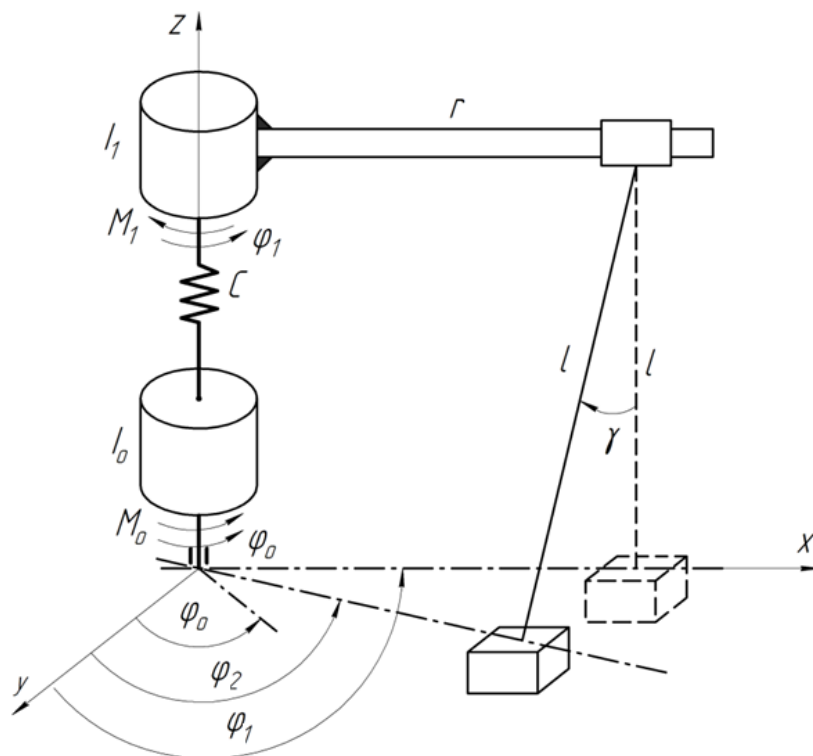


Рис. 3.2. Динамічна модель механізму повороту крана

В моделі, яка представлена на рис. 3.2, прийняті наступні позначення:  $I_0$  – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту крана;  $I_1$  – момент інерції башти та стріли, зведений до осі повороту крана;  $M_0$  –

рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана;  $M_1$  – момент сил статичного опору, зведений до осі повороту крана;  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $r$  – виліт вантажу;  $C$  – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведений до осі повороту крана. За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі поворота крана момента інерції елементів приводу  $\varphi_0$ , поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання  $\varphi_1$  та вантажу  $\varphi_2$ .

### 3.2. Побудова математичної моделі механізму повороту стрілового крана

На основі отриманої динамічної моделі формальними методами може бути побудована математична модель будь-якої механічної системи. Математичні моделі механічних систем становлять, як правило, диференціальні рівняння руху або взаємодії окремих елементів. Для отримання диференціального рівнянь руху механічної системи при відомій динамічній моделі механізму повороту можуть бути використані різні методи: принцип д'Аламбера; принцип можливих переміщень; рівняння Лагранжа другого роду тощо. На основі обраної динамічної моделі (рис. 3.2) за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду побудовано математичну модель, яка являє собою систему трьох диференціальних рівнянь другого порядку [2]:

$$\begin{cases} I_0\ddot{\varphi} = M_0 - C(\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1\ddot{\varphi}_1 = C(\varphi_0 - \varphi_1) - mr^2 g(\varphi_1 - \varphi_2)/l - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = g(\varphi_1 - \varphi_2)/l, \end{cases} \quad (3.1)$$

де  $m$  – маса вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння. В системі рівнянь (3.1) рушійний момент приводного механізму визначається зі статичної механічної характеристики електродвигуна за допомогою формули Клосса:

$$M_0 = \frac{2M_{кр} \cdot u \cdot \eta}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}}, \quad (3.2)$$

де  $M_{кр}$  – критичний момент на валу електродвигуна;  $u$  – передаточне число приводного механізму;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії приводного механізму;  $s$  та  $s_{кр}$  – відповідно ковзання і критичне ковзання асинхронного електродвигуна, які визначаються залежностями:

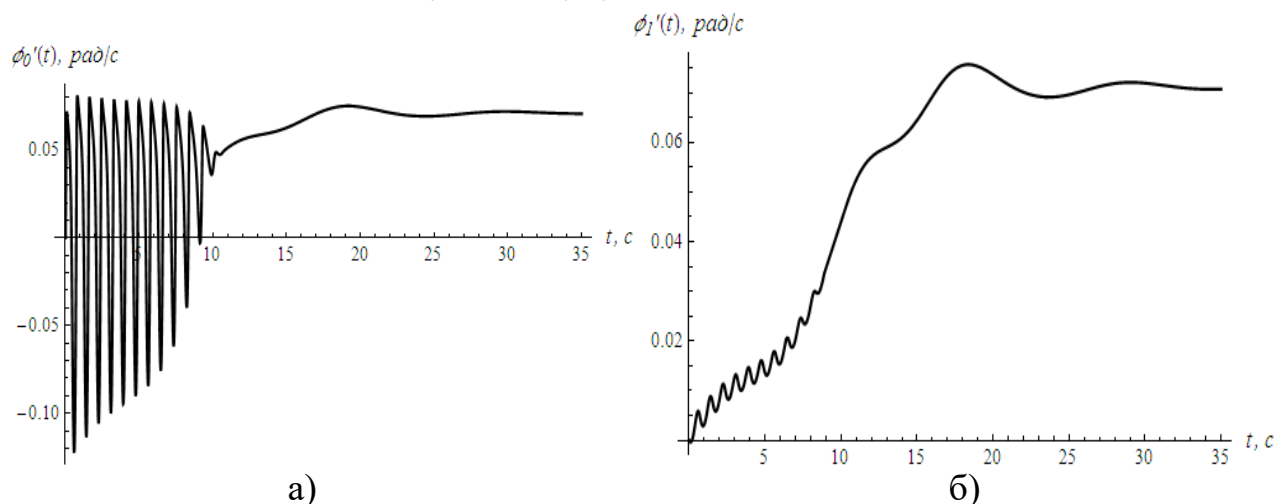
$$s = 1 - \frac{\dot{\varphi}_1 u}{\omega_0}; \quad s_{кр} = s_H \left( \lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (3.3)$$

тут  $s_n$  – номінальне ковзання електродвигуна;  $\omega_n$  та  $\omega_0$  – відповідно номінальна і синхронна кутові швидкості ротора електродвигуна;  $\lambda$  – перевантажувальна здатність електродвигуна;  $M_n$  – номінальний момент на валу електродвигуна. Підставивши залежності (3.2) і (3.3) в систему рівнянь (3.1), отримаємо кінцевий вигляд математичної моделі для дослідження динаміки руху механізму повороту стрілового крана, яка являє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв’язку були використані чисельні методи.

### 3.3. Аналіз отриманих результатів моделювання механізму повороту стрілового крана

Розрахунки побудованої математичної моделі механізму повороту стрілового крана (3.1) представлені у вигляді графічних залежностей (рис. 3.2-3.5) [2, 4]. Останні побудовані за наступними параметрами механізму повороту стрілового крана:  $I_0=71626,115$  кгм<sup>2</sup>,  $I_1=4920738,85$  кгм<sup>2</sup>,  $l=30$  м;  $r=40$  м;  $C=662669,045$  Нм/рад;  $m=2000$  кг;  $M_{кр}=85$  Нм;  $M_n=36,8$  Нм;  $u=1355,2$ ;  $\eta=0,86$ ;  $\omega_0=104,67$  рад/с;  $\omega_n=95,04$  рад/с;  $\lambda=2,8$ .

Графіки функції кутової швидкості (рис. 3.3) показують, що система виходить на усталений рух починаючи з 25 с, а початок руху характеризується значними коливальними процесами кутової швидкості приводу механізму повороту. Поворотна башта плавніше збільшує швидкість, однак коливні процеси присутні і тут. Вантаж також збільшує швидкість досить плавно. Графіки кутового прискорення (рис. 3.4), характеруються значними коливними процесами на початку руху, котрі в момент зародження у 2 рази перевищують усталені значення, які в приводі стабілізуються починаючи з 12 с, а прискорення поворотної частини стабілізується лише на 25 с. Вантаж виконує коливання з відносно незначною частотою, однак, має значну амплітуду коливань, яка з часом загасає.





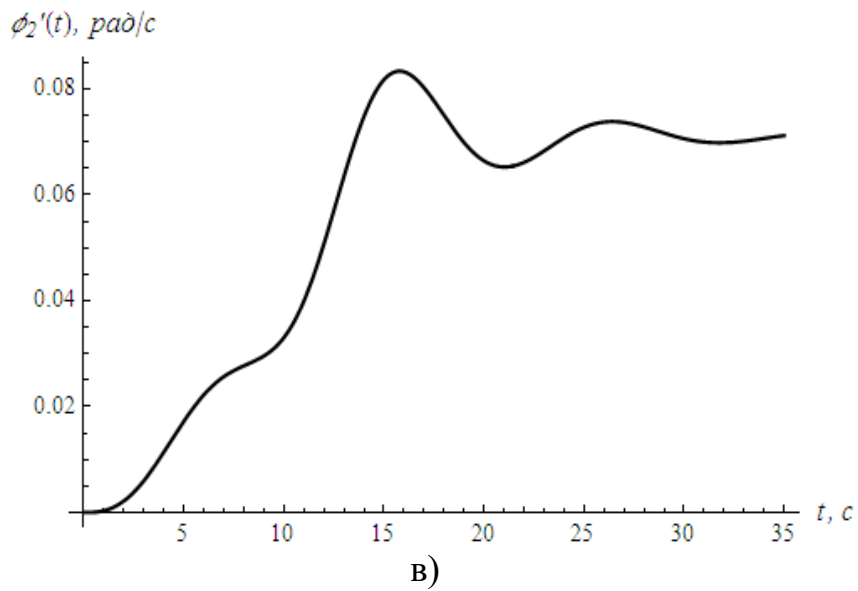


Рис. 3.3. Графіки зміни кутової швидкості: а) приводу; б) поворотної башти; в) вантажу

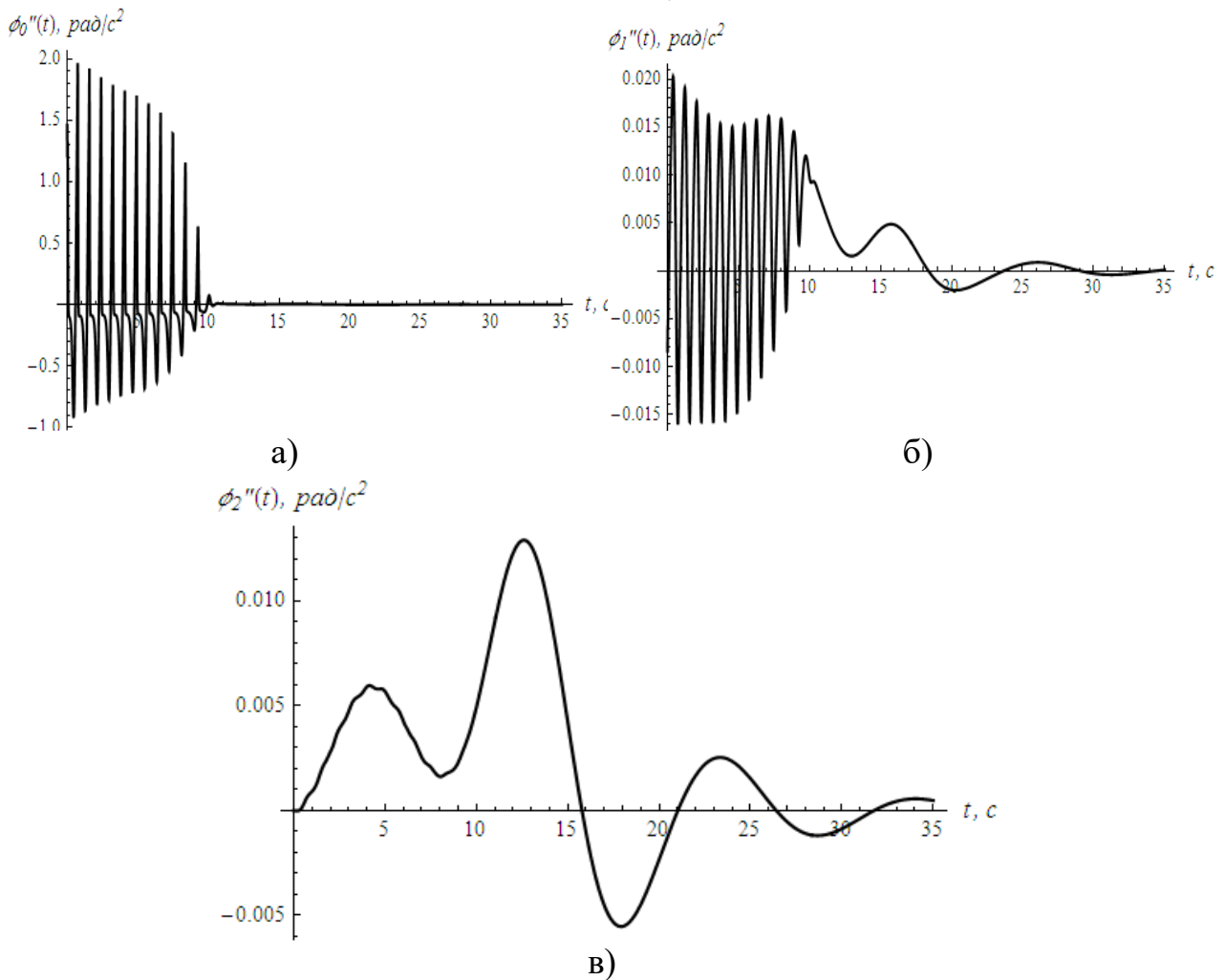


Рис. 3.4. Графіки зміни кутового прискорення: а) приводу; б) поворотної башти; в) вантажу

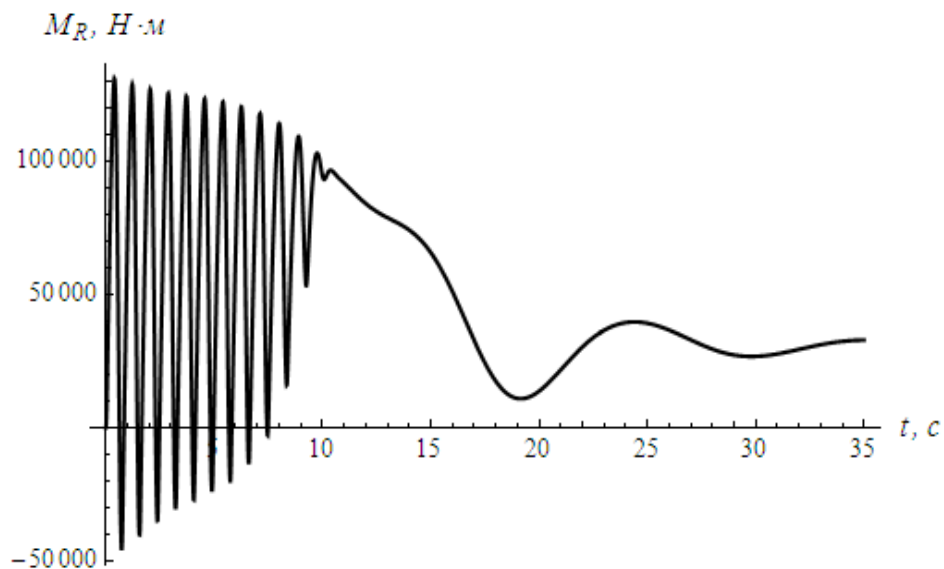


Рис. 3.5. Графік зміни пружного моменту в приводі

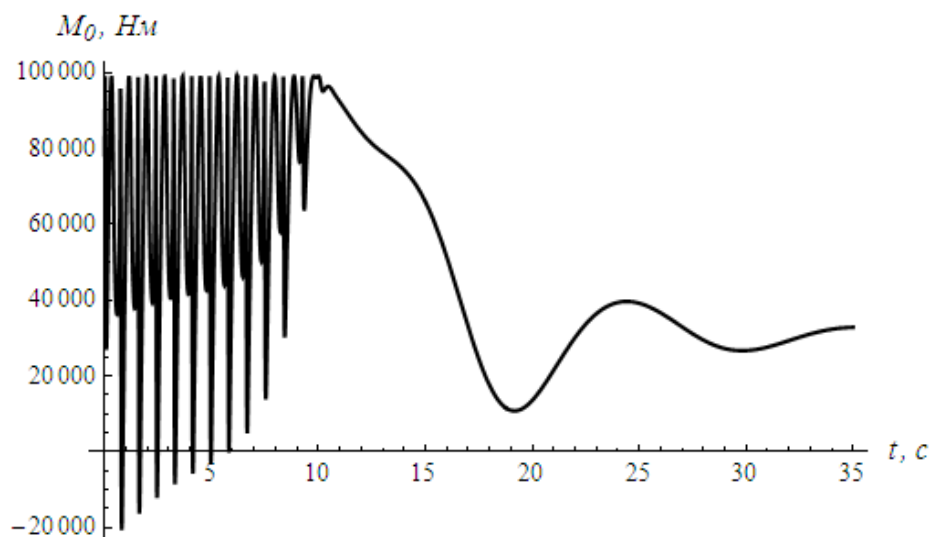


Рис. 3.6. Графік зміни рушійного моменту приводу

Аналізуючи графічну залежність зміни динамічного зусилля в пружному елементі (рис. 3.5), видно, що значні динамічні навантаження зростають на початку руху системи. Коливні процеси в пружному елементі досягають свого пікового значення (приблизно 130 кНм) і протягом 10 с незначно зменшуються. Потім протягом наступних 10 с момент плавно зменшує своє значення і наближається до номінального, яке становить 30 кНм. Отже динамічні зусилля в пружному елементі в 4,3 рази перевищують номінальні навантаження.

Рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана (рис. 3.6), має схожий характер зміни з моментом, що описує динамічне зусилля в пружному елементі (рис. 3.5).

## 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

### 4.1. Визначення оптимальних режимів руху механізму повороту стрілового крана у аналітичній формі

Для ілюстрації методики визначення закону оптимального руху механізму повороту баштового крана використаємо тримасову динамічну модель механізму повороту крана (рис. 3.2) [2]. Відповідна їй математична модель описується рівняннями (3.1). Тоді пружний момент в приводному механізмі виражається залежностями:

$$M_{o1} = C \cdot (\varphi_o - \varphi_1) = I_1 \ddot{\varphi}_1 + mr^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_1$$

або

$$M_{o1} = I_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \ddot{\varphi}_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_1. \quad (4.1)$$

Знайдемо швидкість зміни пружного моменту в приводному механізмі:

$$\dot{M}_{o1} = I_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2. \quad (4.2)$$

За критерій оптимізації процесу пуску механізму повороту баштового крана прийнято середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в приводі, оскільки саме цей показник в значній мірі визначає динамічні навантаження [5]:

$$\dot{M}_{o1ck} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{M}_{o1}^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min; \quad (4.3)$$

Прийmemo позначення:

$$f = \dot{M}_{o1}^2 = \left[ I_1 \frac{l}{g} \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 \right]^2. \quad (4.4)$$

Умова мінімуму критерію (4.3) з урахуванням виразу (4.4) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\sum_{i=3}^5 (-1)^i \frac{d^i}{dt^i} \frac{df}{d\varphi_2} = 0; \quad (4.5)$$

$$\frac{df}{d\ddot{\varphi}_2} = 2 \cdot \left[ I_1 \frac{l}{g} \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 \right] \cdot (I_1 + mr^2);$$

$$\frac{df}{d\varphi_2} = 0;$$

$$\frac{df}{d\dot{\ddot{\varphi}}_2} = 2 \cdot I_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \left[ I_1 \frac{l}{g} \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \dot{\ddot{\varphi}}_2 \right];$$

$$\begin{aligned} \frac{d^3}{dt^3} \frac{df}{d\ddot{\varphi}_2} &= 2 \cdot \left[ I_1 \frac{l}{g} \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2) \cdot \varphi_2 \right] \cdot (I_1 + mr^2); \\ \frac{d^5}{dt^5} \frac{df}{d\varphi_2} &= 2 \cdot I_1 \frac{l}{g} \cdot \left[ I_1 \frac{l}{g} \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2)^2 \cdot \varphi_2 \right]. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Після підстановки виразів (4.6) в рівняння (4.5) маємо:

$$\left( I_1 \frac{l}{g} \right)^2 \cdot \varphi_2 + 2 \cdot I_1 \frac{l}{g} \cdot (I_1 + mr^2) \cdot \varphi_2 + (I_1 + mr^2)^2 \cdot \varphi_2 = 0. \quad (4.7)$$

Розділимо всі члени рівняння (4.7) на коефіцієнт біля найвищої похідної, в результаті чого отримаємо:

$$\varphi_2 + 2 \cdot k^2 \cdot \varphi_2 + k^4 \cdot \varphi_2 = 0, \quad (4.8)$$

де  $k = \sqrt{\left(1 + \frac{mr^2}{I_1}\right) \frac{g}{l}}$  – частота власних коливань системи. Для розв'язку

диференціального рівняння (4.8) складемо характеристичне рівняння:

$$\begin{aligned} r^{10} + 2 \cdot k^2 \cdot r^8 + k^4 \cdot r^6 &= 0; \\ r^6 \cdot (r^4 + 2 \cdot k^2 \cdot r^2 + k^4) &= 0. \end{aligned} \quad (4.9)$$

З рівняння (4.9) маємо

$$r^6 = 0 \rightarrow r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = 0; \quad (4.10)$$

$$r^4 + 2 \cdot k^2 \cdot r^2 + k^4 = 0. \quad (4.11)$$

З рівняння (4.11) зробимо заміну  $r^2 = p$ . Тоді отримаємо квадратне рівняння

$$p^2 + 2 \cdot k^2 \cdot p + k^4 = 0,$$

розв'язок якого дає

$$p_1 = r_{7,8} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i, \quad (4.12)$$

$$p_2 = r_{9,10} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i. \quad (4.13)$$

Відповідно до розв'язків (4.12), (4.13) характеристичного рівняння (4.9) розв'язок диференціального рівняння (4.8) має вигляд:

$$\varphi_2 = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + C_5 t^4 + C_6 t^5 + (C_7 + C_8 t) \cdot \sin kt + (C_9 + C_{10} t) \cdot \cos kt, \quad (4.14)$$

де  $C_1, C_2, \dots, C_{10}$  – постійні, які визначаються з крайових умов руху. Для процесу пуску ці умови мають вигляд:

$$\begin{cases} t = 0: \varphi_2 = \varphi_1 = 0; \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 = 0; \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1; \\ t = t_1: \varphi_2 = \varphi_1 = \omega_y t_1 / 2; \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 = \omega_y; \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1. \end{cases} \quad (4.15)$$

Виразимо крайові умови (4.15) через координату  $\varphi_2$  та її похідні за часом:

$$\begin{cases} t=0: \varphi_2=0, \dot{\varphi}_2=0, \ddot{\varphi}_2=0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}_2}=0, \overset{IV}{\varphi_2}=0; \\ t=t_1: \varphi_2=\omega_y t_1/2; \dot{\varphi}_2=\omega_y, \ddot{\varphi}_2=0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}_2}=0, \overset{IV}{\varphi_2}=0. \end{cases} \quad (4.16)$$

Для визначення постійних  $C_1, C_2, \dots, C_{10}$  візьмемо похідні за часом з виразу (4.14) включно до четвертого порядку:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_2 &= C_2 + 2 \cdot C_3 t + 3 \cdot C_4 t^2 + 4 \cdot C_5 t^3 + 5 \cdot C_6 t^4 + (C_8 - C_9 k - C_{10} k t) \cdot \sin kt + (C_{10} + C_7 k + C_8 k t) \cdot \cos kt, \\ \ddot{\varphi}_2 &= 2 \cdot C_3 + 6 \cdot C_4 t + 12 \cdot C_5 t^2 + 20 \cdot C_6 t^3 - (2C_{10} + C_7 k + C_8 k t) / \sin kt + (2C_8 - C_9 k - C_{10} k t) k \cdot \cos kt, \\ \overset{IV}{\ddot{\varphi}_2} &= 6 \cdot C_4 + 24 \cdot C_5 t + 60 \cdot C_6 t^2 - (3C_8 - C_9 k - C_{10} k t) k^2 \sin kt - (3C_{10} + C_7 k + C_8 k t) k^2 \cdot \cos kt, \\ \overset{IV}{\varphi_2} &= 24 \cdot C_5 + 120 \cdot C_6 t + (4C_{10} + C_7 k + C_8 k t) k^3 \sin kt - (4C_8 - C_9 k - C_{10} k t) k^3 \cdot \cos kt. \end{aligned} \quad (4.17)$$

Після підстановки крайових умов (4.16) в залежності (4.14) і (4.17) отримаємо:

$$\begin{aligned} C_1 + C_9 &= 0; \\ C_2 + C_{10} + C_7 k &= 0; \\ 2 \cdot C_3 + 2C_8 k - C_9 k^2 &= 0; \\ 6 \cdot C_4 - 3C_{10} k^2 - C_7 k^3 &= 0; \\ 24 \cdot C_5 - 4C_8 k^3 + C_9 k^4 &= 0; \\ C_1 + C_2 t_1 + C_3 t_1^2 + C_4 t_1^3 + C_5 t_1^4 + C_6 t_1^5 (C_7 + C_8 t_1) \cdot \sin kt_1 + (C_9 + C_{10} t_1) \cdot \cos kt_1 &= \frac{\omega_y t_1}{2}; \\ C_2 + 2 \cdot C_3 t_1 + 3 \cdot C_4 t_1^2 + 4C_5 t_1^3 + 5C_6 t_1^4 + (C_8 - C_9 k - C_{10} k t_1) \cdot \sin kt_1 + (C_{10} + C_7 k + C_8 k t_1) \cdot \cos kt_1 &= \omega_y; \\ 2 \cdot C_3 + 6 \cdot C_4 t_1 + 12C_5 t_1^2 + 20C_6 t_1^3 - (2 \cdot C_{10} + C_7 k + C_8 k t_1) \cdot k \cdot \sin kt_1 + (2 \cdot C_8 - C_9 k - C_{10} k t_1) \cdot k \cdot \cos kt_1 &= 0; \\ 6 \cdot C_4 + 24 \cdot C_5 t_1 + 60C_6 t_1^2 - (3 \cdot C_8 - C_9 k - C_{10} k t_1) \cdot k^2 \cdot \sin kt_1 - (3 \cdot C_{10} + C_7 k + C_8 k t_1) \cdot k^2 \cdot \cos kt_1 &= 0; \\ 24 \cdot C_5 + 120 \cdot C_6 t_1 + (4 \cdot C_{10} + C_7 k + C_8 k t_1) \cdot k^3 \cdot \sin kt_1 - (4 \cdot C_8 - C_9 k - C_{10} k t_1) \cdot k^3 \cdot \cos kt_1 &= 0. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Розв'язавши систему (4.18), знайдемо постійні  $C_1, C_2, \dots, C_8$ , підставивши які в (4.14) та (4.17), отримаємо оптимальний режим повороту вантажу. Для механізму повороту стрілової системи крана QTZ-80 на основі отриманих залежностей побудовано графічні залежності зміни кінематичних характеристик приводного механізму при різних тривалостях процесу пуску [5]: графіки зміни кутових швидкостей повороту башти (рис. 4.1) та вантажу (рис. 4.2); графіки зміни кутових прискорень повороту башти (рис. 4.3) та вантажу (рис. 4.4). Крім того, побудовано графіки зміни пружного моменту

передавального механізму (рис. 4.5) та потужності приводу при оптимальному режимі пуску (рис. 4.6).

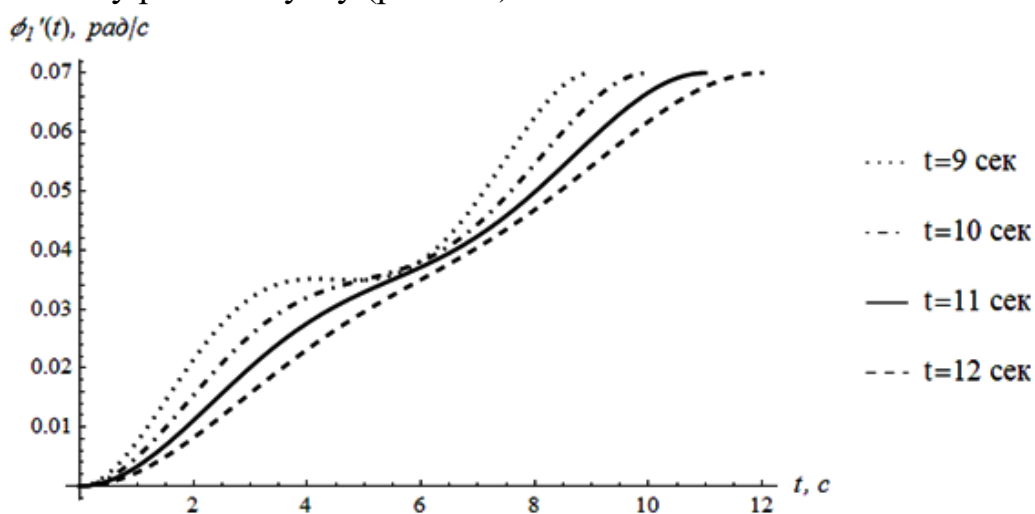


Рис. 4.1. Графіки зміни кутових швидкостей повороту башти

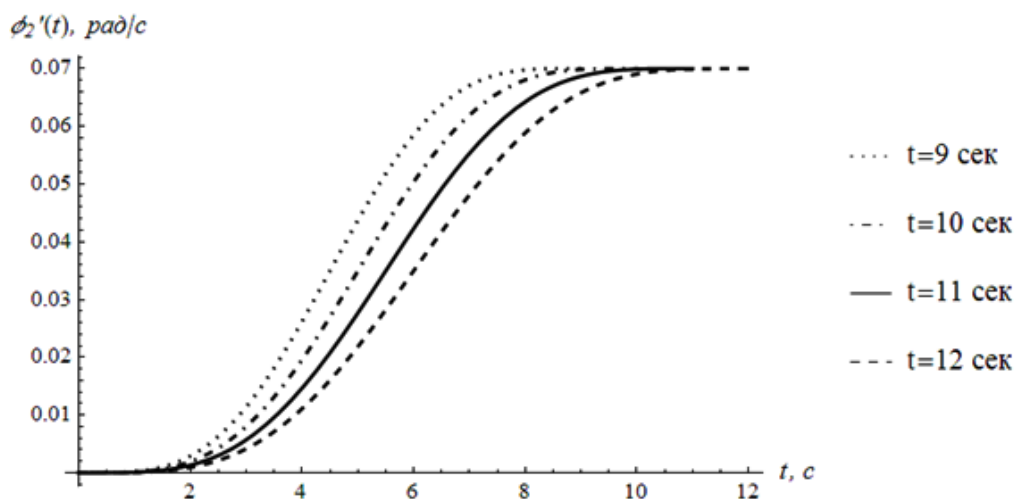


Рис. 4.2. Графіки зміни кутових швидкостей повороту вантажу

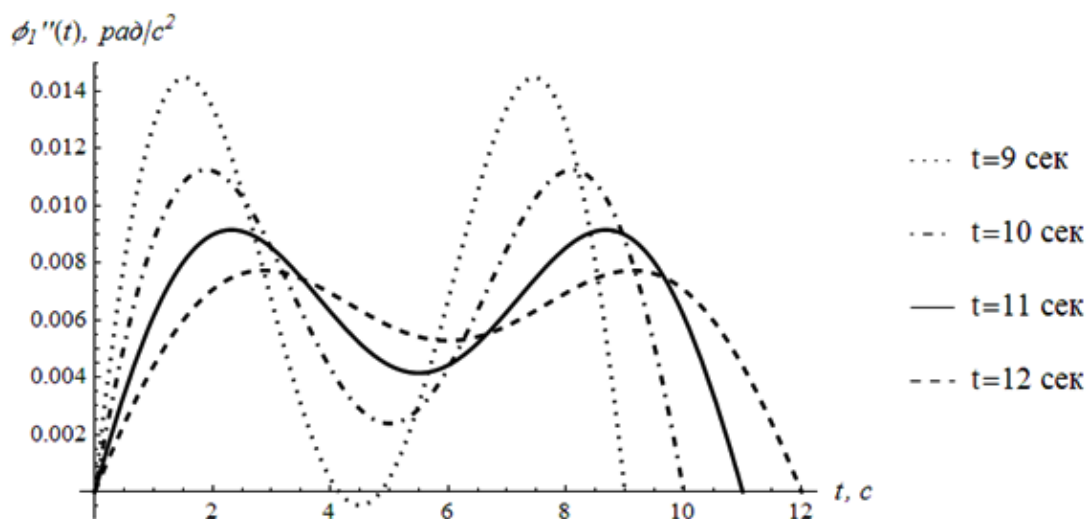


Рис. 4.3. Графіки зміни кутових прискорень повороту башти

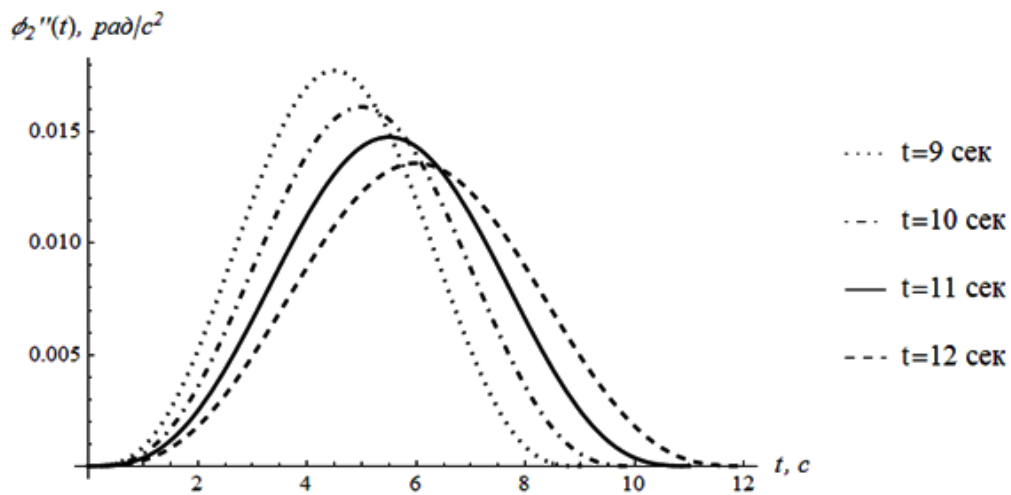


Рис. 4.4. Графіки зміни кутових прискорень повороту вантажу

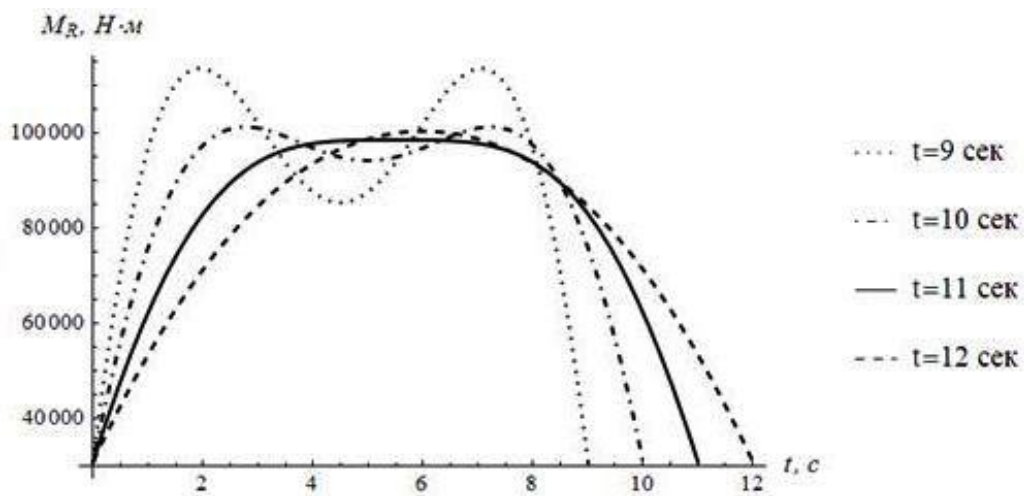


Рис. 4.5. Графіки зміни пружного моменту в приводі при оптимальному режимі пуску

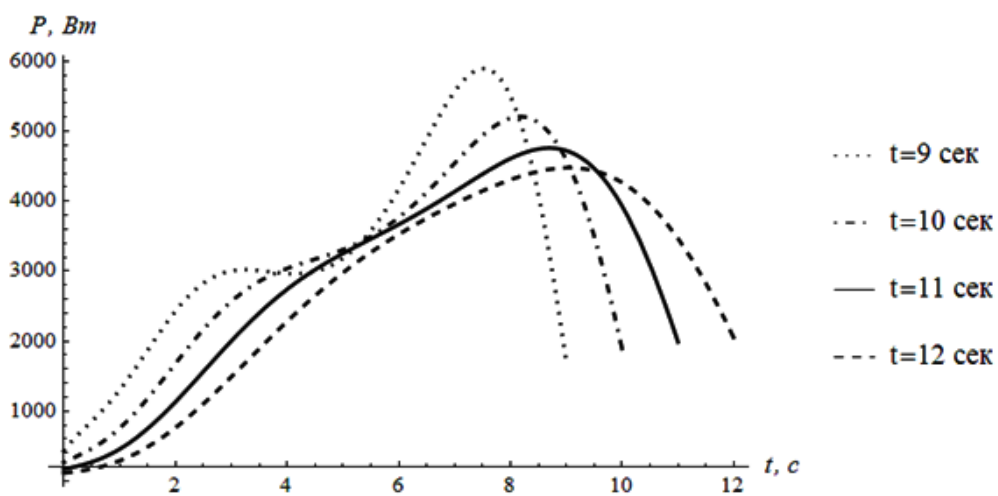


Рис. 4.6. Графіки зміни потужності приводу при оптимальному режимі пуску

Аналізуючи графічні залежності, отримані в результаті розв'язку оптимізаційної задачі, яка проводилася за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводі, можна бачити, що один і той же критерій оптимізації при різній тривалості процесу пуску дає можливість отримати різні закони руху (рис. 4.1). Розглянуто різну тривалість процесу пуску (9 сек, 10 сек, 11 сек, 12 сек). З отриманих графічних залежностей (рис. 4.1-4.6) видно, що всі ці результати мають плавний характер зміни кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Однак, проаналізувавши графічні залежності за різними тривалостями пуску механізму повороту, робимо висновок, що оптимальною тривалістю розгону, при якій навантаження на елементи приводу найменші, є тривалість пуску 11 сек.

В результаті розв'язку оптимізаційної задачі виявлено, що при зміні тривалості розгону є можливість отримати різні оптимальні режими руху. Проаналізувавши різну тривалість пуску (9 сек – 12 сек), виявлено, що оптимальним є закон руху, при якому тривалість розгону становить 11 сек. Саме протягом цієї тривалості розгону на привод діють найменші динамічні навантаження.

#### 4.2. Оптимізація режиму повороту стрілового крана за комплексним інтегральним критерієм

За критерій оптимізації обрано комплексний безрозмірний інтегральний динамічний критерій, який враховує середньоквадратичне значення пружного моменту в приводному механізмі та швидкість його зміни в часі і представляється наступною залежністю [6]

$$K = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[ \delta \left( \frac{M_{01}}{M_H} \right)^2 + (1-\delta) \left( \frac{\dot{M}_{01}}{M_H} t_1 \right)^2 \right] dt \right\}^{1/2}, \quad (4.19)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість перехідного процесу (пуску, гальмування);  $M_{01}, \dot{M}_{01}$  – відповідно пружний момент в приводному механізмі та швидкість його зміни в часі зведені до вісі повороту крана;  $\delta$  – безрозмірний ваговий коефіцієнт, який враховує долю пружного моменту і може змінюватись від 0 до 1.

Визначимо складові критерію (4.19):

$$M_{01} = C(\varphi_0 - \varphi_1) = I_1 \ddot{\varphi}_1 + mr^2 \ddot{\varphi}_2 + M_1. \quad (4.20)$$

Залежність (4.20) зведемо лише до узагальненої координати  $\varphi_2$  та її похідних за часом:



$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}_2; \quad (4.21)$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}_2; \quad (4.22)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{l}{g} \varphi_2^{IV}. \quad (4.23)$$

Підставивши вирази (4.21)-(4.23) в залежність (4.20), знайдемо:

$$M_{01} = I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^{IV} + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2 + M_1. \quad (4.24)$$

Взявши похідну за часом від виразу (4.24), знайдемо швидкість зміни пружного моменту в приводному механізмі:

$$\dot{M}_{01} = I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^V + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2. \quad (4.25)$$

Підставивши вирази (4.24) та (4.25) в критерій (4.19) і зробивши деякі перетворення, будемо мати [6]:

$$K = \left\{ \left\{ \frac{1}{M_{H1}^2} \int_0^{t_1} \left\{ \delta \left[ I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^{IV} + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2 \right]^2 + (1-\delta) t_1^2 \left[ I_1 \frac{l}{g} \varphi_2^V + (I_1 + mr^2) \ddot{\varphi}_2 \right]^2 \right\} dt \right\} \right\}^{1/2} \quad (4.26)$$

Для динамічної моделі стрілової системи, наведеної на рис. 3.2, визначимо крайові умови в процесі пуску:

$$\begin{cases} t=0: & \varphi_0 = \varphi_1 = \varphi_2 = 0, \quad \dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0; \\ t=t_1: & \varphi_0 = \varphi_1 = \varphi_2 = \omega_y t_1/2, \quad \dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \end{cases} \quad (4.27)$$

де  $\omega_y$  – усталена кутова швидкість повороту крана. Зведемо систему крайових умов (4.27) до координати  $\varphi_2$  та її похідних за часом:

$$\varphi_0 = \varphi_2 + \left( \frac{l}{g} + \frac{I_1 + mr^2}{C} \right) \ddot{\varphi}_2 + \frac{I_1}{C} \frac{l}{g} \varphi_2^{IV} + \frac{M_1}{C}. \quad (4.28)$$

$$\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_2 + \left( \frac{l}{g} + \frac{I_1 + mr^2}{C} \right) \ddot{\varphi}_2 + \frac{I_1}{C} \frac{l}{g} \varphi_2^V; \quad (4.29)$$

$$\ddot{\varphi}_0 = \ddot{\varphi}_2 + \left( \frac{l}{g} + \frac{I_1 + mr^2}{C} \right) \varphi_2^{IV} + \frac{I_1}{C} \frac{l}{g} \varphi_2^{VI}. \quad (4.30)$$

Після підстановки виразів (4.28)-(4.30) в умови (4.27) маємо крайові умови процесу пуску стрілової системи, виражені через координату  $\varphi_2$  та її похідні за часом:

$$\begin{cases} t=0: \varphi_2=0, \dot{\varphi}_2=0, \ddot{\varphi}_2=0, \ddot{\ddot{\varphi}}_2=0, \overset{IV}{\varphi}_2=-\frac{M_1g}{I_1l}, \overset{V}{\varphi}_2=0; \\ t=t_1: \varphi_2=\frac{\omega_y t_1}{2}, \dot{\varphi}_2=\omega_y, \ddot{\varphi}_2=0, \ddot{\ddot{\varphi}}_2=0, \overset{IV}{\varphi}_2=-\frac{M_1g}{I_1l}, \overset{V}{\varphi}_2=0. \end{cases} \quad (4.31)$$

Умовою мінімуму критерію (4.19) при крайових умовах (4.31) є рівняння Пуассона, які розв'язати аналітично не представляється можливим. Тому для розв'язання такої крайової задачі використаємо модифікований метод рою часточок. Для цього інтервал руху стрілової системи  $[0, t_1]$  розіб'ємо на дискретні точки з інтервалом  $\Delta t = (t_n - t_0)/n$ , де  $t_0$  і  $t_n$  – початкова та кінцева точки розчленування інтервалу руху,  $n$  – кількість інтервалів. В залежностях (4.28)-(4.30) зробимо заміну  $\varphi_2 = \varphi$ ,  $\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}$ ,  $\ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}$ ,  $\ddot{\ddot{\varphi}}_2 = \ddot{\ddot{\varphi}}$ ,  $\overset{IV}{\varphi}_2 = \overset{IV}{\varphi}$ ,  $\overset{V}{\varphi}_2 = \overset{V}{\varphi}$  і неперервність цих функцій замінемо наближеними дискретними значеннями, наприклад, неперервну координату  $\varphi$  будемо представляти дискретними значеннями  $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{n-1}, \varphi_n$ . Тут  $\varphi_0$  – початкове значення функції  $\varphi$  а  $\varphi_n$  її кінцеве (крайове) значення. Аналогічно замінюються функції  $\dot{\varphi}$ ,  $\ddot{\varphi}$ ,  $\ddot{\ddot{\varphi}}$ ,  $\overset{IV}{\varphi}$ ,  $\overset{V}{\varphi}$  на дискретні значення. Тоді крайові умови (4.31) запишемо в наступному вигляді:

$$\begin{cases} t=t_0=0: \varphi=\varphi_0=0, \dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0=0, \ddot{\varphi}=\ddot{\varphi}_0=0, \ddot{\ddot{\varphi}}=\ddot{\ddot{\varphi}}_0=0, \overset{IV}{\varphi}=\overset{IV}{\varphi}_0=-\frac{M_1g}{I_1l}, \overset{V}{\varphi}=\overset{V}{\varphi}_0=0; \\ t=t_n: \varphi=\varphi_n=\frac{\omega_y t_n}{2}, \dot{\varphi}=\dot{\varphi}_n=\omega_y, \ddot{\varphi}=\ddot{\varphi}_n=0, \ddot{\ddot{\varphi}}=\ddot{\ddot{\varphi}}_n=0, \overset{IV}{\varphi}=\overset{IV}{\varphi}_n=-\frac{M_1g}{I_1l}, \overset{V}{\varphi}=\overset{V}{\varphi}_n=0. \end{cases} \quad (4.32)$$

В середині інтервалу  $[t_0, t_n]$  без крайових значень задамо дискретні значення функції  $\varphi$  від  $\varphi_1, \varphi_2$  і т.д. до  $\varphi_{n-1}$ , як це показано на рис. 4.7.

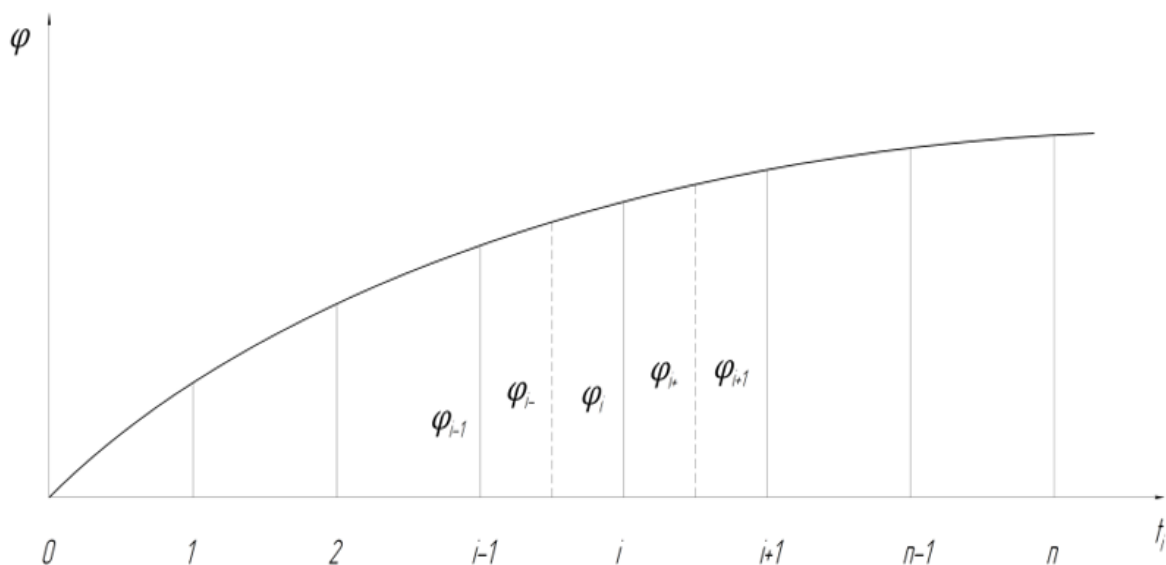


Рис. 4.7. Представлення функції  $\varphi$  дискретними значеннями

В середині інтервалу дискретні значення функції визначаються залежностями:

$$\varphi_{i-} = (\varphi_{i-1} + \varphi_i)/2; \quad \varphi_{i+} = (\varphi_i + \varphi_{i+1})/2. \quad (4.33)$$

За дискретними значеннями функції  $\varphi_{i-1}$ ,  $\varphi_{i-}$ ,  $\varphi_i$ ,  $\varphi_{i+}$ ,  $\varphi_{i+1}$ , коли  $i$  змінюється від 1 до  $n-1$  розраховуються дискретні значення похідних за часом від цієї функції, що входять у вираз критерію:

$$\dot{\varphi}_{i-} = \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{\Delta t}; \quad \dot{\varphi}_{i+} = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{\Delta t}; \quad \dot{\varphi}_i = \frac{\dot{\varphi}_{i-} + \dot{\varphi}_{i+}}{2}; \quad (4.34)$$

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{\dot{\varphi}_{i+} - \dot{\varphi}_{i-}}{\Delta t}; \quad (4.35)$$

$$\ddot{\varphi}_{i-} = \frac{\ddot{\varphi}_i - \ddot{\varphi}_{i-1}}{\Delta t}; \quad \ddot{\varphi}_{i+} = \frac{\ddot{\varphi}_{i+1} - \ddot{\varphi}_i}{\Delta t}; \quad \ddot{\varphi}_i = \frac{\ddot{\varphi}_{i-} + \ddot{\varphi}_{i+}}{2}; \quad (4.36)$$

$${}^{IV}\varphi_i = \frac{\ddot{\varphi}_{i+} - \ddot{\varphi}_{i-}}{\Delta t}; \quad (4.37)$$

$${}^V\varphi_{i-} = \frac{{}^{IV}\varphi_i - {}^{IV}\varphi_{i-1}}{\Delta t}; \quad {}^V\varphi_{i+} = \frac{{}^{IV}\varphi_{i+1} - {}^{IV}\varphi_i}{\Delta t}; \quad {}^V\varphi_i = \frac{{}^V\varphi_{i-} + {}^V\varphi_{i+}}{2}. \quad (4.38)$$

Використовуючи крайові умови (4.32) та дискретні значення функції  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{n-1}$ , а також залежності (4.33)-(4.38) можна визначити величину критерію оптимізації

$$K = \frac{1}{M_H \sqrt{t_n}} \left\{ \left\{ \sum_{i=0}^{n-1} \left[ \delta \left[ \left( I_1 + mr^2 \right) \ddot{\varphi}_i + I_1 \frac{l}{g} {}^{IV}\varphi_i \right]^2 + (1-\delta) \Delta t^2 \left[ \left( I_1 + mr^2 \right) \ddot{\varphi}_i + I_1 \frac{l}{g} {}^V\varphi_i \right]^2 \right] \right\} \Delta t_i \right\}^{1/2}. \quad (4.39)$$

Визначення нових значень функції  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{n-1}$  за допомогою модифікованого методу рою часточок [7] здійснюється до тих пір, поки критерій (4.39) не досягне найменшого значення. Кінцеві дискретні значення функції будуть відповідати оптимальному режиму повороту стрілової системи на ділянці пуску.

Розрахунки проводилися для механізму повороту стрілового крана QTZ-80. В результаті розв'язку поставленої задачі отримано оптимальний режим руху, який представлений у графічному вигляді (рис. 4.8-4.10) [6, 8].

З графічних залежностей зміни кутових швидкостей поворотної частини та вантажу (рис. 4.8-4.10), отриманих в результаті розв'язку оптимізаційної задачі за комплексним безрозмірним інтегральним динамічним критерієм, бачимо, що характер руху елементів динамічної системи є плавним, а маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі усуваються протягом розгону стрілової системи до ustalеної швидкості.

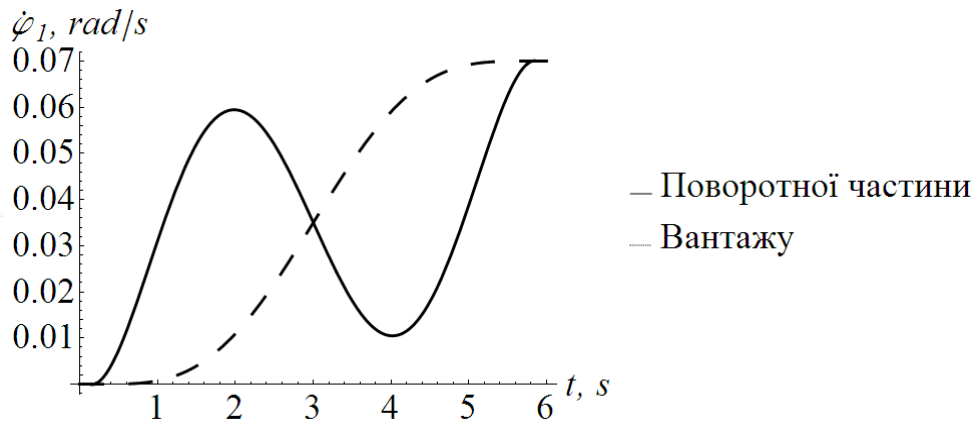


Рис. 4.8. Залежності зміни кутових швидкостей

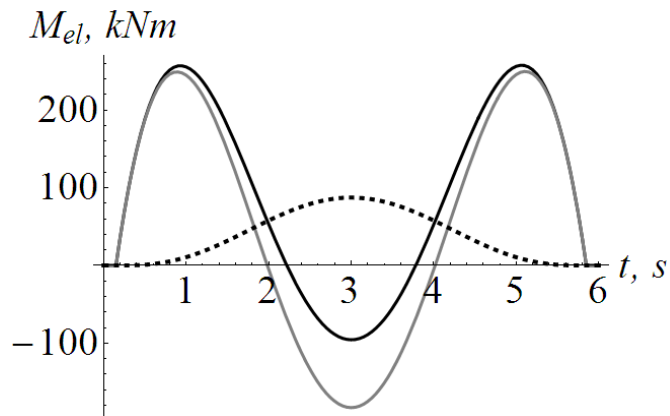


Рис. 4.9. Залежності зміни моментів: момент в колоні, чорна крива; момент спричинений інерційними зусиллями штрихова крива; момент спричинений маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі, сіра крива

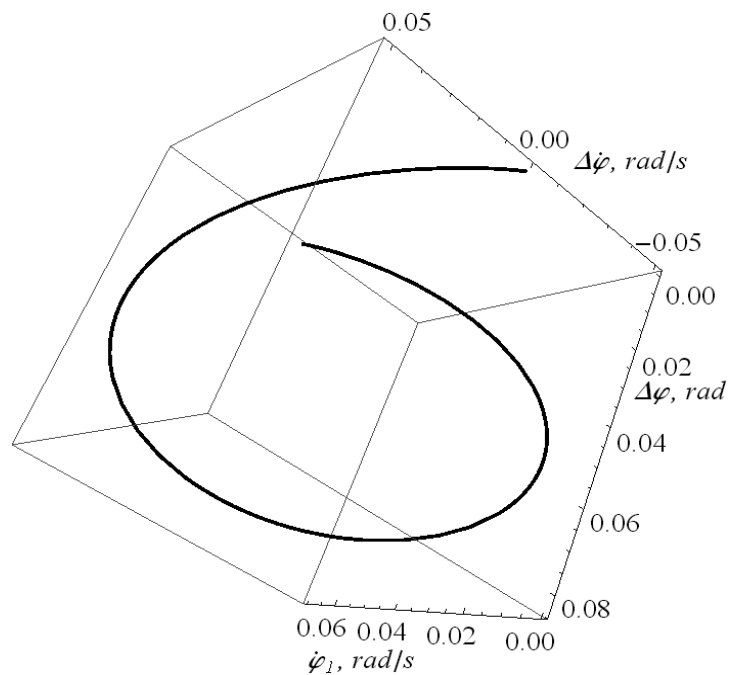


Рис. 4.10. Об'ємний фазовий портрет коливань вантажу та швидкості руху колони

## 5. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

Сучасні вантажопідійомні машини, як правило, обладнані частотними перетворювачами приводів окремих механізмів. Однак, здебільшого, режими руху за замовчуванням не є оптимальними. Тому доцільно розв'язувати задачі пов'язані з мінімізацією коливань вантажу на гнучкому підвісі та з покращенням роботи всієї конструкції крана. Це дозволить кранівнику швидше та якісніше виконувати роботу, пов'язану з керуванням механізмами крана.

Для уникнення поломок і викликаних ними можливих аварій доцільно впроваджувати системи керування, які б знижували рівень динамічних навантажень у елементах кранових механізмів.

Робота розробленої системи керування механізмом повороту стрілового крана (рис. 5.1) [9, 10] починається з налаштування параметрів зв'язку, потім відбувається ініціалізація пристроїв і перехід на комп'ютерне керування.



Рис. 5.1. Функціональна схема керування механізмом повороту стрілового крана

Надалі вводиться в програму необхідні параметри (маса вантажу, довжина гнучкого підвісу та інші) та обирається режим руху. Після цього відбувається перевірка умови можливості реалізації оптимального керування під час роботи механізму повороту стрілового крана. Далі програма розраховує величину часу усталеного руху поворотної частини крана, формує масив даних про зміну швидкості поворотної частини крана при розгоні. Після цього відбувається відправка параметрів часу розгону, гальмування та першої дискретної точки швидкості розгону поворотної частини крана. Далі слідує команда «пуск» і відправка масиву швидкостей для розгону механізму повороту крана. Після закінчення процесу розгону відбувається поворот стріли на усталеній швидкості. Після цього виконується

зворотня відправка масиву швидкостей для гальмування, потім слідує команда «стоп» і система керування закінчує свою роботу до моменту виконання іншої операції. Для унаочнення алгоритму всього процесу роботи наведена функціональна блок-схема керування механізмом повороту стрілового крана (рис. 5.2).

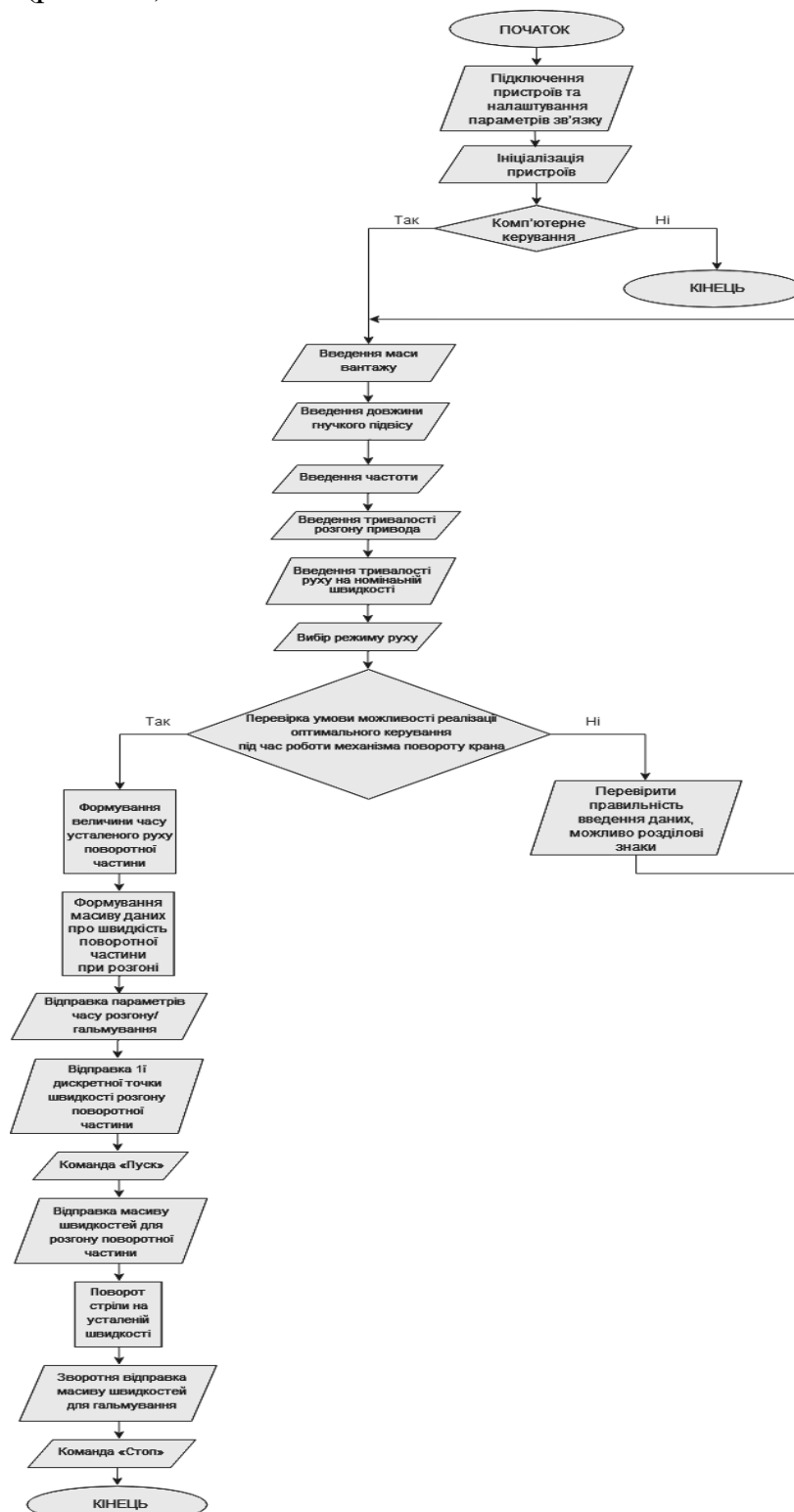


Рис. 5.2. Блок-схема алгоритму керування механізмом повороту стрілового крана

## 6. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМУ РУХУ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ВАНТАЖЕМ

### 6.1. Математична модель динаміки переміщення стрілової системи з вантажем

Провівши аналіз існуючих кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом виявлено, що найпоширенішою є конструкція стрілової системи з шарнірно-зчленованими ланками та комбінованим кутовим та лінійним їхнім переміщенням. Для проведення динамічного аналізу та оптимізації режимів руху переміщення ланок стрілової системи з вантажем в процесі зміни вильоту розглянуто кран-маніпулятор виробництва «ВЕЛМАШ», моделі ОМТЛ-70-02 [11]. Загальний вигляд та розміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора зображено на рис. 6.1.

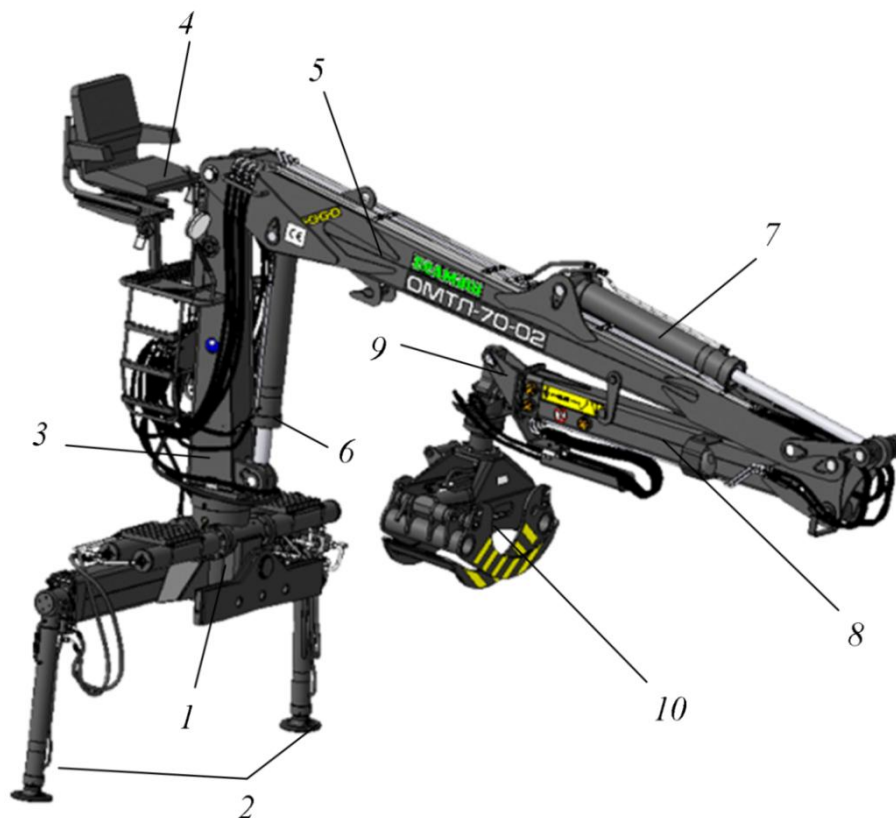


Рис. 6.1. Загальний вигляд крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Кран-маніпулятор, наведений на рис 6.1, складається з таких основних елементів: 1 – опорно-поворотний механізм з приводними гідравлічними циліндрами; 2 – аутригери; 3 – стійка; 4 – пост керування; 5 – стріла; 6 – гідравлічний циліндр приводу стріли; 7 – гідравлічний циліндр приводу рукояті; 8 – рукоять, в порожнині якої встановлено гідравлічний циліндр

приводу телескопічної секції; 9 – телескопічна секція; 10 – грейферний захват з ротатором.

Для переміщення елементів стрілової системи крана-маніпулятора застосовується об'ємний гідравлічний привід. На рис. 6.2 зображено схему гідравлічної системи крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02 [11].

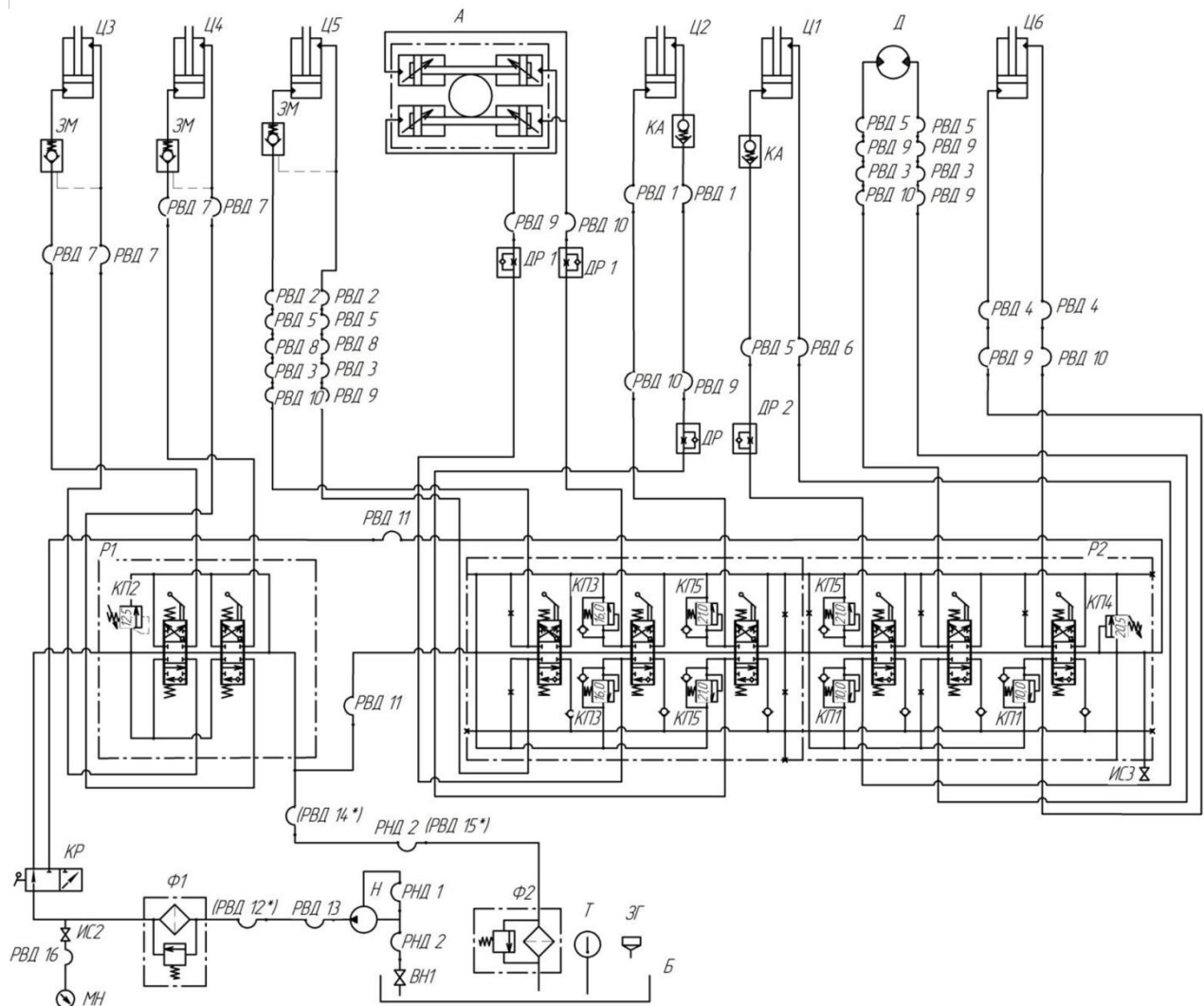


Рис. 6.2. Гідравлічна схема крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Гідравлічна схема, що зображена на рис. 6.2, включає в себе такі елементи та позначення: Б – бак з робочою рідиною; ВН1 – зворотній клапан; Д – ротатор; ДР, ДР1, ДР2 – дроселі; ЗГ – заливна горловина; ЗМ – гідравлічні замки; КП1...КП5 – запобіжні клапани; КР – кран гідравлічний; МН – манометр; Т – термометр; КА – клапан аварійний; Н – гідравлічний насос; Р1 – двосекційний гідравлічний розподільник; Р2 – шестисекційний гідравлічний розподільник; Ф1 – фільтр напірний; Ф2 – фільтр зливний; А – опорно-поворотний механізм; Ц1 – гідравлічний циліндр приводу стріли; Ц2 – гідравлічний циліндр приводу рукояті; Ц3, Ц4 – гідравлічні циліндри аутригерів; Ц5 – гідравлічний циліндр грейферного захвату; Ц6 –



гідравлічний циліндр телескопічної секції; *PВД1 ... PВД16* – рукава високого тиску; *РНД1, РНД2* – рукава низького тиску.

Принцип роботи та керування елементами крана-маніпулятора ОМТЛ-70-02 здійснюється наступним чином.

Гідравлічним насосом *H* робоча рідина з баку *B* подається через рукава високого тиску *PВД13* до напірного фільтра *Ф1* та гідравлічного крану *КР*. В залежності від положення гідравлічного крану *КР*, потік робочої рідини подається до двосекційного гідравлічного розподільника *P1* або шестисекційного гідравлічного розподільника *P2*. При нейтральному положенні золотників гідравлічних розподільників *P1* та *P2* робоча рідина безпосередньо через рукава низького тиску *РНД2* потрапляє до зливного фільтру *Ф2* та в подальшому надходить в бак *B*.

Захист гідравлічного насоса від перевантаження здійснюється за допомогою запобіжних клапанів *КП1 ... КП5*.

Гідравлічний розподільник *P1* встановлений на опорно-поворотному механізмі *1* (рис 6.1). Перемиканням золотників гідравлічного розподільника *P1* здійснюється керування гідравлічними циліндрами аутригерів *Ц3, Ц4*. Для забезпечення саморозвантаження гідравлічних циліндрів аутригерів *Ц3, Ц4* їх поршневі камери запираються гідравлічними замками *ЗМ*.

Гідравлічний розподільник *P2* встановлений на посту керування *4* (рис 6.1). В залежності від величини переміщення золотників гідравлічного розподільника *P2* здійснюється керування положенням та швидкістю переміщення: гідравлічними циліндрами опорно-поворотного механізму *A*; гідравлічним циліндром приводу стріли *Ц1*; гідравлічним циліндром приводу рукояті *Ц2*; гідравлічним циліндром приводу телескопічної секції *Ц6*; гідравлічним циліндром грейферного захвату *Ц5* та ротатором *Д*.

Для зниження швидкості опускання стріли та рукояті в гідравлічних лініях циліндрів *Ц1* та *Ц2* встановлено дроселі *ДР2* та *ДР*. Для запобігання падіння вантажу та елементів металоконструкції в гідравлічних циліндрах *Ц1* та *Ц2* встановлено аварійні клапани *КА*.

Контроль тиску в напірній лінії здійснюється за допомогою манометра *МН*, а контроль температури робочої рідини, термометром *Т*.

Технологічний процес розвантажувально-завантажувальних робіт розглянуто в площині зміни вильоту стрілової системи з вантажем. Вантаж закріплений на жорсткому шарнірному підвісі та здійснює відхилення від вертикалі лише в площині зміни вильоту. При цьому положення і орієнтація ланок стрілової системи крана-маніпулятора та вантажу описані через положення і орієнтацію системи координат, зв'язану з вантажем по відношенню до інерціальної, базової системи координат [12].

Для дослідження динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель [13].

Кран-маніпулятор, наведений на рис. 6.1, має складне конструктивне виконання зі значною кількістю геометричних характеристик та властивостей матеріалу металоконструкції ланок стрілової системи, а також елементів гідравлічного приводу та інших показників, тому для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель.

В розробленій динамічній моделі прийнято наступні припущення: вважаємо, що усі ланки стрілової системи є абсолютно тверді тіла, а вантаж здійснює коливання на жорсткому шарнірному підвісі в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора; люфти та зазори в шарнірних з'єднаннях ланок стрілової системи та механізмах приводу відсутні; маси гідравлічних циліндрів приводу рукояті та телескопічної секції включено відповідно до мас стріли та рукояті, а маса металоконструкції телескопічної секції, за умови її неробочого стану включена до маси рукояті; центри мас ланок стрілової системи та вантажу співпадають відповідно з їх геометричними центрами; тертя в рухомих шарнірних елементах і в'язке тертя рідини в гідравлічній системі не враховуємо; стисливість робочої рідини в елементах гідравлічного приводу також не враховуємо [13].

Динамічну модель стрілової системи крана-маніпулятора представлено як голономну механічну систему з чотирма ступенями вільності, які визначаються кутовими положеннями стріли та рукояті, лінійним положенням телескопічної секції та кутовим відхиленням вантажу від вертикалі (рис. 6.3).

На рис. 6.3 наведено такі позначення:  $l_1$  – довжина стріли ( $l_1 = 4\text{ м}$ );  $l_2$  – довжина рукояті ( $l_2 = 2,1\text{ м}$ );  $l_3$  – довжина шарнірного підвісу ( $l_3 = 0,8\text{ м}$ );  $m_1, m_2, m_3, m_4$  – маси відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу ( $m_1 = 500\text{ кг}$ ,  $m_2 = 155\text{ кг}$ ,  $m_3 = 65\text{ кг}$ ,  $m_4 = 500\text{ кг}$ );  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$  – кути, що утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи та приводних гідравлічних циліндрів крана-маніпулятора ( $\theta_1 = 0,192\text{ рад}$ ,  $\theta_2 = 1,378\text{ рад}$ ,  $\theta_3 = 0,384\text{ рад}$ ,  $\theta_4 = 0,157\text{ рад}$ ,  $\theta_5 = 1,57\text{ рад}$ );  $x_1, x_2, x_3, x_4$  – горизонтальні координати центрів мас стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу;  $y_1, y_2, y_3, y_4$  – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу. За узагальнені координати прийнято кутові координати  $\alpha, \beta$ , відповідно положення стріли та рукояті, кутову координату відхилення вантажу від вертикалі  $\nu$  та лінійну координату

положення телескопічної секції  $U_3$ .

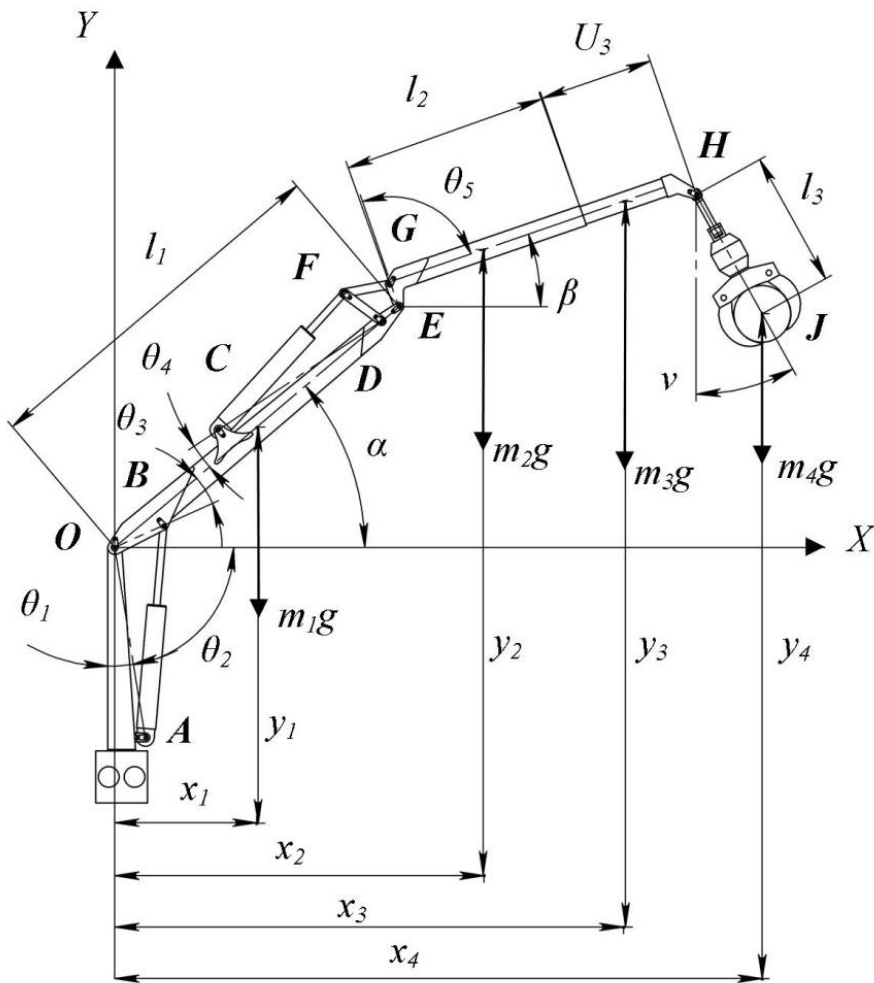


Рис. 6.3. Динамічна модель крана-маніпулятора

Координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем виражаються через узагальнені координати:

- для стріли:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{l_1}{2} \cos(\alpha); \\ y_1 = \frac{l_1}{2} \sin(\alpha); \end{cases} \quad (6.1)$$

- для рукояті:

$$\begin{cases} x_2 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\beta); \\ y_2 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\beta); \end{cases} \quad (6.2)$$

- для телескопічної секції:

$$\begin{cases} x_3 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + \left(l_2 + \frac{U_3}{2}\right) \cdot \cos(\beta) + l_3 \cdot \sin(\nu); \\ y_3 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + \left(l_2 + \frac{U_3}{2}\right) \cdot \sin(\beta) - l_3 \cdot \cos(\nu). \end{cases} \quad (6.3)$$

- для вантажу:

$$\begin{cases} x_4 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \cos(\beta) + l_3 \cdot \sin(\nu); \\ y_4 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \sin(\beta) - l_3 \cdot \cos(\nu). \end{cases} \quad (6.4)$$

Диференціюючи за часом координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, знайдено залежності їхніх швидкостей та прискорень.

Для складання рівнянь руху крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем використано рівняння Лагранжа другого роду [14], які для динамічної моделі, наведеної на рис. 6.3, мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_\beta - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{U}_3} - \frac{\partial T}{\partial U_3} = Q_{U_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial U_3}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} - \frac{\partial T}{\partial \nu} = Q_\nu - \frac{\partial \Pi}{\partial \nu}, \end{cases} \quad (6.5)$$

де  $t$  – час;  $T, \Pi$  – відповідно кінетична та потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу;  $Q_\alpha, Q_\beta, Q_{U_3}, Q_\nu$  – неконсервативні складові узагальнених сил системи, що відповідають узагальненим координатам  $\alpha, \beta, U_3, \nu$ .

Кінетична енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається наступною залежністю:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} J_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2), \quad (6.6)$$

де  $J_1, J_2, J_3$  – момент інерції відносно власних осей обертання відповідно стріли, рукояті та телескопічної секції.

Потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається такою залежністю

$$\Pi = (m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_4 y_4) \cdot g, \quad (6.7)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

З виразів (6.6) та (6.7) знайдено частині похідні від кінетичної та потенціальної енергій, що входять в систему рівнянь (6.5).

Варіацію переміщення штоків гідравлічних циліндрів виразимо через варіацію узагальнених координат:

$$Q_\alpha = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} + F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \alpha}; \quad Q_\beta = F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta}; \quad Q_{U_3} = F_3, \quad (6.8)$$

де  $F_1$  – зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли;  $F_2$  – зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті;  $F_3$  – зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції.

Підставивши вирази (6.6)-(6.8) в систему рівнянь (6.5), отримаємо систему диференціальних рівнянь руху стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем [15]:

$$\left\{ \begin{aligned} & J_1 \ddot{\alpha} + m_2 \left( \ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} \right) + m_3 \left( \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial \alpha} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} \right) + m_4 \left( \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) = \\ & = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} + F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \alpha} - \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) g; \\ & (J_2 + J_3) \ddot{\beta} + m_2 \left( \ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \beta} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} \right) + m_3 \left( \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial \beta} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} \right) + \\ & + m_4 \left( \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) = -F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta} - \left( m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g; \\ & m_3 \left( \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} \right) + m_4 \left( \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) = \\ & = -F_3 - \left( m_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) g; \\ & m_4 \left( \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} g, \end{aligned} \right. \quad (6.9)$$

де  $\frac{\partial x_i}{\partial \alpha}, \frac{\partial y_i}{\partial \alpha}, \frac{\partial x_i}{\partial \beta}, \frac{\partial y_i}{\partial \beta}, \frac{\partial x_i}{\partial U_3}, \frac{\partial y_i}{\partial U_3}, \frac{\partial U_1}{\partial \alpha}, \frac{\partial U_2}{\partial \alpha}, \frac{\partial U_2}{\partial \beta}$  – оператори передачі руху [16],

які зв'язують координати центрів мас відповідних ланок стрілової системи з узагальненими координатами.

Для розв'язку системи рівнянь руху (6.9) знайдемо координати положення штоків гідравлічних циліндрів, що входять в систему рівнянь [13]. Лінійне положення штоку гідравлічного циліндру знайдемо з наступної залежності:

$$AB = U_1 = \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(\theta_2 + \alpha - \theta_3)}. \quad (6.10)$$

Привід рукояті виконано через чотириланковий важільний механізм, кінематична схема якого наведена на рис. 6.4.

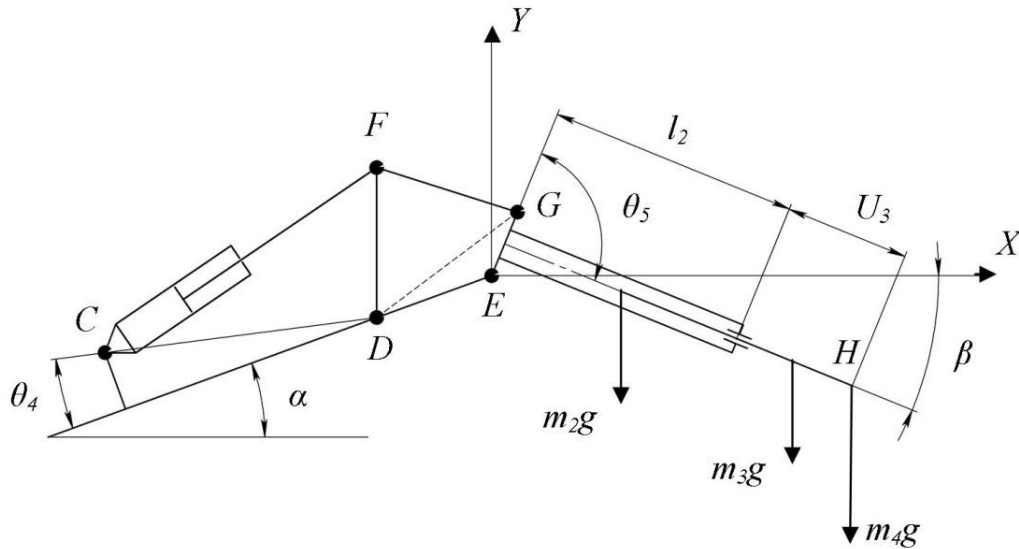


Рис. 6.4. Кінематична схема приводу рукояті та телескопічної секції з вантажем

З врахуванням всіх геометричних параметрів ланок стрілової системи, положення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті знаходимо з наступної залежності:

$$CF = U_2 = \sqrt{CD^2 + DF^2 - 2 \cdot CD \cdot DF \cdot \cos(\angle CDF)}. \quad (6.11)$$

Для визначення кута  $\angle CDF$  спочатку розглянемо чотириланковий механізм  $EDFG$  (рис. 6.4) і визначимо діагональ  $DG$ :

$$DG = \sqrt{EG^2 + DE^2 - 2 \cdot EG \cdot DE \cdot \cos(\angle DEG)}. \quad (6.12)$$

$$\angle DEG = \pi - (\theta_5 + \beta - \alpha). \quad (6.13)$$

Після підстановки виразу (6.11) в залежність (6.12) отримаємо:

$$DG = \sqrt{EG^2 + DE^2 - 2 \cdot EG \cdot DE \cdot \cos(\theta_5 + \beta - \alpha)}. \quad (6.14)$$

Використовуючи теорему синусів, запишемо:

$$\frac{\sin \angle DEG}{DG} = \frac{\sin \angle EDG}{EG}. \quad (6.15)$$

З рівняння (6.14) знайдемо:

$$\angle EDG = \text{ArcSin} \left( \frac{EG \cdot \sin(\theta_5 + \beta - \alpha)}{DG} \right). \quad (6.16)$$

Кут  $\angle FDG$  знайдемо з виразу:

$$FG^2 = DF^2 + DG^2 - 2 \cdot DF \cdot DG \cdot \cos \angle FDG, \quad (6.17)$$

Відповідно кут  $\angle FDG$  знайдемо з наступної залежності:

$$\angle FDG = \text{ArcCos} \left( \frac{DG^2 + DF^2 - FG^2}{2 \cdot DF \cdot DG} \right). \quad (6.18)$$

Склавши вирази (6.16) і (6.18), знайдемо кут  $\angle EDF$ :

$$\angle EDF = \text{ArcSin} \left( \frac{EG \cdot \sin(\theta_5 + \beta - \alpha)}{DG} \right) + \text{ArcCos} \left( \frac{DG^2 + DF^2 - FG^2}{2 \cdot DF \cdot DG} \right). \quad (6.19)$$

Тепер можна знайти кут  $\angle CDF$ :

$$\angle CDF = \pi - \angle EDF - \theta_4. \quad (6.20)$$

Після підстановки виразу (6.19) в залежність (6.10) отримаємо:

$$U_2 = \sqrt{CD^2 + DF^2 + 2 \cdot CD \cdot DF \cdot \cos(\angle EDF - \theta_4)}. \quad (6.21)$$

Рушійні зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводу ланок стрілової системи, знаходимо з їх механічних характеристик. Характеристики рушійних зусиль представлені у вигляді квадратичних залежностей між діючими зусиллями та швидкостями переміщень штоків гідравлічних циліндрів [13]:

$$F_1 = P_n \cdot A_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_1 \cdot \dot{U}_1}{Q_1}}; \quad F_2 = P_n \cdot A_2 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_2 \cdot \dot{U}_2}{Q_2}}; \quad F_3 = P_n \cdot A_3 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_3 \cdot \dot{U}_3}{Q_3}}, \quad (6.22)$$

де  $P_n$  – тиск рідини в контурах гідравлічної системи;  $A_1, A_2, A_3$  – відповідно робочі площі поршнів гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції;  $\dot{U}_1, \dot{U}_2, \dot{U}_3$  – відповідно швидкості переміщення штоків гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції;  $Q_1, Q_2, Q_3$  – об'ємна подача робочої рідини відповідно до гідравлічних циліндрів приводу стріли рукояті та телескопічної секції.

Витрата робочої рідини, яка протікає через гідравлічний розподільник, для надання гідравлічним циліндрам потрібного режиму пуску та швидкості переміщення ланок стрілової системи, визначається наступними залежностями, відповідно для гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції [17]:

$$Q_1 = \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_1}{\rho}}; \quad Q_2 = \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_2}{\rho}}; \quad Q_3 = \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho}}, \quad (6.23)$$

де  $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3$  – відповідно перепад тиску в гідравлічних циліндрах підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції;  $\mu$  – коефіцієнт витрати робочої рідини, який залежить від конструкції дроселя та визначається експериментально (для кромкових гідравлічних розподільників

$\mu=0,65-0,7$ );  $f_1, f_2, f_3$  – відповідно площі прохідного перерізу гідравлічного розподільника;  $\rho$  – питома маса (густина) робочої рідини.

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем крана-маніпулятора ОМТЛ-70-02 [18], використано такі геометричні параметри елементів його стрілової системи (рис. 6.3 та рис. 6.4):  $AO=1,6\text{м}$ ,  $OB=0,5\text{м}$ ,  $CD=1,6\text{м}$ ,  $DF=0,425\text{м}$ ,  $FG=0,425\text{м}$ ,  $EG=0,425\text{м}$ ,  $DE=0,255\text{м}$ . Максимальний робочий тиск в гідравлічній системі становить  $P_n = 2 \cdot 10^7 \text{Па}$ .

Площа прохідного перерізу в гідравлічному розподільнику змінюється за лінійною характеристикою. Час повного переміщення золотника становить  $\Delta t = 0,1\text{с}$ . В якості робочої рідини приймаємо гідравлічна олія МГЕ-46В з питомою масою  $\rho = 850\text{кг/м}^3$ . Площі поршнів для гідравлічних циліндрів приймають значення: для гідравлічного циліндру приводу стріли зі сторони поршневої камери  $A_{1n} = 0,012265\text{м}^2$ , зі сторони штокової камери  $A_{1ш} = 0,007241\text{м}^2$ ; для гідравлічного циліндру приводу рукояті зі сторони поршневої камери  $A_{2n} = 0,012265\text{м}^2$ , зі сторони штокової камери  $A_{2ш} = 0,00915\text{м}^2$ ; для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції зі сторони поршневої камери  $A_{3n} = 0,003116\text{м}^2$ , зі сторони штокової камери  $A_{3ш} = 0,00186\text{м}^2$ .

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за умови одночасного кутового переміщення стріли, рукояті та лінійного переміщення телескопічної секції з вантажем на кінці стрілової системи, було використано наступні початкові умови руху:  $\alpha[0] = 0,5\text{рад}$ ;  $\dot{\alpha}[0] = 0\text{рад/с}$ ;  $\beta[0] = -1,2\text{рад}$ ;  $\dot{\beta}[0] = 0\text{рад/с}$ ;  $U_3[0] = 1,2\text{м}$ ;  $\dot{U}_3[0] = 0\text{м/с}$ ;  $v[0] = 0\text{рад}$ ;  $\dot{v}[0] = 0\text{рад/с}$ .

Результати проведеного динамічного аналізу представлено у вигляді графічних залежностей [13], на яких зображено швидкості штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли, рукояті та телескопічної секції (рис. 6.5), кутові швидкості стріли та рукояті (рис. 6.6), тиски та зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводу стріли, рукояті та телескопічної секції (рис. 6.7), а також кутового відхилення вантажу від вертикалі (рис. 6.8).



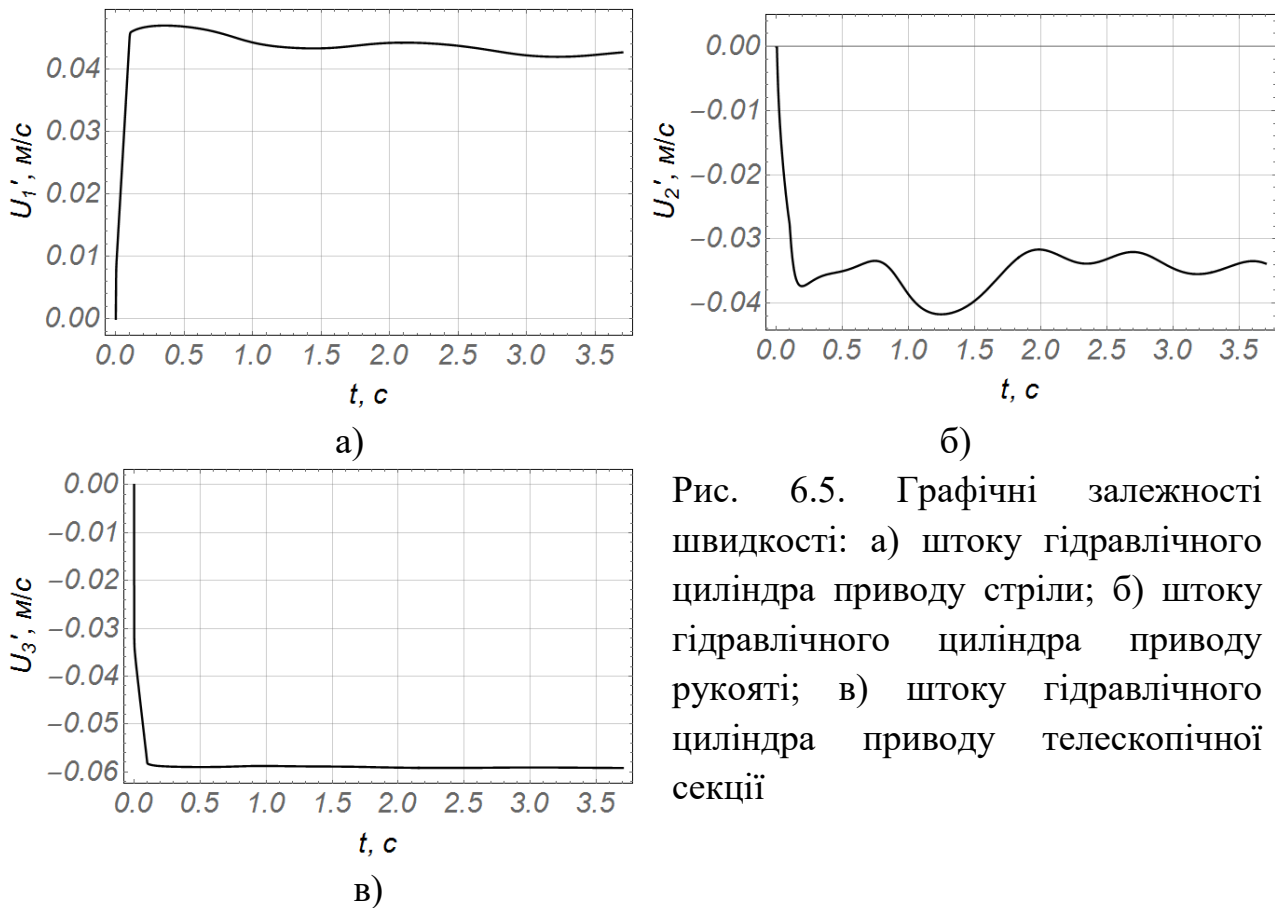


Рис. 6.5. Графічні залежності швидкості: а) штоку гідравлічного циліндра приводу стріли; б) штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті; в) штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції

Максимальне значення швидкості руху штоку гідравлічного циліндра підйому стріли становить  $0,047\text{ м/с}$  в момент часу  $t=0,4\text{ с}$ . Для штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті розгін відбувається протягом  $0,2\text{ с}$ . При цьому максимальне значення швидкості переміщення штоку становить  $0,042\text{ м/с}$ , а при подальшому переміщенні супроводжується значними динамічними навантаженнями коливального характеру. Розгін штоку гідравлічного циліндра телескопічної секції відбувається протягом  $0,1\text{ с}$ , що відповідає часу переміщення золотника  $\Delta t$ . Швидкість переміщення штоку становить  $0,058\text{ м/с}$ .

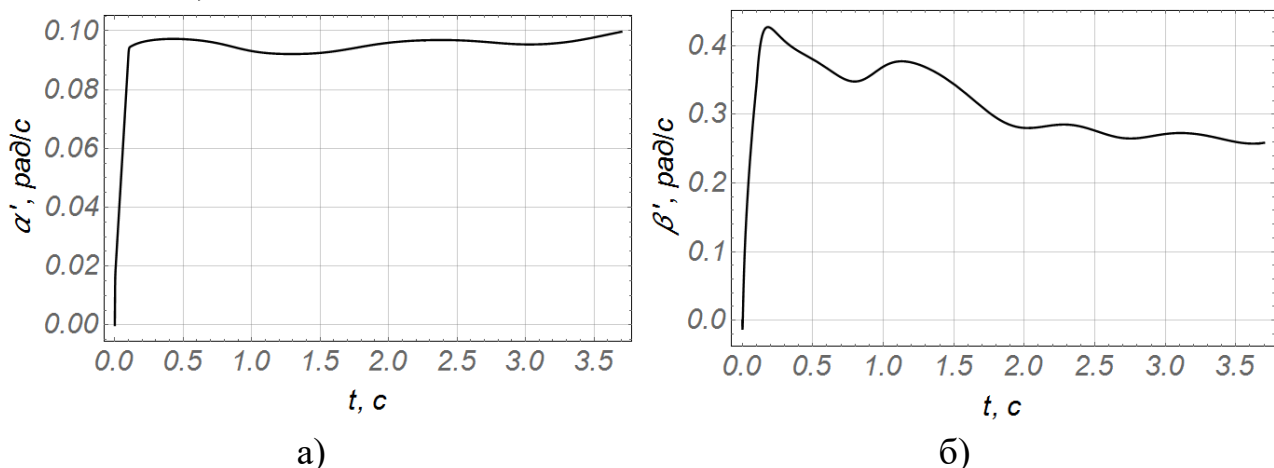


Рис. 6.6. Графічні залежності кутової швидкості переміщення: а) стріли; б) рукояті

Отримані результати кутової швидкості ланок стрілової системи (рис. 6.6) дають можливість визначити функціональну залежність кутової швидкості у відповідності до лінійної швидкості штоків гідравлічних циліндрів. Аналізуючи графічні залежності видно, що для обох ланок розгін триває 0,1 с, а подальше переміщення супроводжується динамічними навантаженнями, які збігаються по часу із навантаженнями, що виникають в механізмах приводу.

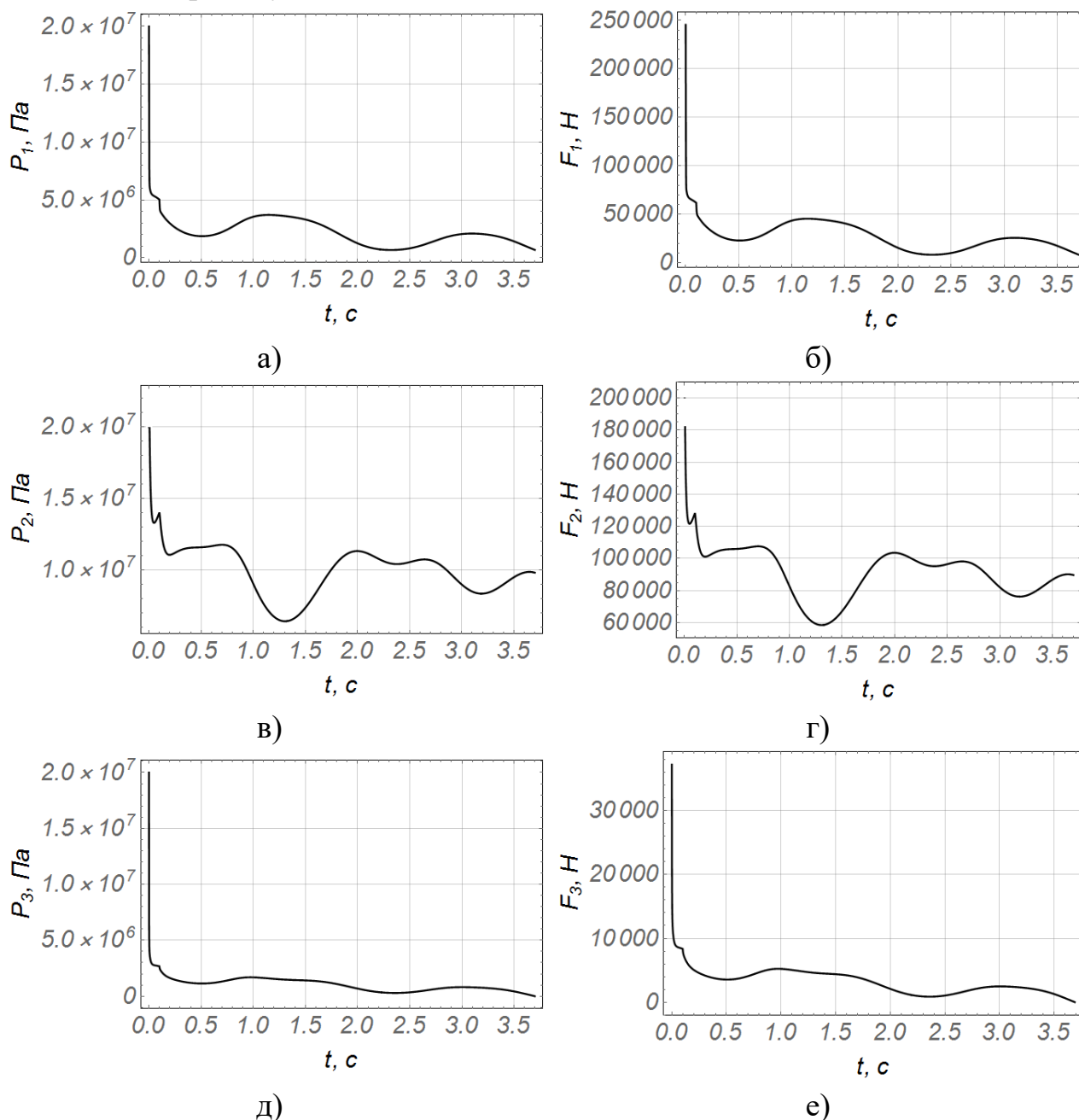


Рис. 6.7. Графіки тисків та зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри: а) і б) приводу стріли; в) і г) приводу рукояті; д) і е) приводу телескопічної секції

Із графічних залежностей тисків в робочих камерах гідравлічних циліндрів видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає

максимальному значенню тиску робочої рідини  $P_1 = P_2 = P_3 = 2 \cdot 10^7$  Па. При цьому гідравлічні циліндри розвивають значні рушійні зусилля, які дорівнюють: для гідравлічного циліндру приводу стріли  $F_1 = 245300$  Н, для гідравлічного циліндру приводу рукояті  $F_2 = 183000$  Н та для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції  $F_3 = 37200$  Н. В результаті такого режиму руху маємо великі значення рушійного зусилля в початковий момент переміщення, які викликають значні прискорення елементів стрілової системи та вантажу. Наслідком чого є коливання металоконструкції та відхилення вантажу від вертикалі на кінці стрілової системи.

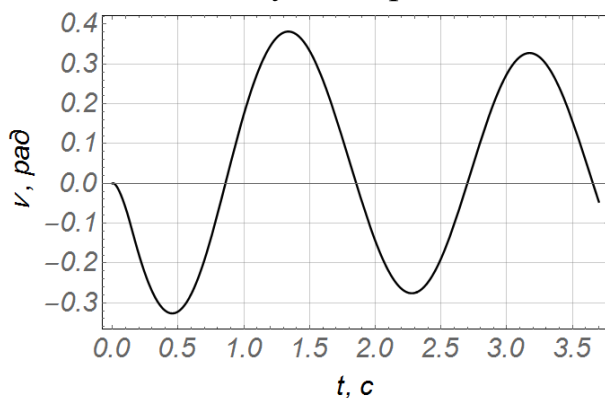


Рис. 6.8. Графік кутового відхилення вантажу від вертикалі

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що при переміщенні ланок стрілової системи виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від  $t = 0$  с до  $t = 0,45$  с відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора під дією значного прискорення елементів стрілової системи в момент її розгону, яке дорівнює  $v = -0,33$  рад. На проміжку часу від  $t = 0,45$  с до  $t = 1,3$  с відбувається відхилення вантажу в напрямку від стійки крана-маніпулятора під дією інерційної сили, яке набуває значення  $v = 0,38$  рад. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру.

## 6.2. Динамічний аналіз режимів руху штока гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

При дослідженні динаміки руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом потрібно знати характеристики поведінки механізмів приводу за різними законами керування. Визначення характеристики зміни прохідної площі в золотниковій парі дає можливість визначити зміну рушійних зусиль в початковий момент руху та оцінити величину динамічних навантажень, які виникають в механізмах приводу [19].

Математична модель гідравлічного циліндра двосторонньої дії побудована у вигляді одномасової динамічної системи, яка є найбільш простою в дослідженні динамічних навантажень, що виникають в

гідравлічній системі об'ємного гідравлічного приводу в перехідний період руху [19].

При побудові математичної моделі процесу роботи об'ємного гідравлічного приводу (рис. 6.9) та проведенні динамічного аналізу приймаємо наступні припущення:

- гідравлічний циліндр розміщений вертикально, оскільки дане розміщення притаманне більшості вантажопідйомним маніпуляторам та механізмам;
- температура, в'язкість робочої рідини, а також кількість не розчиненого повітря за період перехідного процесу залишаються незмінними;
- маси вихідної ланки, вантажу і робочої рідини в поршневій і штоковій камерах гідравлічного циліндра зосереджені в геометричних центрах мас і приведені до поршня;
- робоча рідина, яка заповнює поршневу та штокову камери гідравлічного циліндра, розглядається як стисливе середовище;
- конструктивні елементи гідравлічної системи, за виключенням трубопроводів, вважаємо абсолютно жорсткими елементами, тобто при підвищенні тиску радіальну деформацію сприймає трубопровід;
- хвильові явища, що виникають в трубопроводах не враховуємо, вважаючи, що частота хвильових процесів на порядок перевищує частоту коливань гідравлічної системи [20].

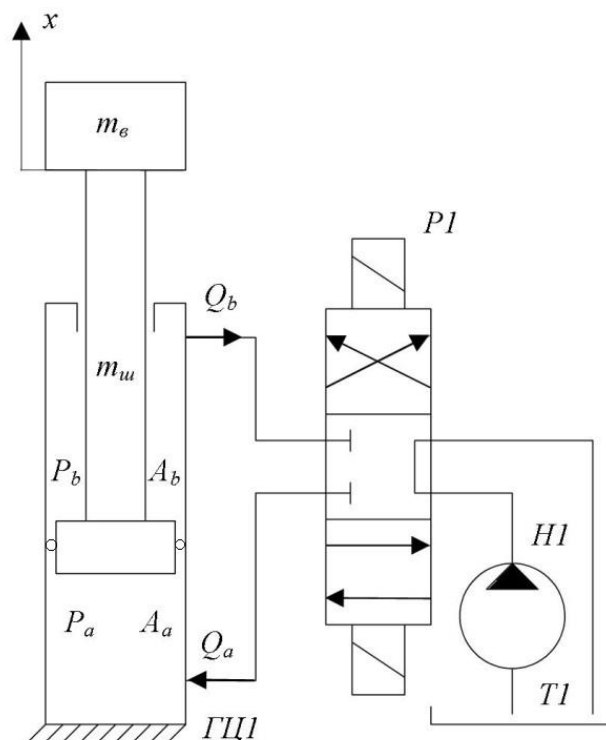


Рис. 6.9. Динамічна модель гідравлічного приводу крана-маніпулятора

На рис. 6.9 прийнято наступні позначення: ГЦІ – гідравлічний циліндр двосторонньої дії; РІ – гідравлічний розподільник; НІ – гідравлічний насос; ТІ – бак з робочою рідиною,  $x$  – координата переміщення штока гідравлічного циліндра;  $m_e$  – маса вантажу;  $m_{ш}$  – маса штоку;  $P_a$  і  $P_b$  – тиск робочої рідини відповідно в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра;  $A_a$  і  $A_b$  – відповідно площа поршня зі сторони поршневої камери та площа поршня зі сторони штокової камери гідравлічного циліндра;  $Q_a$  і  $Q_b$  – витрата робочої рідини відповідно для поршневої та штокової камери гідравлічного циліндра.

Виходячи з динамічної моделі (рис. 6.9) на шток гідравлічного циліндру під час його переміщення діятимуть:

- сили інерції, які виникають внаслідок переміщення мас рухомих частин, приведених до поршня гідравлічного циліндра, що рухаються з відповідною швидкістю та прискоренням;
- сили сухого тертя в ущільненнях та напрямних втулках штоку і поршня гідравлічного циліндра;
- сили в'язкого тертя, що виникають внаслідок перетікання рідини по трубопроводах;
- статична сила ваги та динамічні сили, які виникають в гідравлічному циліндрі зі сторони поршневої та штокової камер від дії тиску робочої рідини.

Відповідно до прийнятих припущень, діючих сил та динамічної моделі (рис. 6.9) згідно принципу Д'Аламбера диференціальне рівняння руху штока гідравлічного циліндра матиме наступний вигляд [19]:

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = P_a \cdot A_a - P_b \cdot A_b - m_{np} \cdot g, \quad (6.24)$$

де  $m_{np}$  – приведена маса рухомих частин та робочої рідини;  $x$  – переміщення штоку гідравлічного циліндра;  $B$  – коефіцієнт демпфування, який зв'язаний з наявністю сил в'язкого та сухого тертя;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Зміну тиску в порожнинах гідравлічного циліндру визначаємо з рівнянь нерозривності потоку з врахуванням стискання робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндру, а також в прилеглих елементах трубопроводу. В результаті чого будемо мати наступні залежності:

- для поршневої камери:

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{E_{np}}{V_a} \cdot \left( Q_a - A_a \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (6.25)$$

$$V_a = V_{\min} + A_a \cdot x, \quad (6.26)$$

- для штокової камери:

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{E_{np}}{V_b} \cdot \left( -Q_b - A_b \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (6.27)$$

$$V_b = V_{\max} - A_b \cdot x, \quad (6.28)$$

де  $E_{np}$  – зведений модуль об'ємної пружності;  $V_a$  і  $V_b$  – відповідно початковий об'єм робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра з прилеглими трубопроводами;  $V_{\min}$  – об'єм робочої рідини в поршневій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня ( $x=0$ );  $V_{\max}$  – об'єм робочої рідини в штоковій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня ( $x=0$ ).

Зведений модуль об'ємної пружності виразимо наступною залежністю [21]:

$$E_{np} = \frac{E_p}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_p}{E_m}}, \quad (6.29)$$

де:  $E_p$  та  $E_m$  – відповідно модулі об'ємної пружності робочої рідини та матеріалу трубопроводу;  $d_{mp}$  і  $\delta$  – відповідно діаметр та товщина стінки трубопроводу гідравлічної магістралі.

Гідравлічний золотниковий розподільник, принцип роботи якого зображено на рис. 6.9, розглянуто у вигляді керуючої апаратури для переміщення гідравлічного циліндра двосторонньої дії з наступними функціями:

- перерозподіл потоків робочої рідини в гідравлічній системі, відповідно подача до поршневої або штокової камер гідравлічного циліндра та відведення в бак робочої рідини від поршневої та штокової камер гідравлічного циліндра в залежності від положення золотника;

- зміна швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра в залежності від переміщення золотника відносно гільзи та утворення прохідного перерізу між кромками золотника та підвідними і відвідними каналами гільзи (рис. 6.10).

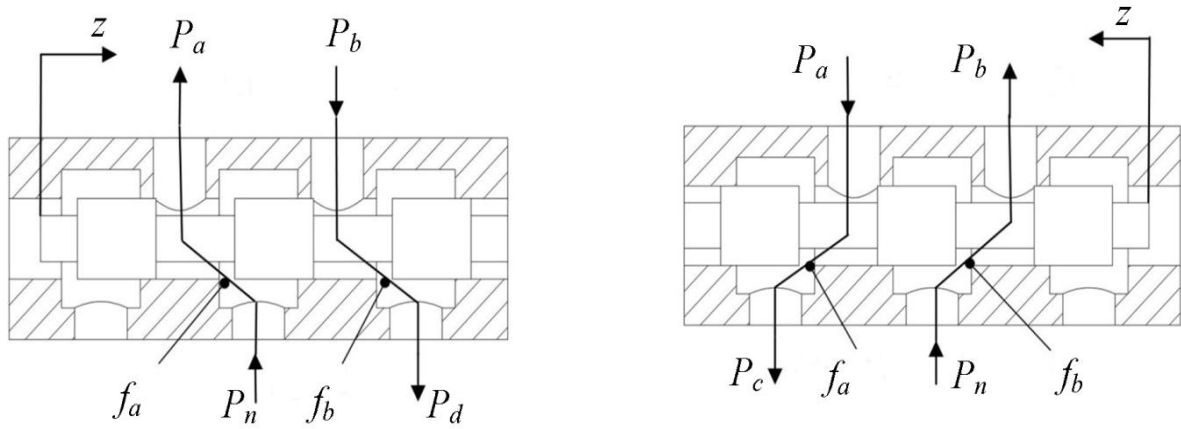


Рис. 6.10. Принцип роботи гідравлічного золотникового розподільника

Відповідно витрата рідини матиме наступний вигляд:

- для підведення рідини в поршневу камеру гідравлічного циліндра:

$$Q_a = \mu \cdot f_a \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_n - P_a|}; \quad (6.30)$$

- для відведення рідини із штокової камери гідравлічного циліндра:

$$Q_b = \mu \cdot f_b \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_{зл}|}, \quad (6.31)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати робочої рідини в залежності від конструкції гідравлічного розподільника;  $f_a$  і  $f_b$  – площі прохідного перерізу, що утворені між кромкою ущільнюючого пояску золотника та гільзою;  $\rho$  – об’ємна маса робочої рідини;  $P_n$  – тиск робочої рідини, що створюється гідравлічним насосом;  $P_{зл}$  – тиск робочої рідини в зливній магістралі.

Для визначення величини коефіцієнта демпфування представимо його у вигляді суми двох коефіцієнтів [21]:

$$B = F_z + F_m, \quad (6.32)$$

де  $F_z$  – питома сила гідравлічного супротиву, що викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу;  $F_m$  – питома сила сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулках відповідно штоку і поршня гідравлічного циліндра.

Силу гідравлічного супротиву, яка викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу, знайдемо з наступної залежності [21]:

$$F_z = \frac{4 \cdot \frac{\lambda \cdot \text{Re}}{2} \cdot \mu_\delta \cdot l_m \cdot A_b}{\pi \cdot d_m^4}, \quad (6.33)$$

де  $\mu_{\partial}$  – динамічна в'язкість робочої рідини;  $l_m$  – довжина трубопроводу;  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя, який для різних режимів дорівнює:

- для ламінарного режиму [21]:

$$\lambda = \frac{37,5 \frac{dx}{dt}}{V_p \cdot d_m}, \quad (6.34)$$

де  $V_p$  – швидкість рідини в трубопроводі;

- для перехідного турбулентного режиму ( $2300 < Re < 8 \cdot 10^4$ ) [21]:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}. \quad (6.35)$$

Визначимо складові сили сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулок штоку і поршня гідравлічного циліндра [22]:

$$F_m = F_{mu} + F_{mn} + F_c, \quad (6.36)$$

де  $F_{mu}$  – сила сухого тертя штоку;  $F_{mn}$  – сила сухого тертя поршня;  $F_c$  – сила, яка виникає внаслідок перетікання робочої рідини з протилежної камери гідравлічного циліндра в бак.

$$F_{mu} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_u \cdot b(n \cdot p_k + P_b), \quad (6.37)$$

де  $\mu_m$  – коефіцієнт тертя ущільнюючих манжет по робочих поверхнях;  $d_u$  – діаметр штоку;  $b$  – ширина контакту ущільнюючих кілець;  $n$  – кількість ущільнюючих кілець;  $p_k$  – початковий питомий тиск кільця на робочі поверхні.

$$F_{mn} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_y \cdot b(n \cdot p_k + P_a), \quad (6.38)$$

де  $d_y$  – діаметр циліндра.

$$F_c = P_{3l} \left( \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \right). \quad (6.39)$$

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра та дослідження динаміки переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем прийнято, що зміна прохідного перерізу  $f_a$  і  $f_b$  в золотниковому гідравлічному розподільнику змінюється за такими залежностями:

- за лінійною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad f_b \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad (6.40)$$

- за параболічною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad f_b \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (6.41)$$

- за S-подібною залежністю:



$$f_a \max \cdot \left( \frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad f_b \max \cdot \left( \frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (6.42)$$

де  $t$  – час переміщення штоку, с;  $\Delta t$  - час переміщення золотника, с.

Приведену масу визначимо з врахуванням зміни маси робочої рідини в штоковій порожнині. Тоді отримаємо:

$$m_{np} = m_g + m_{uu} + V_b \cdot \rho. \quad (6.43)$$

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра приймемо такі вихідні параметри гідравлічного приводу крана-маніпулятора [19]:

Робоча рідина марки МГЕ-46В,  $m_g = 15000 \text{ кг}$ ;  $m_{uu} = 41 \text{ кг}$ ;

$A_a = 0,012265625 \text{ м}^2$ ;  $A_b = 0,007241625 \text{ м}^2$ ;  $P_n = 20 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ;  $P_{3л} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ;

$E_p = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Па}$ ;  $E_m = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ ;  $d_m = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ ;  $\delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;

$\rho = 850 \text{ кг} / \text{м}^3$ ;  $l_m = 0,5 \text{ м}$ ;  $d_{uu} = 0,08 \text{ м}$ ;  $d_{\text{ц}} = 0,125 \text{ м}$ ;

$f_a \max = f_b \max = 1,45 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ;  $t = 2 \text{ с}$ ;  $\Delta t = 0,25 \text{ с}$ . Початкові умови:  $x[0] = 0$ ,

$$\frac{dx}{dt}[0] = 0, \quad P_b[0] = \frac{V_b \cdot \rho \cdot g}{A_b}, \quad P_a[0] = \frac{m_{np} \cdot g}{A_a}.$$

Розв'язавши рівняння руху штоку гідравлічного циліндра чисельними методами згідно прийнятих вихідних параметрах та початкових умов, отримано графічні залежності швидкості, прискорення, та зміни тисків і зусиль в поршневій та штоковій камерах під час перехідного процесу руху штоку гідравлічного циліндру двосторонньої дії для трьох різних залежностей зміни прохідного перерізу між золотником та гільзою.

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра (рис. 6.11) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.11 а) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,25 с. Під час розгону виникають динамічні навантаження коливального характеру, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 6.11 а, на проміжку  $t = 0 - 0,25 \text{ с}$ ) та прискоренню (рис. 6.11 а, на проміжку  $t = 0 - 0,25 \text{ с}$ ). В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2 с. При цьому максимальне значення швидкості дорівнює 0,108 м/с, а мінімальне – 0,095 м/с. Швидкість усталеного руху становить 0,1 м/с;

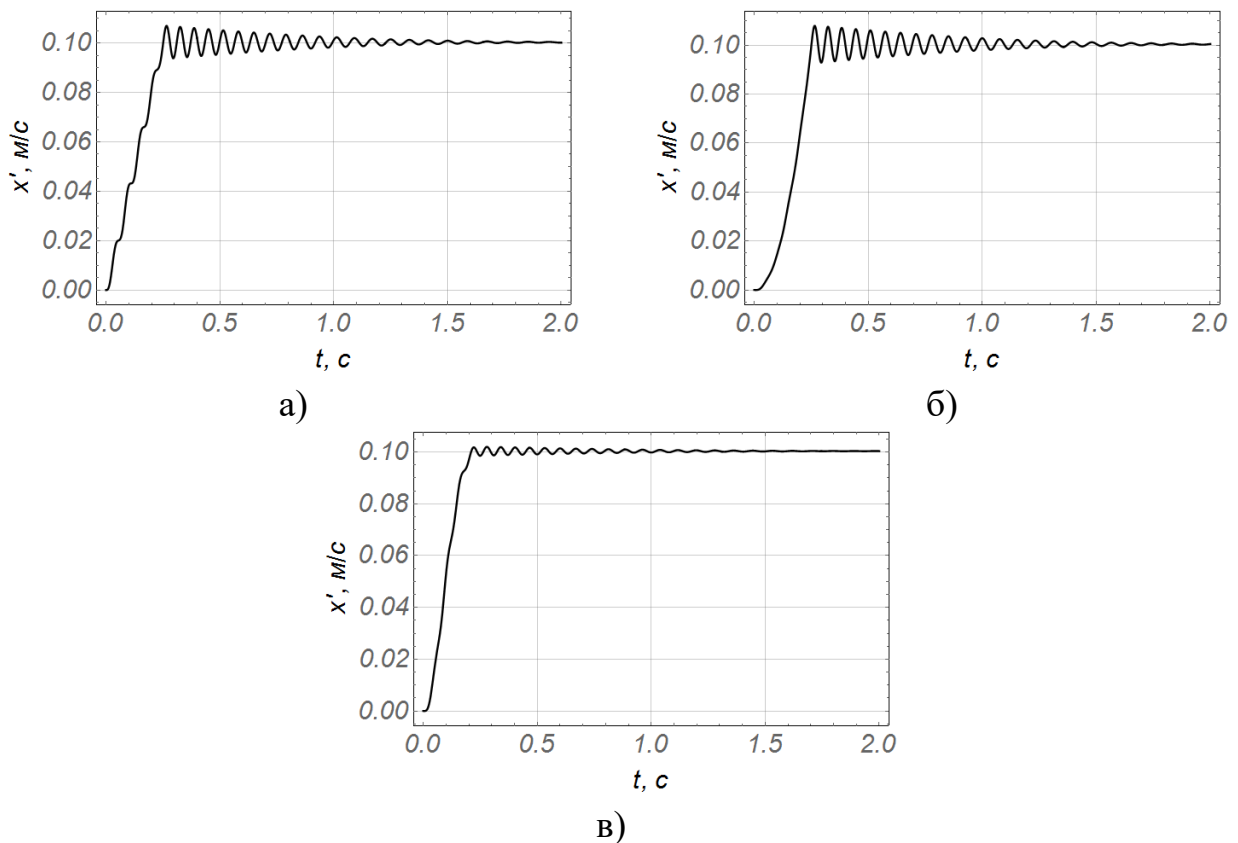


Рис. 6.11. Графіки швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S-подібною залежністю

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.11 б) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває  $0,25 \text{ c}$ . Розгін штоку гідравлічного циліндра здійснюється плавно без динамічних навантажень, який відповідає графіку зміни тиску робочої рідини (рис. 6.13 б) на проміжку  $t=0-0,25\text{c}$  та прискоренню (рис. 6.12 б) на цьому ж проміжку  $t=0-0,25\text{c}$ . В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом  $2\text{c}$ . Максимальне значення швидкості дорівнює  $0,11\text{m/c}$ , а мінімальне –  $0,093\text{m/c}$ . Швидкість усталеного руху становить  $0,1\text{m/c}$ ;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.11 в) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває  $0,2\text{c}$ , що менше на  $0,05\text{c}$ , ніж за залежностями (6.39) та (6.40). Під час розгону виникають незначні динамічні навантаження, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 6.13 в, на проміжку  $t=0-0,2\text{c}$ ) та значному прискоренню (рис. 6.12 а, на проміжку  $t=0-0,2\text{c}$ ). В подальшому швидкість переміщення штоку має незначні затухаючі

коливання, які зникають протягом 1,3с. При цьому швидкість усталеного руху становить  $0,1\text{ м/с}$ .

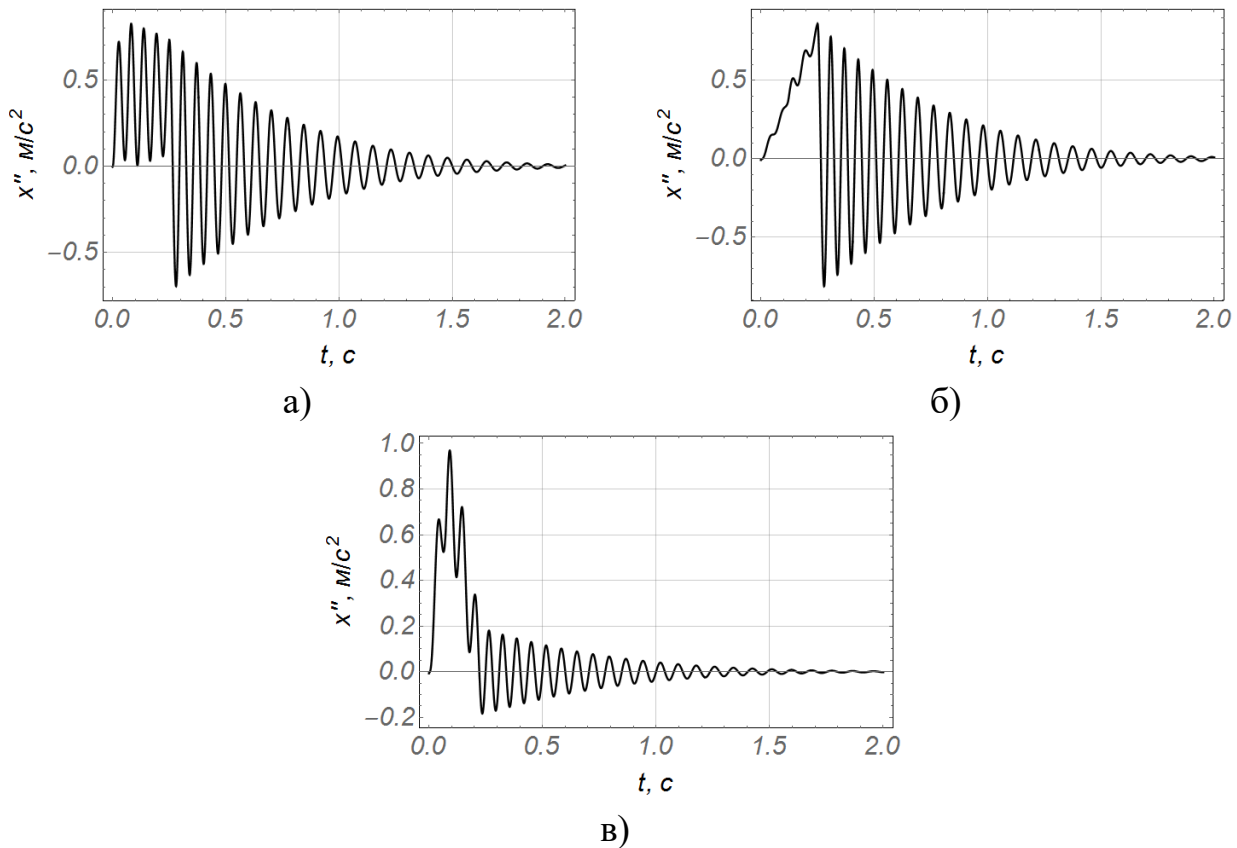


Рис. 6.12. Графіки прискорення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S-подібною залежністю

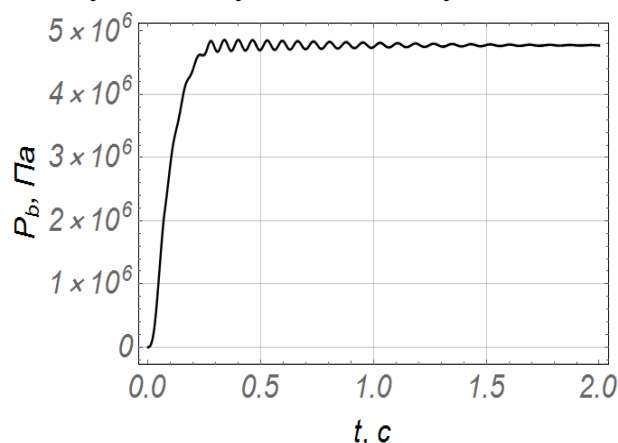
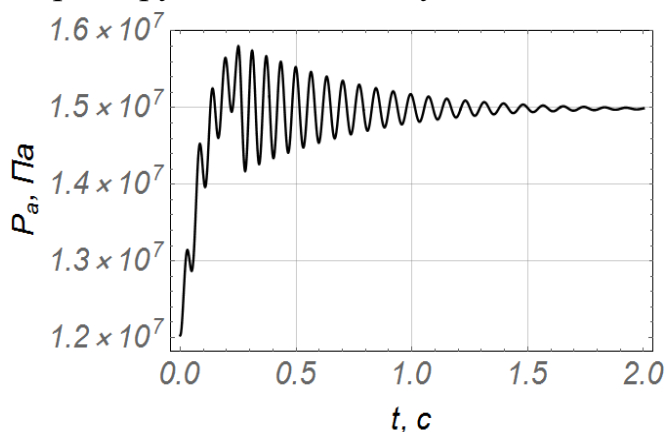
Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності прискорення штоку гідравлічного циліндра (рис. 6.12) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.12 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0 - 0,25\text{ с}$ ) прискорення у період розгону супроводжується значними коливаннями та набуває максимального значення, яке становить  $0,82\text{ м/с}^2$ . По закінченню періоду розгону штоку гідравлічного циліндра та виходу його на усталений рух ( $t = 0,25\text{ с}$ ) прискорення супроводжується коливаннями знакозмінного затухаючого характеру;

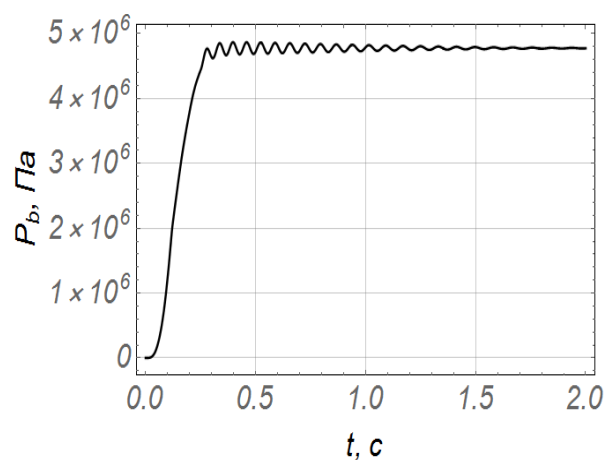
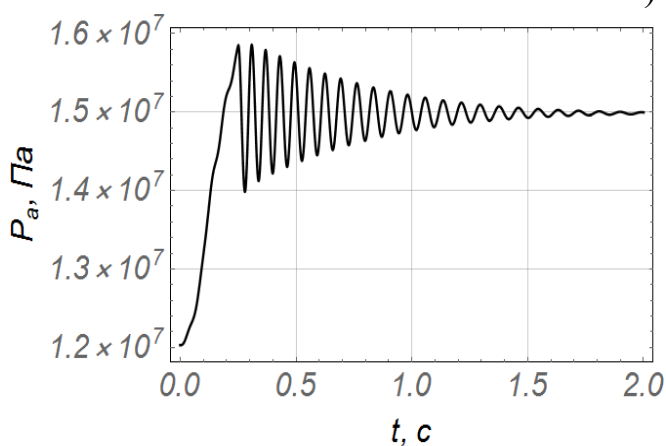
- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.12 б): за період розгону ( $t = 0 - 0,25\text{ с}$ )

прискорення зростає рівномірно, але при цьому спостерігаються коливання. Максимального значення прискорення набуває в момент закінчення переміщення золотника ( $t = 0,25c, f_a = f_a \max, f_b = f_b \max$ ) і становить  $0,88m/c^2$ . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0,25 - 2c$ ) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру;

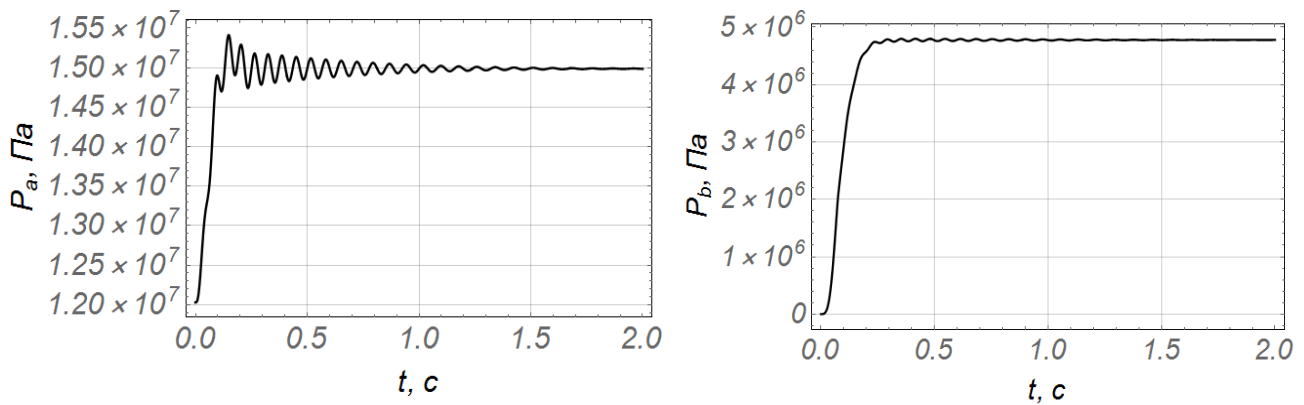
- за S-подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.12 в): за період розгону ( $t = 0 - 0,25c$ ) прискорення супроводжується коливаннями з явно вираженими максимальними піковими значеннями. Максимального значення прискорення набуває в момент часу  $0,1c$  і становить  $0,98m/c^2$ . В момент часу  $t = 0,25c$ , прискорення штоку гідравлічного циліндра становить  $0,195m/c^2$ . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0,25 - 2c$ ) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру. Остаточне затухання коливань відбувається у момент часу  $t = 1,8c$ .



а)



б)



в)

Рис. 6.13. Графіки зміни тиску в поршневій та штоковій камері гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S-подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності зміни тиску в поршневій камері гідравлічного циліндра (рис. 6.13) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.13 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0 - 0,25c$ ) виникають значні коливання тиску, які негативно впливають на режими зміни швидкості та прискорення переміщення штоку гідравлічного циліндра. В момент часу  $t = 0,25c$  максимальне значення тиску становить  $1,58 \cdot 10^7 Pa$ . При подальшому переміщенні штоку зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Це спричинено інерційною складовою рухомих мас, стисливістю робочої рідини та піддатливістю елементів гідравлічної системи. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом  $1,5c$ . Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить  $1,5 \cdot 10^7 Pa$ ;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.13 б): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0 - 0,25c$ ) коливання тиску відсутні. В момент часу  $t = 0,25c$ , максимальне значення тиску становить  $1,58 \cdot 10^7 Pa$ . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндру зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом  $1,5c$ . Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить  $1,5 \cdot 10^7 Pa$ ;

- за S-подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 6.13 в): під час розгону штоку гідравлічного циліндра ( $t = 0 - 0,1c$ ) коливання тиску відсутні. В момент часу  $t = 0,1 - 0,25c$ , виникають незначні коливання тиску, максимальне значення яких становить  $1,54 \cdot 10^7 Pa$ . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра зміна тиску супроводжується незначними коливаннями затухаючого характеру. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить  $1,5 \cdot 10^7 Pa$ .

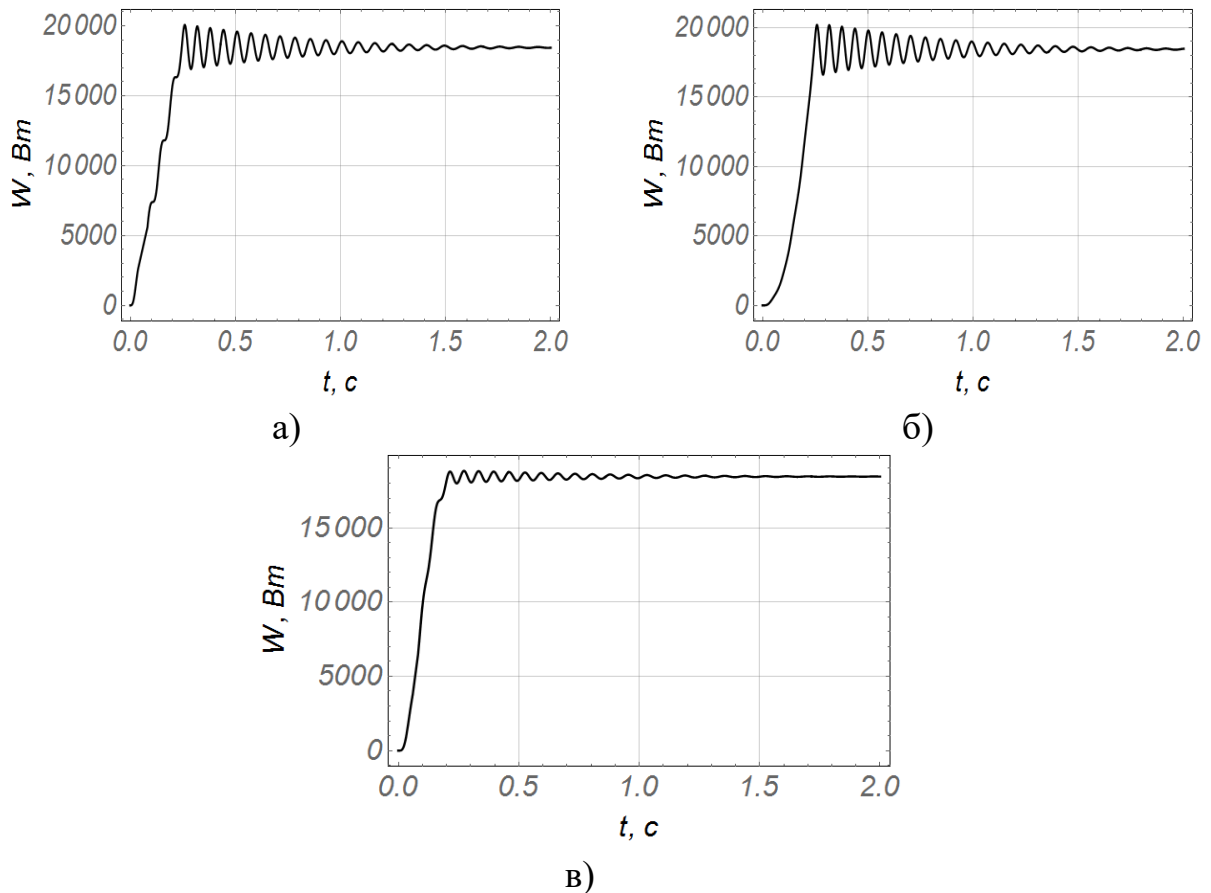


Рис. 6.14. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S-подібною залежністю

Для оцінки енергоефективності переміщення штоку гідравлічного циліндра за різними режимами руху на рис. 6.14 наведено результати затраченої потужності. Як видно, при кожному з режимів руху відбувається нерівномірне споживання енергії, що пов'язано із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу. Найменші коливання тиску робочої рідини спостерігаються при зміні площі прохідного перерізу золотникового розподільника за S-подібною залежністю. Разом з

тим, ці коливання при лінійній та параболічній залежностях зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника є значними, тому в кожному конкретному випадку необхідно вибирати той або інший закон зміни площі прохідного перерізу.

## **7. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ПЕРЕМІЩЕННІ ВАНТАЖУ**

В процесі зміни вильоту маніпулятора в елементах конструкції та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження, які знижують його надійність та продуктивність виконання навантажувальних та розвантажувальних операцій. Однією з основних причин виникнення динамічних навантажень є розгойдування вантажу на шарнірному підвісі, яке, в свою чергу суттєво залежить від характеру зміни рушійних зусиль в приводних гідравлічного циліндрах.

Для реалізації оптимального режиму переміщення стрілової системи з вантажем використано маніпулятор, який складається зі стріли та рукояті з телескопічною секцією, до якої підвішений на шарнірному підвісі вантаж. В процесі зміни вильоту маніпулятора будемо вважати, що стріла є нерухомою, а вантаж змінює виліт тільки за рахунок опускання рукояті та висування телескопічної секції. При цьому розглянемо випадок зміни вильоту стрілової системи маніпулятора, при якому вантаж переміщується по горизонталі. Такий режим зміни вильоту забезпечує значну економію енергетичних витрат приводних механізмів переміщення рукояті та висування телескопічної секції. Досягається цей режим зміни вильоту стрілової системи маніпулятора шляхом узгодженої одночасної роботи механізмів переміщення рукояті та висування телескопічної секції.

В цьому випадку кран-маніпулятор представляємо як голономну механічну систему, яка складається з абсолютно твердих ланок, окрім шарнірного підвісу, на якому вантаж здійснює коливання в площині зміни вильоту. Динамічна модель такої системи має три ступені вільності і представлена на (рис. 7.1). За узагальнені координати прийнятої моделі використані лінійні координати центра мас вантажу  $z$  та горизонтальної координати точки  $A$  телескопічної секції рукояті  $x$ . При цьому вертикальна координата точки  $A$  телескопічної секції завжди залишається постійною, тобто  $y_A = h = const$ . Ця умова є кінематичною умовою, яка накладає додаткову в'язь на маніпулятор в процесі зміни вильоту стрілової системи.

Тому система з трьома ступенями вільності за рахунок кінематичної в'язі перетворилась в систему з двома ступенями вільності.

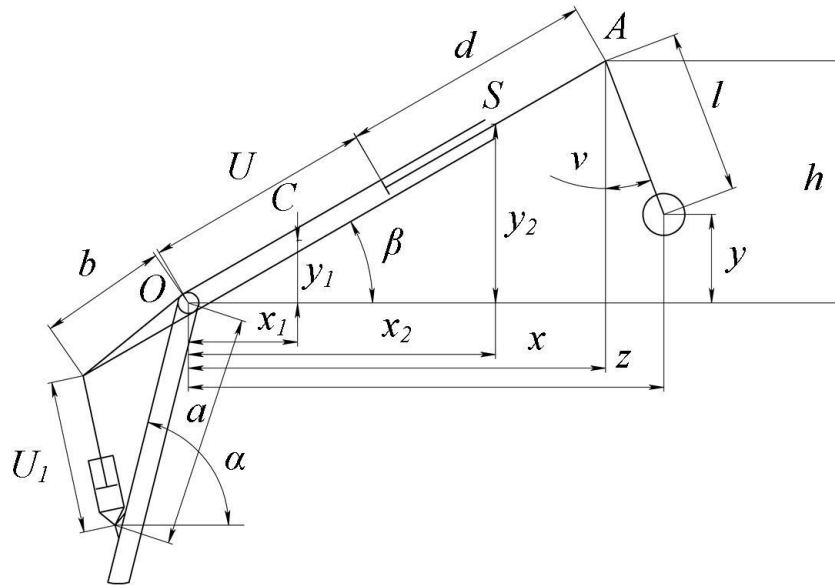


Рис. 7.1. Динамічна модель зміни вильоту крана-маніпулятора

В динамічній моделі маніпулятора (рис. 7.1) прийняті такі позначення:  $\alpha$  - кут нахилу стріли до горизонту;  $a$  - довжина стійки кріплення гідравлічного циліндра переміщення рукояті;  $b$  - довжина тильної частини рукояті;  $c$  - довжина основної секції рукояті;  $d$  - довжина висувної секції рукояті;  $l$  - довжина гнучкого підвісу вантажу;  $\beta, \nu$  - відповідно кутові координати повороту рукояті та відхилення шарнірного підвісу вантажу від вертикалі;  $x_1, y_1$  - координати центра мас основної секції рукояті;  $x_2, y_2$  - координати центра мас телескопічної секції;  $U_1, U$  - відповідно довжини гідравлічних циліндрів рукояті та телескопічної секції;  $y$  - вертикальна координата центра мас вантажу.

Для складання рівнянь руху зміни вильоту стрілової системи маніпулятора, представленого динамічною моделлю на рис. 7.1, використаємо рівняння Лагранжа другого роду [23]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z}, \end{cases} \quad (7.1)$$

де  $T, \Pi$  - відповідно кінетична та потенціальна енергія системи;  $Q_x$  - потенціальна складова узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті  $x$ .



Кінетична і потенціальна енергія системи визначаються наступними залежностями:

$$T = \frac{1}{2}(J_1 + J_2)\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{S}^2 + \frac{1}{2}m\dot{z}^2; \quad (7.2)$$

$$П = (m_1y_1 + m_2y_2 + my)g, \quad (7.3)$$

де  $J_1, J_2$  - відповідно моменти інерції рукояті та телескопічної секції відносно осі її повороту;  $m_1, m_2, m$  - відповідно маси рукояті, телескопічної секції та вантажу;  $S$  - координата центра мас телескопічної секції рукояті в напрямку її висування;  $g$  - прискорення вільного падіння.

Потенціальну складову узагальненої сили, що відповідає координаті  $x$  визначимо з умови рівності елементарних робіт:

$$Q_x \delta x = F_1 \cdot \delta U_1 + F \cdot \delta U, \quad (7.4)$$

де  $F_1, F$  - відповідно зусилля в гідравлічних циліндрах переміщення рукояті та телескопічної секції;  $\delta U_1, \delta U$  - елементарні переміщення штоків гідравлічних циліндрів відповідно рукояті та телескопічної секції, які визначаються наступними залежностями:

$$\begin{aligned} \delta U_1 &= \frac{\partial U_1}{\partial x} \delta x; \\ \delta U &= \frac{\partial U}{\partial x} \delta x. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Після підстановки виразів (7.5) в рівняння (7.4) отримаємо:

$$Q_x = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x}. \quad (7.6)$$

Візьмемо необхідні похідні від виразів (7.2) і (7.3), в результаті чого будемо мати:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = (J_1 + J_2)\dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 + m_2 \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x}; \quad (7.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad (7.8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (J_1 + J_2)\dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{x}} + m_2 \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial \dot{x}}; \quad (7.9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\dot{z}; \quad (7.10)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (J_1 + J_2) \left( \ddot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} + \dot{\beta} \frac{\partial \ddot{\beta}}{\partial x} \right) + \dot{x} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} + m_2 \left( \ddot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} + \dot{S} \frac{\partial \ddot{S}}{\partial x} \right); \quad (7.11)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\ddot{z}; \quad (7.12)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \quad (7.13)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = mg \frac{\partial y}{\partial z}. \quad (7.14)$$

Після підстановки виразів (7.7)-(7.14) в рівняння (7.1) отримаємо:

$$\left\{ \begin{aligned} & (J_1 + J_2) \cdot \left( \ddot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} \right) + \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 + m_2 \left( \ddot{S} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} \right) - (J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} - \\ & - \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 - m_2 \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x} - \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \\ & m\ddot{z} = -mg \frac{\partial y}{\partial z}. \end{aligned} \right. \quad (7.15)$$

Звівши подібні члени в рівнянні (7.15) та використавши залежності:

$$\dot{\beta} = \dot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x}; \quad \ddot{\beta} = \ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2}; \quad \dot{S} = \dot{x} \frac{\partial S}{\partial x}; \quad \ddot{S} = \ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2}, \quad \text{отримаємо}$$

систему диференціальних рівнянь зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі:

$$\left\{ \begin{aligned} & (J_1 + J_2) \cdot \left( \ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial \beta}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{x}^2 \left( \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + -(J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} - \\ & - m_2 \left( \ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} \right) \frac{\partial S}{\partial x} = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x} - \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \\ & \ddot{z} = -g \frac{\partial y}{\partial z}. \end{aligned} \right. \quad (7.16)$$

Виразимо координати  $\beta, S, y_1, y_2, y, U_1, U$  через узагальнені координати  $x$  і  $z$  та візьмемо їхні похідні по цих координатах:

$$S = \sqrt{h^2 + x^2} - \frac{d}{2}; \quad S_x = \frac{\partial S}{\partial x} = \left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}; \quad (7.17)$$

$$S_{xx} = \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = \frac{1}{h} \left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]^{-\frac{3}{2}};$$

$$\beta = \text{ArcTan} \frac{x}{h}; \quad \beta_x = \frac{\partial \beta}{\partial x} = -\frac{1}{h \cdot \left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]}; \quad (7.18)$$

$$\beta_{xx} = \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} = -\frac{2x}{h^3 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]^2};$$

$$y = h \left( 1 - \text{Cos} \frac{x-z}{h} \right); \quad y_x = \frac{\partial y}{\partial x} = \text{Sin} \frac{x-z}{h}; \quad y_z = \frac{\partial y}{\partial z} = -\text{Sin} \frac{x-z}{h}; \quad (7.19)$$

$$y_1 = \frac{h - (c-b)}{2\sqrt{h^2 + x^2}}; \quad y_{1x} = \frac{\partial y_1}{\partial x} = -\frac{c-b}{2h^2} \cdot \frac{x}{\left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}; \quad (7.20)$$

$$y_2 = h \left( 1 - \frac{d}{2\sqrt{h^2 + x^2}} \right); \quad y_{2x} = \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{d}{2h^2} \cdot \frac{x}{\left[ 1 + \left( \frac{x}{h} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}; \quad (7.21)$$

$$U = \sqrt{h^2 + x^2} - d; \quad U_1 = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \text{Cos}(\alpha - \beta)}; \quad (7.22)$$

$$U_x = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{h}{x} \right)^2}}; \quad U_{1x} = \frac{\partial U_1}{\partial x} = -\frac{ab}{U_1} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial x} \text{Sin}(\alpha - \beta); \quad (7.23)$$

Визначимо моменти інерції ланок стрілової системи:

$$\begin{aligned} J_1 &= m_1 (c^2 - cb + b^2); \\ J_2 &= m_2 \left( \frac{d^2}{3} + d \cdot U + U^2 \right); \\ J_{2x} &= \frac{\partial J_2}{\partial x} m_2 U_x (d + 2U); \end{aligned} \quad (7.24)$$

В останнє рівняння системи (7.16) підставимо вираз (7.19), в результаті чого будемо мати:

$$\ddot{z} = g \frac{x-z}{h}. \quad (7.25)$$

Звідки знаходимо:

$$x = z + \frac{h}{g} \ddot{z}; \quad \dot{x} = \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z}; \quad \ddot{x} = \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV}; \quad (7.26)$$

Використавши вирази (7.26), замінимо систему рівнянь (7.16) одним диференціальним рівнянням, яке представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} & \left( \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \left[ (J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2 \right] + \left( \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 \left[ (J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} + \right. \\ & \left. + m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2} \right] + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g = Q_x; \end{aligned} \quad (7.27)$$

За критерій оптимізації режиму зміни вильоту стрілової системи маніпулятора оберемо середньоквадратичне значення узагальненої сили  $Q_x$ , який має вигляд:

$$\begin{aligned} Q_{xc} = & \left[ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} Q_x^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \left( \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \left[ (J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2 \right] + \left( \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 \times \right. \\ & \left. \times \left[ (J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} + m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2} \right] + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g \right\}^2 dt \Bigg\}^{\frac{1}{2}}, \end{aligned} \quad (7.28)$$

де  $t$  - час;  $t_n$  - тривалість процесу пуску маніпулятора.

Отриманий критерій необхідно мінімізувати, оскільки він відображає витрати зведених рушійних зусиль приводних механізмів рукояті та телескопічної секції. Мінімізація критерію (7.28) дає змогу зменшити значення динамічних навантажень, які виникають в механічній системі крана-маніпулятора на ділянках перехідних режимів руху. Разом з тим, аналітично мінімізувати критерій (7.28) та вибрати закони зміни координати  $z = z(t)$  та її похідних за часом не представляється можливим при крайових умовах процесу пуску маніпулятора:

$$\begin{cases} t = 0: & x = z = z_0, \quad \dot{x} = \dot{z} = 0; \\ t = t_n: & x = z = \frac{V t_n}{2}, \quad \dot{x} = \dot{z} = V; \end{cases} \quad (7.29)$$

де  $V$  - швидкість усталеного руху вантажу;  $z_0$  - початкове значення координати  $z$ .

Зведемо систему крайових умов (7.29) до координати  $z$  та її похідних за часом. Для цього використаємо залежності (7.27), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} t = 0: & z = z_0, \quad \dot{z} = 0, \quad \ddot{z} = 0, \quad \ddot{\ddot{z}} = 0; \\ t = t_n: & z = z_0 + \frac{V t_n}{2}, \quad \dot{z} = V, \quad \ddot{z} = 0, \quad \ddot{\ddot{z}} = 0. \end{cases} \quad (7.30)$$

Для знаходження наближеного розв'язку оптимізаційної задачі (7.28), (7.30) використаємо підхід [23] сутність якого зводиться до задання класу багатопараметричних функцій, які б задовольняли крайові умови (7.30) та визначення оптимальних параметрів функцій. Клас багатопараметричних функцій, на якій будемо відшукувати наближений розв'язок оптимізаційної задачі, задається як розв'язок крайової задачі [24]:

$$\begin{cases} L(z) = 0; \\ \left\{ \begin{array}{l} t = 0 : z = z_0, \dot{z} = 0, \ddot{z} = 0, \ddot{\ddot{z}} = 0; \\ t = \frac{t_n}{2} : z = z_{t_n/2}, \dot{z} = \dot{z}_{t_n/2}; \\ t = t_n : z = z_0 + \frac{Vt_n}{2}, \dot{z} = V, \ddot{z} = 0, \ddot{\ddot{z}} = 0, \end{array} \right. \end{cases} \quad (7.31)$$

де  $L$  – оператор, який діє на функцію  $z(t)$ . Розв'язок крайової задачі (7.31) містить два невідомих параметра  $z_{t_n/2}$  та  $\dot{z}_{t_n/2}$ . Оператор  $L(z)$  у рамках даного дослідження приймемо у вигляді диференціального рівняння десятого порядку  $L(z) = z^{(10)}$ . Однак, у загальному випадку цей оператор може бути іншим.

Розв'яжемо крайову задачу (7.31). Після цього сформуємо вираз функціонала (7.28):

$$Cr = Cr(z_{t_n/2}, \dot{z}_{t_n/2}, t_n), \quad (7.32)$$

який представляється нелінійною функцією своїх аргументів. Для ефективного відшукування таких значень  $z_{t_n/2}$  та  $\dot{z}_{t_n/2}$ , на яких би функціонал (7.32) набував мінімуму, використано модифікацію метаевристичного методу рою часточок ME-PSO [7]. Його застосування не вимагає неперервності та диференційованості критерію (7.32) та не накладає на оптимізаційну задачу жорстких вимог: як тільки вдалось побудувати функціональну залежність (7.32) можна використовувати метод ME-PSO та відшукувати оптимальні значення невідомих параметрів  $z_{t_n/2}$  та  $\dot{z}_{t_n/2}$ . У роботі використані наступні параметри методу: прийнятна швидкість зменшення критерію  $AR=0,005$ ; кількість часточок (популяція рою) – 50; кількість ітерацій – 20. Вказані параметри дозволяють досить ефективно використовувати обчислювальні ресурси для знаходження розв'язку задачі.

Всі розрахунки проведено для стрілової системи маніпулятора з параметрами:  $m=155$  кг;  $m_1=65$  кг;  $m_2=500$  кг;  $h=1,9$  м;  $z_0=1,1$  м;  $V=0,5$  м/с;  $a=1,65$  м;  $b=0,5$  м;  $c=2,2$  м;  $d=1,8$  м;  $t_0=0$  с;  $t_n=1$  с;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>.

У результаті використання методу було отримано такі значення:  $z_{t_n/2}=1,15$  м та  $\dot{z}_{t_n/2}=0,25$  м/с.

Аналогічний підхід використаний також і для мінімізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів, який відображає середньоквадратичні витрати потужності крана-маніпулятора на ділянках перехідних режимів руху. Вираз, який описує цей критерій, представляється наступною залежністю:

$$P_{xsc} = \left[ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} P_x^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \left\{ \left( \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \cdot \left( \left( \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \cdot \left( (J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2 \right) + \left( \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 + \left( (J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} - m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2} \right) + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g \right\}^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (7.33)$$

Мінімізація критерію (7.33) дає змогу підвищити енергоефективність механізмів приводу протягом перехідних режимів руху.

Багатопараметрична функція, на якій шукається наближений мінімум критерію, є розв'язком крайової задачі (7.31). Для цієї задачі отримані такі значення параметрів:  $z_{t_n/2}=1,15$  м та  $\dot{z}_{t_n/2}=0,26$  м/с.

Збіжність методу ME-PSO, яка проілюстрована графіками на рис. 7.2, свідчить про те, що для обох задач були відшукані такі значення  $z_{t_n/2}$  та  $\dot{z}_{t_n/2}$ , при яких критерії (7.28) та (7.33) набувають абсолютних мінімумів.

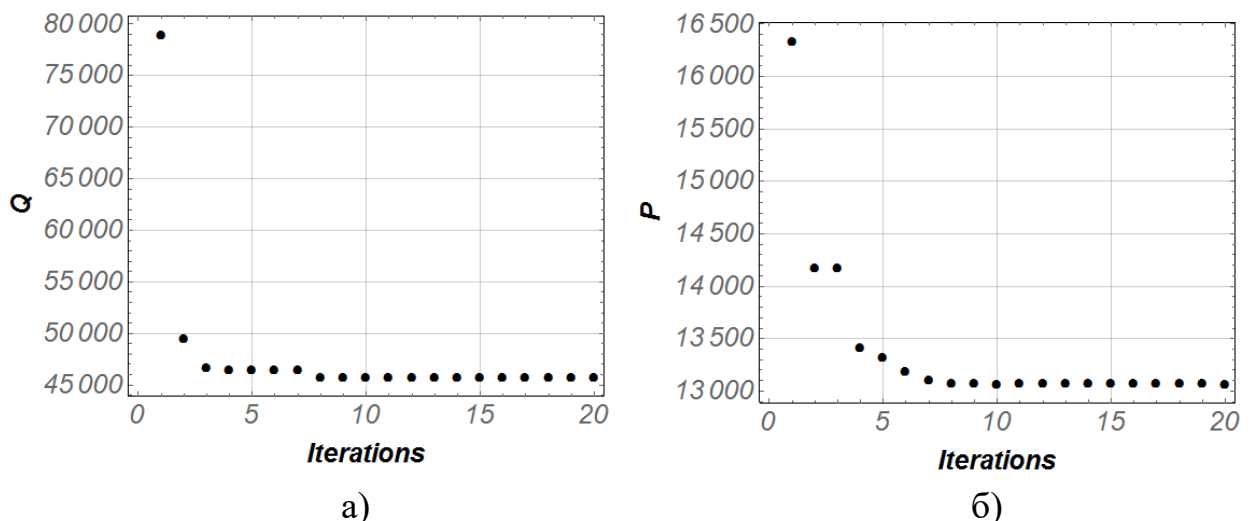


Рис. 7.2. Графік збіжності критерію оптимізації до мінімуму: а) критерій середньоквадратичного значення узагальненої сили; б) критерій середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

В результаті розв'язку поставленої оптимізаційної задачі отримані кінематичні характеристики ланок маніпулятора  $x(t)$ ,  $z(t)$ ,  $U(t)$ ,  $U_1(t)$ ,  $\beta(t)$  та їхні часткові та повні похідні за часом, а також узагальнена сила  $Q_x$ , в яку входять зусилля в гідравлічних циліндрах, що зв'язані співвідношенням:

$$Q_x = F \frac{\partial U}{\partial x} + F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x}. \quad (7.34)$$

Тепер визначимо зусилля в гідравлічних циліндрах телескопічної секції  $F$  та рукояті  $F_1$ . Для цього розв'яжемо першу задачу динаміки. Будемо вважати, що усі ланки маніпулятора рухаються за законами визначеними в результаті розв'язку оптимізаційної задачі.

Розглянута система має два ступені вільності. За узагальнені координати використаємо лінійну координату телескопічної секції  $U$ , кутову координату переміщення рукояті  $\beta$  та кутову координату відхилення шарнірного підвісу вантажу від вертикалі. Для такої механічної системи рівняння руху матимуть вигляд:

$$\begin{cases} [J_1 + J_2(U)]\ddot{\beta} + m_2(d + 2U)\dot{\beta}\dot{U} - m\ddot{z}(U + d)\sin\beta = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \beta} - \\ - \left[ m_1 \frac{c}{2} + m_2 \left( U + \frac{d}{2} \right) + m(U + d) \right] g \cdot \cos\beta; \\ m_2\ddot{U} - \frac{1}{2}m_2\dot{\beta}\dot{U}(d + 2U) + m\ddot{z}\cos\beta = F - (m_2 + m)g \cdot \sin\beta; \\ \ddot{z} = -g \cdot \tan\beta, \end{cases} \quad (7.35)$$

З перших двох рівнянь отриманої системи знаходимо рушійні сили в гідравлічних циліндрах:

$$F_1 = \left\{ [J_1 + J_2]\ddot{\beta} + m_2(d + 2U)\dot{\beta}\dot{U} - m\ddot{z}(U + d)\sin\beta + \left[ m_1 \frac{c}{2} + m_2 \left( U + \frac{d}{2} \right) + m(U + d) \right] g \cdot \cos\beta \right\} / \frac{\partial U_1}{\partial \beta}; \quad (7.36)$$

$$F = m_2\ddot{U} - \frac{1}{2}m_2\dot{\beta}\dot{U}(d + 2U) + m\ddot{z}\cos\beta + (m_2 + m)g \cdot \sin\beta. \quad (7.37)$$

При цьому  $\frac{\partial U_1}{\partial \beta}$  визначається залежністю

$$\frac{\partial U_1}{\partial \beta} = - \frac{ab \sin(\alpha - \beta)}{U_1}. \quad (7.38)$$

В результаті розв'язку поставлених оптимізаційних задач побудовані графічні залежності характеристик крана-маніпулятора (рис. 7.3-7.7).

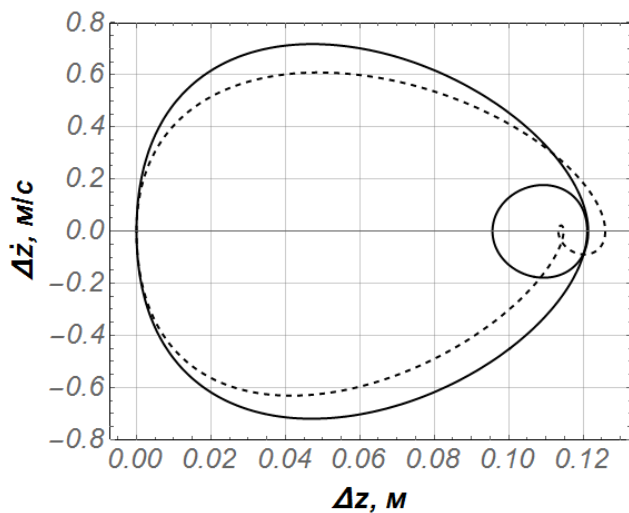


Рис. 7.3. Фазовий портрет відхилення вантажу:  
 – критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальної сили;  
 - - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

Аналізуючи фазові портрети коливань вантажу на шарнірному підвісі (рис. 7.3), можна зазначити наступне: в процесі пуску маніпулятора при зміні вильоту вантажу за різними оптимальними режимами мають місце незначні відхилення вантажу, які практично затухають при виході на усталений рух. За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальної сили максимальне значення відхилення вантажу становить 0,12 м, а максимальне значення швидкості відхилення дорівнює 0,7 м/с. За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів максимальне значення відхилення вантажу незначно збільшується і становить 0,13 м. При цьому швидкість відхилення вантажу є меншою і її максимальне значення дорівнює 0,6 м/с.

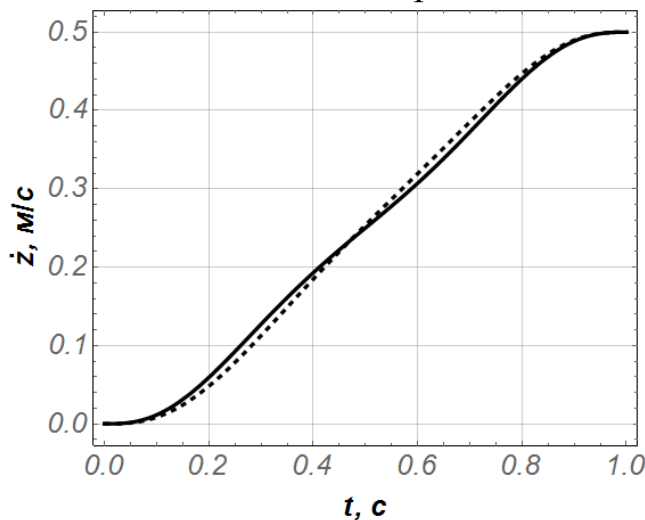


Рис. 7.4. Графічна залежність швидкості переміщення вантажу:  
 – критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальної сили;  
 - - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

Порівнюючи графічні залежності швидкості переміщення вантажу (рис. 7.4), можна зазначити, що за обома критеріями оптимізації залежності досить близькі між собою. В обох випадках оптимізації швидкість усталеного руху становить 0,5 м/с, а вихід на усталений рух триває 1 с. При оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення потужності швидкість на



початку та в кінці пуску змінюється плавно за параболічним законом, а в середині ділянки руху вона має ярко виражений лінійний характер зміни. Оптимізація за середньоквадратичним значенням зусилля дає режим зміни швидкості вантажу близький до два S-подібного закону.

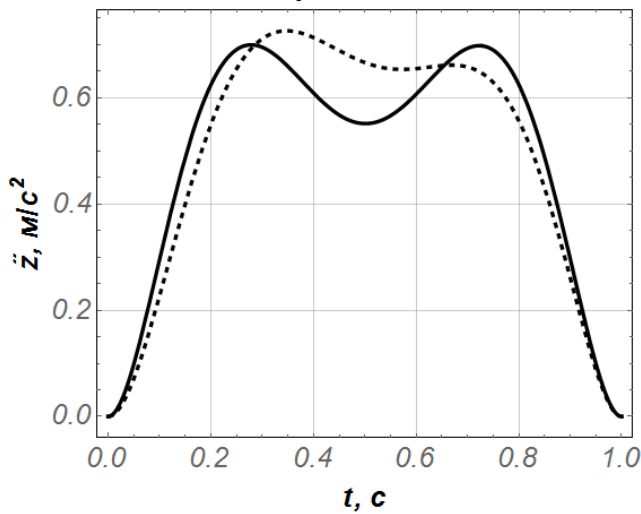


Рис. 7.5. Графічна залежність прискорення переміщення вантажу:  
 – критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили;  
 - - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

Аналізуючи графічні залежності прискорення вантажу (рис. 7.5) можна зазначити, що за обома критеріями оптимізації залежності також подібні.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили максимальне значення прискорення вантажу становить  $0,7 \text{ м/с}^2$ , в момент часу  $t=0,28 \text{ с}$ . В момент часу  $t=0,5 \text{ с}$  прискорення становить  $0,55 \text{ м/с}^2$ , що викликано маятниковими коливаннями вантажу.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів максимальне значення прискорення вантажу незначно збільшується і становить  $0,77 \text{ м/с}^2$ , в момент часу  $t=0,35 \text{ с}$ . В подальшому прискорення плавно зменшується до нульового значення. Порівнюючи графічні залежності за двома критеріями можна зазначити, що бажано використовувати критерій оптимізації середньоквадратичного значення зусилля, оскільки при цьому критерію менші коливання вантажу.

З графічних залежностей зміни потужності для переміщення рукояті та телескопічної секції (рис. 7.6) можна зазначити, що характер зміни потужності з часом за обома критеріями є подібним. Разом з тим, при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення узагальненої сили, максимальне значення потужності є дещо більші в порівнянні з критерієм оптимізації за середньоквадратичним значенням потужності приводних механізмів. При цьому критерії максимальне значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 7.6 а) становить  $3100 \text{ Вт}$ , в момент часу  $t=0,08 \text{ с}$ , та мінімальне –  $800 \text{ Вт}$ , в момент часу  $t=0,9 \text{ с}$ . Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 7.6 б)

максимальне значення потужності становить 1300 Вт, в момент часу  $t=0,1$  с, та мінімальне – 500 Вт, в момент часу  $t=0,9$  с.

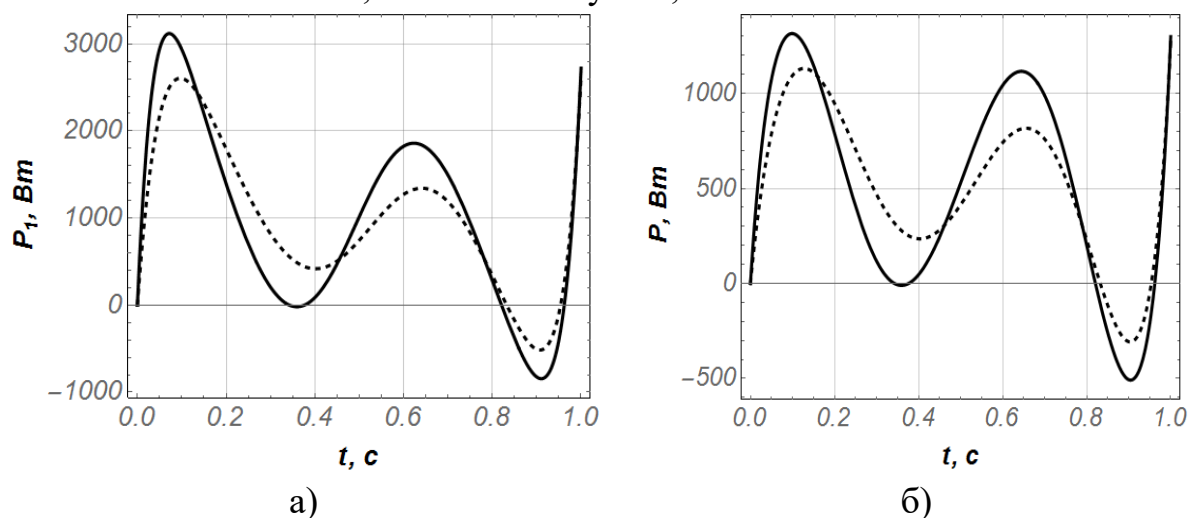


Рис. 7.6. Графічна залежність затраченої потужності для переміщення  
а) рукояті; б) телескопічної секції:

- критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили;
- - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення зусиль приводних механізмів максимальне значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 7.6 а) становить 2600 Вт в момент часу  $t=0,15$  с. мінімальне – 450 Вт в момент часу  $t=0,9$  с. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 7.6 б) максимальне значення потужності становить 1150 Вт, в момент часу  $t=0,1$  с, та мінімальне – 300 Вт, в момент часу  $t=0,9$  с.

При подальшому переміщенні стрілової системи потужність має коливальний характер. Це спричинено коливаннями вантажу на кінці стрілової системи. Від’ємні значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 7.6 а) та гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 7.6 б) спричинені коливаннями вантажу в напрямку переміщення гідравлічних циліндрів.

Аналізуючи графічні залежності зусиль які розвивають гідравлічні циліндри приводу рукояті та телескопічної секції (рис. 7.7) можна зазначити, що характер зміни зусилля з часом за обома критеріями є подібним.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили на початку руху для гідравлічного циліндру приводу рукояті (рис. 7.7 а) зусилля дорівнює 56000 Н. В момент часу  $t=0,15$  с зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 46000 Н. Максимального значення зусилля набуває в момент часу  $t=1$  с і дорівнює 68000 Н. Для гідравлічного циліндра

переміщення телескопічної секції (рис. 7.7 б) на початку руху зусилля становить 3650 Н. В момент  $t=0,1$  с зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 3200 Н. Максимального значення зусилля набуває в момент часу  $t=1$  с і дорівнює 4190 Н.

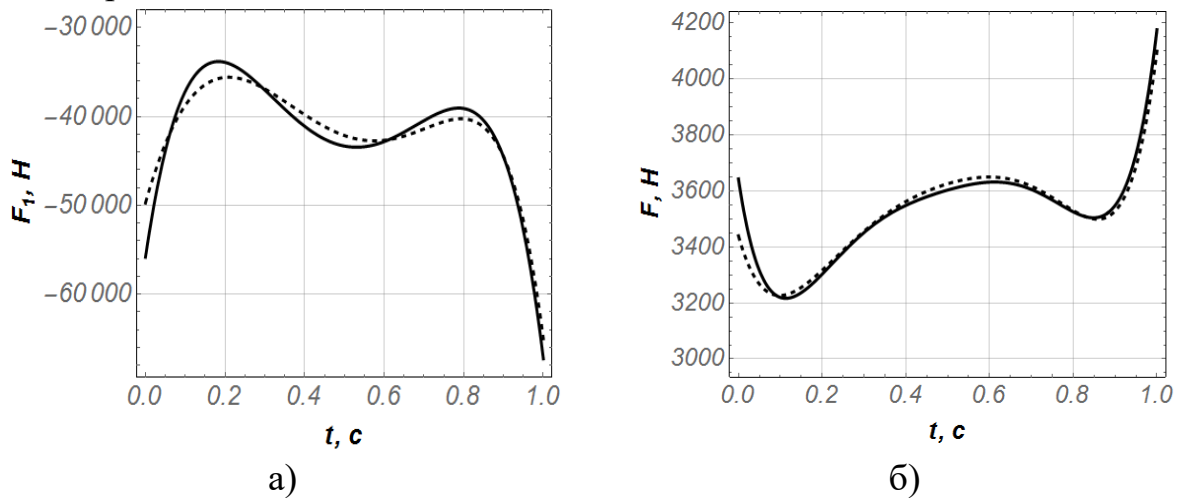


Рис. 7.7. Графічна залежність зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр а) приводу рукояті, б) приводу телескопічної секції:

- критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили;
- - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів на початку руху для гідравлічного циліндру приводу рукояті (рис. 7.7 а) зусилля дорівнює 50000 Н. В момент часу  $t=0,15$  с зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 36000 Н. Максимального значення зусилля набуває в момент часу  $t=1$  с і дорівнює 65000 Н. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 7.7 б) на початку руху зусилля становить 3450 Н. В момент  $t=0,1$  с, зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 3200 Н. Максимального значення зусилля набуває в момент часу  $t=1$  с і дорівнює 4100 Н.

## 8. УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ ПРИВОДА КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА

Підвищення технічного рівня крана-маніпулятора з гідравлічним приводом можливо вибравши оптимальні конструктивні та кінематичні параметри. Досягнути суттєвого покращення показників режимів руху крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, можливо після модернізації елементів системи керування, яка базується на таких принципах [25-27]:

- зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та системи гідравлічного приводу крана-маніпулятора;
- зменшення коливань вантажу та металоконструкції стрілової системи;
- підвищення продуктивності та ефективності розвантажувально-завантажувальних операцій;
- підвищення економічної ефективності у результаті модернізації елементів системи керування крана-маніпулятора.

Враховуючи наведені принципи розроблено рекомендації з модернізації елементів систем керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора.

Запропоновано знижувати динамічні навантаження під час пуску, усталеного руху та гальмування вихідної ланки приводних механізмів та відповідно елементів стрілової системи шляхом застосування керованого пуску з метою забезпечення виходу стрілової системи крана-маніпулятора на встановлений режим руху з найменшими динамічними навантаженнями та мінімальними коливаннями вантажу.

Для досягнення поставленої мети запропоновано вдосконалити систему керування механізмами приводу крана-маніпулятора за рахунок зміни геометричних параметрів гідравлічного золотникового розподільника. Це досягається тим, що гідравлічний золотниковий розподільник, який містить золотник з робочими кромками та радіальним розміщенням циліндричних проточок, який встановлений в розточений отвір корпусу з виконаними в ньому радіальними каналами розташованими від торців до центра перпендикулярно осі золотника і з'єднаними відповідно із нагнітальним, зливним, робочими і перепускними каналами.

Для усунення динамічних навантажень та забезпечення умови плавного пуску та гальмування вихідних ланок приводних механізмів та відповідно ланок стрілової системи на робочих кромках золотника радіально виконані дросельні щілини перпендикулярно осі розміщення золотника в корпусі, які можуть набувати вигляду циліндричних глухих отворів (рис. 8.1 а) [28], трикутної призми (рис. 8.1 б) [29] або конусних виточок змінного перерізу по осі золотника (рис. 8.1 в) [30].

При роботі, завдяки виконаним на робочих кромках золотника дросельних щілин, в момент, коли він під дією керуючого сигналу почне переміщуватись відносно корпусу і відкривати нагнітальні канали, то спочатку робоча рідина буде потрапляти у робочий канал через ці дросельні щілини, які з поступовим переміщенням золотника будуть збільшувати свій прохідний переріз.

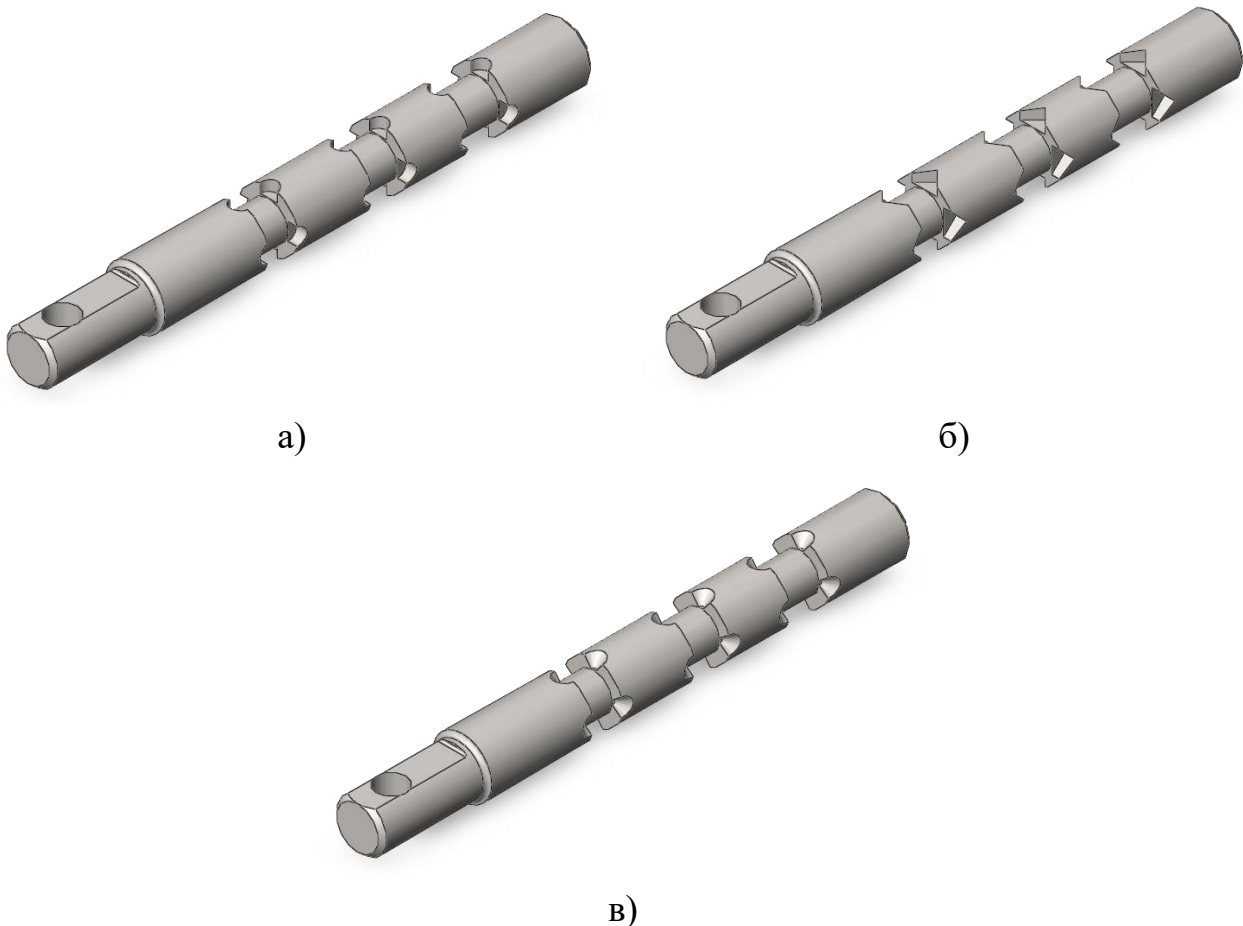


Рис. 8.1. Золотник із дросельними проточками

При повному відкритті нагнітального каналу рідина буде потрапляти у робочий канал, напряду минаючи дросельні щілини. Саме такий процес подавання робочої рідини в робочий канал буде створювати умову плавного пуску та гальмування і дозволить зменшити дію гідравлічного удару в приводних елементах механічної системи [28-30].

Гідравлічний золотниковий розподільник наведений на рис. 8.2. складається з корпусу 1, золотника 2, на робочих кромках якого виконані дроселюючі щілини 14. В корпусі 1 виконано проточки робочих каналів 11, нагнітальних каналів 10, зливних каналів 12 та перепускних каналів 13, які з'єднані між собою з нагнітальним каналом 10, механізму центрування, який, в свою чергу складається з пружини 7, дистанційної втулки 8 та фіксуючого гвинта 9. З торців до корпусу приєднані захисні кришки 3 та 4. В кришці 4 розміщено механізм керування положенням золотника, який складається з важеля 5, що обертається навколо вісі 6 [28-30].

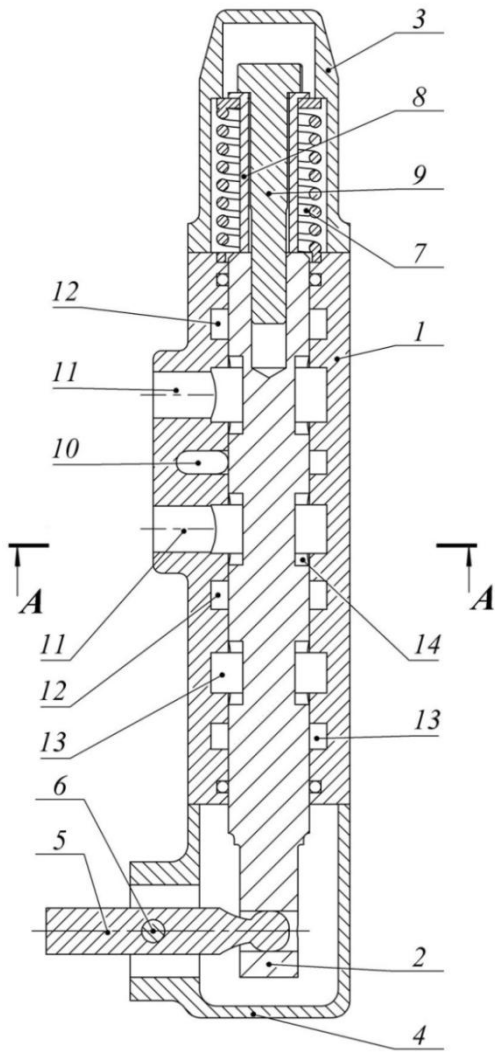


Рис. 8.2. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника з дросельними щілинами

Гідравлічний золотниковий розподільник працює наступним чином. При нейтральному положенні золотника 2, який утримується механізмом центрування 7, 8, та 9, відносно корпусу 1, нагнітальний канал закритий. При прикладанні зусилля до важеля керування 5 з низу до верху і відповідно переміщення золотника по його осі відносно корпусу (рис. 8.2) донизу, відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10, з робочими кромками золотника 2, і робоча рідина під дією тиску почне потрапляти до верхнього робочого каналу 11. Відведення рідини від робочого органу відбувається через нижній робочий канал 11 і зливний канал 12. При даній роботі гідравлічного золотникового розподільника дросельні щілини 14, будуть виконувати наступну функцію: в початковий момент, коли золотник 2 починає переміщуватись донизу відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10 з кромками дросельних щілин 14 і робоча рідина під дією тиску почне поступово потрапляти через дросельні щілини 14 в робочу камеру 11. З поступовим переміщенням золотника донизу він повністю відкриває робочий канал 11 і робоча рідина вже напряму потрапляє в робочий канал 11 минаючи дросельні щілини [28-30].

При знятті зусилля з важеля керування 5 золотник під дією зусилля пружини 7 повертається в нейтральне положення.

У випадку зміни напрямку прикладання зусилля до важеля керування 5 робота гідравлічного золотникового розподільника буде аналогічною.

Таким чином досягається виконання умови потрібної плавності процесу пуску та гальмування приводних елементів гідравлічного приводу механічної

системи, та забезпечення зменшення негативної дії динамічних навантажень в приводних механізмах.

Запропонована система керування краном-маніпулятором при оптимальних законах руху має наступні позитивні фактори:

- скорочення часу робочого циклу крана-маніпулятора через зменшення коливань металоконструкції стрілової системи та вантажу;
- дозволяє виконувати чітке позиціонування вантажу за рахунок зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та гідравлічного приводу;
- підвищує надійність та довговічність роботи крана-маніпулятора та його гідравлічної системи, внаслідок зменшення динамічних навантажень при перехідних режимах руху.

## 9. ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Побудовано тримасову динамічну модель механізму повороту стрілового крана, з якої виведено математичну модель, що стала основою для проведення динамічного аналізу та оптимізації механізму повороту крана. На основі аналізу режиму розгону механізму поворота крана встановлено, що динамічні зусилля в пружному елементі приводу в 4,3 раза перевищують номінальні навантаження, максимальні значення навантажень у колоні досягають 150 кН·м, динамічна складова потужності приводу механізму повороту досягає 4,0 кВт, що в 2,3 рази перевищує усталене значення потужності. Ці навантаження призводять до зменшення продуктивності роботи крана, зменшення надійності його приводу та металоконструкції.
2. Розроблено методику оптимізації режимів руху механізму повороту крана на ділянках пуску і гальмування за одиничними та комплексними інтегральними критеріями. Останній дає можливість більш повно оцінити режим руху механізму повороту крана.
3. Встановлено, що задачу усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі доцільно розв'язувати шляхом використання варіаційного числення, оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє крайові умови задачі руху механізму повороту і забезпечує мінімізацію інтегрального критерію. Крім того, для розв'язування задачі комплексної оптимізації використано модифікований метод рою часточок ME-PSO.

4. Оптимізація режиму повороту стрілового крана за одиничними інтегральними критеріями в порівнянні з ручним керуванням дала можливість зменшити максимальні значення кутової швидкості ротора двигуна на 62 %, кутових прискорень поворотної частини крана на 23 %, амплітуди коливань вантажу на 31 %, моменту у колоні крана на 40 %, потужності приводу на 6 %.
5. Враховуючи масово-інерційні параметри стрілової системи та нелінійний зв'язок між кінематичними характеристиками ланок, розроблено математичну модель зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем. Проведено динамічний аналіз при одночасному переміщенні стріли, рукояті та телескопічної секції у результаті якого встановлено максимальні швидкості переміщення штоків гідравлічних циліндрів (0,048...0,06 м/с), максимальне значення зусиль (37200...245300 Н) та амплітуда відхилення вантажу від вертикалі (0,38 рад).
6. На основі модифікації методу рою часточок ME-PSO розроблено методику визначення оптимальних режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, де в якості критеріїв оптимізації використані інтегральні функціонали (середньоквадратичне значення узагальненої сили, середньоквадратичне значення потужності). За даною методикою визначені оптимальні режими руху крана-маніпулятора у процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем, в якій до мінімуму зводиться дія динамічних навантажень та усуваються маятникові коливання вантажу.
7. Знайдені оптимальні режими повороту стрілового крана рекомендується реалізовувати за допомогою мехатронної системи керування приводними електродвигунами. Для цього наведено її функціональну схему та алгоритм роботи. Крім того, запропоновано методику удосконалення системи керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора, які дають змогу реалізувати оптимальні режими руху.
8. Отримані результати доцільно застосовувати при розробці елементів механізмів та систем керування рухом сучасних вантажопідйомних машин, які експлуатуються у галузях будівництва, машинобудування, сільського господарства, житлово-комунального господарства, транспорту тощо.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. К.: Полтава: ІЗМН-ПДТУ. 1998. 175 с.
2. Ловейкін В.С., Пилипака С.Ф., Кадикало І.О. Динамічний аналіз механізму повороту стрілового крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.
3. Ловейкін В.С., Кадикало І.О. Динамічний аналіз перехідних процесів механізму повороту стрілового крана. Сучасні технології виробництва зернових культур 2016: Міжнародна науково-практична конференція, м. Київ, 12 лютого 2016 року: тези доповіді. Київ. 2016. С. 68–70.
4. Loveikin V. S., Loveikin Ju. V., Kadykalo I. O. Analysis of Modes of Motion of Rotation Mechanism of Jib Crane. ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation. Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 1. P. 15–25.
5. Ловейкін В. С., Ловейкін Ю. В. Кадикало І. О. Оптимізація режиму руху механізму повороту стрілового крана за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводі. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 275. С. 10–22.
6. Loveikin Viatcheslav, Romasevych Yuriy, Kadykalo Ivan, Liashko Anastasia. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. Sofia. 2019. Vol. 49. P. 285–296.
7. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. Cybernetics and Information Technologies, Bulgarian Academy of Sciences. 2018. Vol. 18(3). P. 62-74.
8. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Кадикало І. О. Оптимізація режиму повороту стрілового крана за комплексним інтегральним критерієм. Крамаровські читання: VI Міжнародна науково-технічна конференція, м. Київ, 21–22 лютого 2019 року: тези доповіді. Київ. 2019. С. 63–65.
9. Ловейкін В. С., Кадикало І. О. Патент на корисну модель №131788 Україна, МПК В66С 23/84. Спосіб керування рухом механізму повороту баштового крана. Заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u201809028; заявлено 30.08.2018; опубліковано 25.01.2019; Бюл. №2/2019.

10. Ловейкін В. С., Кадикало І. О. Патент на корисну модель №138371 Україна, МПК В66С 23/84. Спосіб керування рухом механізму повороту стрілового крана. заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u201905225; заявлено 17.05.2019; опубліковано 25.11.2019, Бюл. №22/2019.
11. Руководство по эксплуатации манипулятора ОМТЛ-70 и его модификаций. ОМТЛ 70.00.000 РЭ, ООО «Велмаш-С».
12. Ловейкін В.С., Сподоба О.О. Кінематичний аналіз просторового переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора методом однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 275. С. 116-127.
13. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем при суміщенні рухів. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv, Ukraine. 2019. Vol. 10. No 1. P. 141-149.
14. Ловейкін В.С., Сподоба О.О. Синтез рівнянь руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера. Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ. Україна. 23–25 травня 2018 р. Київ. 2018. Т. 5. С. 242.
15. Петров Б.А. Манипуляторы. Ленинград: Машиностроение. 1984. 238 с.
16. Черноусько Ф.Л. Динамика управляемых движений упругого манипулятора. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика. 1981. Вып. 5. С. 142-152.
17. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. М: Машиностроение. 1982. 423 с.
18. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора при суміщенні рухів рукояті та телескопічної секції. Машинобудування. Збірник наукових праць. Харків. Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА). 2019. Вип. 24. С. 40-51.
19. Loveikin V., Spodoba O., Spodoba M., Romasevych Y. Research of dynamics of hydraulic drive with a hydraulic distributor. ТЕКА. Quarterly journal of agri-food industry. Rzeszow-Lviv. 2019. Vol. 19. No. 3. P. 45-54.

20. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Москва: Машиностроение. 1976. 424 с.
21. Самусенко М.Ф. Динамика гидравлических механизмов подъема грузоподъемного оборудования: конспект лекций М: МАДИ. 1981. 60 с.
22. Кондаков Л.А, Голубев А.И., Овандер В.Б., Гордеев В.В., Фурманов Б.А., Кармугин Б.В. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник М: Машиностроение. 1986. 464 с.
23. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин: автореф. дис. д-ра тех. наук. Харків: ХПІ, 1994. 32 с.
24. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О., Ловейкін А.В. Комплексна оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 2. P. 5-13.
25. Слиде П.Б. Конструкции, кинематика и динамика исполнительных механизмов манипуляционных роботов. Москва: ЦНТО им. С.И. Вавилова. 1986. 59 с.
26. Ермольев В.П. Исследование динамики многооперационной лесозаготовительной машины со стреловым гидроманипулятором: автореф. дис. канд. тех. наук: 05.05.04 Ленинград. 1976. 23 с.
27. Жавнер В.Л. Погрузочные манипуляторы. Л: Машиностроение. 1975. 158 с.
28. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Патент України на корисну модель № 139650 Україна, МПК F01L 5/00. Гідравлічний золотниковий розподільник. Заявник та власник НУБіП України. – № у 2019 07340. заявл 02.07.2019; опубл. 10.11.2020, Бюл. № 1.
29. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Патент України на корисну модель №139647, МПК F01L 5/00. Гідравлічний золотниковий розподільник. Заявник та власник НУБіП України. – № у 2019 07336. заявл 10.01.2020; опубл. 10.01.2020, Бюл. № 1.
30. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Патент України на корисну модель №139648. МПК F01L 5/00. Гідравлічний золотниковий розподільник. Заявник та власник НУБіП України. – № у 2019 07338. заявл 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл. № 1.

## Зміст

1. Загальні положення.....	3
2. Галузь застосування.....	3
3. Динамічний аналіз механізму повороту стрілового крана.....	3
4. Оптимізація режиму повороту стрілового крана.....	10
5. Розробка алгоритму керування рухом механізму повороту стрілового крана.....	20
6. Динамічний аналіз режиму руху стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем.....	22
7. Оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора при горизонтальному переміщенні вантажу.....	46
8. Удосконалення системи керування механізмами привода крана-маніпулятора.....	58
9. Висновки і рекомендації.....	62
Список використаних джерел.....	64

ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович  
РОМАСЕВИЧ Юрій Олександрович  
ПИЛИПЕНКО Андрій Петрович  
СПОДОБА Олександр Олексійович  
КАДИКАЛО Іван Олександрович

**НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І РОЗРОБКА МЕТОДІВ  
ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА РЕЖИМНО-  
ПАРАМЕТРИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ СУЧАСНИХ  
ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН**

**НАУКОВЕ ВИДАННЯ**

**Науково-методичні рекомендації для підприємств України з  
проектування та виробництва вантажопідйомної техніки**

Наклад 100 прим.