

ХАРКІВСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ ✓

На правах рукопису

Ловейкін Вячеслав Сергійович

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ✓

ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

05.05.05 - Підйомно-транспортні машини

А в т о р е ф е р а т

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук ✓

Харків - 1994

Дисертація є рукопис. Робота виконана в Київському державному технічному університеті архітектури і будівництва на кафедрі експлуатації та ремонту будівельних машин

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор
Назаренко Іван Іванович

Офіційні опоненти: Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Ковальський Борис Самійлович
доктор технічних наук, професор
Хрисанов Марко Іванович
доктор технічних наук, професор
Холодов Андрій Михайлович

Провідна організація - інститут "Укркраенерго", м.Харків

Захист відбудеться " 13 " 05 1994 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.10.01 в Харківському інженерно-педагогічному інституті за адресою: 310003, Харків, вул.Університетська, 16, корпус 2, ауд. 220.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського інженерно-педагогічного інституту за адресою: 310003, Харків, вул.Університетська, 16, корпус 2.

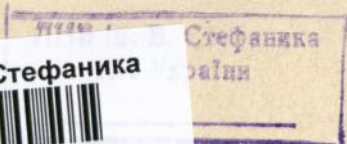
Автореферат розіславий " 8 " 04 1994 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради *В.М.* Беспалов В.М.

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00801686 (Т)



ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Основною проблемою при створенні машин є проектування таких машин, які б мали достатню продуктивність, були б надійними в роботі, споживали б незначну кількість енергії, виконували б технологічний процес з заданою точністю і т.д. На всі ці властивості впливає режим руху машини. Так, режим руху машини суттєво впливає на виникнення в її елементах динамічних навантажень і інтенсивність їх зміни в часі, які є джерелом виникнення коливань. Наявність коливань обмежує продуктивність машини, знижує її надійність і точність виконання технологічних операцій.

Для вантажопідійомних машин найбільшу небезпеку завдають динамічні навантаження, що виникають в перехідних процесах. Так, зменшення динамічних навантажень в основних механізмах порталних кранів в процесі пуску на 12%, а при гальмуванні на 30% привело до збільшення безаварійного терміну роботи цих кранів від двох до п'яти разів. Тому необхідно керувати процесами пуску і гальмування механізмів вантажопідійомних кранів з метою зменшення динамічних навантажень. Однак для такого керування необхідно мати оптимальні програмні режими руху механізмів вантажопідійомних машин.

Аналіз літературних джерел показує, що в цьому напрямку ведуться дослідження, але вони направлені на вибір режимів руху машин, в яких поліпшуються окремі властивості. Однак покращення одних властивостей машини за рахунок вибору відповідного режиму руху приводить до погіршення інших властивостей. В зв'язку з цим виникає потреба вибору таких режимів руху вантажопідійомних машин, які б найкращим чином поєднували в собі не тільки окремі показники їх якості і ефективності, але й комплекс цих показників.

Мета роботи полягає в подальшій розробці теоретичних положень синтезу оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин, направлених на задоволення комплексу властивостей на компромісній основі.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні основні задачі:

- розробка інтегральних динамічних критеріїв оцінки режимів руху механізмів вантажопідійомних машин;
- розробка методики синтезу оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин;
- синтез оптимальних режимів руху основних механізмів вантажопідійомних машин;

- розробка методики динамічного аналізу стрілових систем кранів з оптимальними режимами зміни вильоту вантажу;
- розробка універсальної математичної моделі опису руху і аналізу різних типів стрілових систем та їх механізмів;
- дослідження результатів динамічного аналізу різних типів стрілових систем кранів в процесі зміни вильоту вантажу;
- розробка приводів, які забезпечують необхідні оптимальні режими руху механізмів вантажопідйомних машин.

Наукова новизна. На основі узагальнень з використанням варіаційних принципів механіки сформульовані теоретичні положення синтезу оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин, які базуються на розроблених одиничних і комплексних динамічних критеріях, що представляють собою інтегральні функціонали з підінтегральними функціями у вигляді "енергії" прискорень різних порядків і розвивають перспективний науковий напрямок оптимального динамічного синтезу машин і механізмів. Це дає можливість отримати режими руху механізмів вантажопідйомних машин, які до мінімуму зводять енергетичні витрати, дозволяють встановлювати приводи мінімальної потужності, значно знижують динамічні навантаження, в тому числі навантаження коливального характеру, або вибирають компроміс між цими факторами.

На захист виносяться:

- одиничні і комплексні динамічні інтегральні критерії оцінки режимів руху механізмів вантажопідйомних машин;
- методика синтезу оптимальних режимів руху основних механізмів вантажопідйомних машин;
- узагальнююча математична модель механізмів вантажопідйомних машин з плоским рухом;
- оптимальні режими руху механізмів зміни вильоту, пересування, повороту і підйому вантажу;
- методика динамічного аналізу стрілових систем кранів з оптимальними режимами зміни вильоту вантажу;
- універсальна математична модель руху стрілової системи крана при зміні вильоту вантажу;
- методика проектування приводів вантажопідйомних машин, які забезпечують реалізацію необхідних оптимальних режимів руху.

Практичне значення. Розроблена методика синтезу оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин, яка дозволяє під-

вищити їх якість і ефективність. За розробленою методикою синтезовані оптимальні режими руху механізмів вантажопідйомних машин на початковій і кінцевій стадіях проектування. Розроблені конструкції приводів і системи керування ними, які забезпечують реалізацію необхідних оптимальних режимів руху механізмів.

Реалізація роботи. Результати роботи впроваджені у виробництво при модернізації кранів-маніпуляторів моделі 3963 спеціалізованим проектно-технологічним бюро "Мехбуд", співставленні варіантів стрілових систем кранів КІМ 40-27-10,5 на Маріупольському заводі "Азовмаш", розробці нових модифікацій навантажувального та екскаваційного обладнання екскаватора ЕО-262І на Бородянському екскаваторному заводі, а також при модернізації мостових та баштових кранів. Результати роботи використовуються при вивченні дисципліни "Технічні основи створення машин" студентами спеціальності І5.04 "Підйомно-транспортні, будівельні і дорожні машини та обладнання".

Апробація роботи. Окремі етапи і основний зміст роботи доповідались на науково-технічних конференціях Київського інженерно-будівельного інституту в 1978-1993 р.р., в Київському будинку науково-технічної пропаганди /1977, 1978, 1982, 1990-1992 р.р./, на чотирьох Всесоюзних конференціях з автоматизації пошукового конструювання /м.Йошкар-Ола, 1978р.; м.Новочеркаськ, 1980 р.; м.Волгоград, 1987 р.; м.Іжевськ, 1990 р./, на кафедрі ПТМ Луганського машинобудівного інституту /1979 р./, на кафедрі теоретичної і прикладної механіки Маріупольського металургійного інституту /1980 р./, в конструкторському відділі ПТМ ВО "Азовмаш" /1980, 1982 р.р./, на кафедрі ПТМ Уральського політехнічного інституту /1981 р./, на Всесоюзній нараді "Сучасні методи синтезу машин-автоматів та їх систем" /м.Тамбов, 1981 р./, на нараді "Проблеми оптимізації в машинобудуванні" /м.Харків, 1982 р./, на конференції "Підвищення ефективності землерийно-транспортних машин" /м.Харків, 1984 р./, на другій Всесоюзній конференції з автоматизації і механізації земляних робіт /м.Київ, 1986 р./, на конференції "Роботизація і гнучкі автоматизовані виробництва" /м.Чернівці, 1986 р./, на Всесоюзній нараді з робототехнічних систем /м.Київ, 1987 р./, в Севастопольському будинку науково-технічної пропаганди /1988, 1989 р.р./, на мостом. Національному конгресі з теоретичної і прикладної механіки /Болгарія, м.Варна, 1989 р./, в конструкторському бюро баштових кранів /м.Москва, 1989р./ в інституті "ВНИИСтройдормаш" /м.Москва, 1990 р./, на ХІУ Міжнародній конференції "Механізація і автоматизація земляних робіт" /м.Київ,

1991р./, на Всесоюзній конференції "Нове в вантажопідйомному машинобудуванні"/МДТУ ім.М.Е.Баумана,м.Москва,1991р./, в інституті "Укрраненерго"/м.Харків,1994 р./, на кафедрі ПТМ і ПМ Харківського інженерно-педагогічного інституту /1981, 1994 р.р./.

Публікації. За результатами наукових робіт опубліковано 80 наукових праць.

Об'єм роботи. Дисертація складається з вступу, семи розділів, висновку, списку літератури і додатка. Має 269 сторінок машинописного тексту, 93 рисунки, 23 таблиці, 267 найменувань бібліографії.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показана актуальність і мета роботи, поставлені задачі досліджень, приведена наукова новизна роботи та її практична цінність.

В першому розділі приведена загальна характеристика режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. Відзначено, що режим руху визначається законами зміни кінематичних характеристик ланок механізмів протягом всієї ділянки руху. Режими руху окремих ланок механізму залежать від його кінематичної схеми, точності виготовлення деталей, їх динамічних параметрів, дівчих навантажень і характеристики двигуна. Двигун задає режим руху ведучій ланці, через яку визначаються режими руху інших ланок.

Визначення режимів руху є актуальною проблемою для машин і механізмів різного призначення. Тому цим питанням приділено значну увагу в працях таких вчених: І.І.Артоболевського, В.І.Бабицького, Н.А.Бернштейна, В.Л.Вейця, А.І.Голубенцева, Б.Л.Давидова, Б.Є.Горського, Ф.К.Іванченка, І.І.Вульфсона, М.Н.Коденка, С.М.Коженикова, М.З.Коловського, А.А.Кобринського, А.Є.Кобринського, А.Є.Кочури, Г.В.Крейнїна, В.К.Кулика, М.І.Левицького, Д.Є.Охоцимського, Ю.П.Петрова, М.М.Федорова, Р.Л.Халфмана, В.Є.Хитрика, М.І.Хрисанова, Г.Є.Цейтліна та інших.

Значна увага визначенню режимів руху і динамічних навантажень, що виникають в процесі руху вантажопідйомних машин, приділена в роботах: М.А.Александрова, В.І.Брауде, Л.Я.Будикова, В.Ф.Гайдамаки, В.В.Гаманьнова, Є.Г.Голоскокова, О.В.Григорова, М.І.Григор'єва, Д.П.Волкова, А.Н.Дукельського, М.І.Єрофєєва, Б.І.Жермунського, В.М.Єрмоленка, С.А.Казака, Б.С.Ковальського, П.А.Коваленка, М.С.Комарова, М.А.Лобова, В.Л.Ліфшиця, В.П.Місюри, В.В.Михайлюка, А.П.Нестерова, Л.О.Невзорова, В.Ф.Семенюка, Л.Г.Сердіна, А.А.Смєхова, В.П.Черенкова, В.М.Чермалих, В.Ф.Сиротського та інших.

В практиці проектування машин і механізмів використовуються такі типові режими руху: постійної швидкості; постійного прискорення; змінного прискорення за лінійним, косинусоїдальним, синусоїдальним та поліноміальним законам. Кожний з цих режимів руху оптимізує ті чи інші властивості механізмів з лінійною функцією положення ведучої ланки відносно ведомої. В механізмах з нелінійною функцією положення типові режими руху не можуть оптимізувати їх динамічних властивостей, бо нелінійний зв'язок між ланками змінює типові режими руху при передачі руху від однієї ланки до іншої. Крім того, окремі типові режими руху оптимізують тільки якусь одну властивість механізму. Так, від вибраного режиму руху приводної ланки суттєво залежать пружні коливання в елементах машини. В ряді випадків необхідно вибирати режими руху, які оптимізують комплекс властивостей механізму. Для вибору таких режимів руху вантажопідійомних машин необхідні динамічні критерії їх оцінки.

Розробці критеріїв оцінки вантажопідійомних та інших машин присвячено багато праць, з яких можна виділити два класи критеріїв: позиційні /максимальні величини кінематичних характеристик, динамічних навантажень, амплітуди і частоти коливань, коефіцієнти динамічності і т.д./ і інтегральні /середньоквадратичні за час руху величини кінематичних характеристик і динамічних навантажень, ефективна потужність приводу, затрати енергії і т.д./. Аналіз цих критеріїв показав, що для оцінки режимів руху вантажопідійомних машин необхідно використовувати інтегральні критерії, бо вони оцінюють рух на протязі всього циклу. Існуючі інтегральні критерії оцінки вантажопідійомних машин достатньо повно відображають статику і кінематику елементів. Для оцінки режимів руху необхідно використовувати динамічні критерії, тому що від вибраного режиму руху механізму суттєво залежать динамічні навантаження. При цьому динамічні критерії повинні включати в себе режими руху на протязі всього циклу і враховувати динамічні характеристики окремих ланок механізму або машини в цілому.

Другий розділ присвячений розробці інтегральних динамічних критеріїв оцінки режимів руху механізмів вантажопідійомних машин. Оскільки режими руху являють собою функціональні залежності переміщень, швидкостей, прискорень і т.д. ланок механізму від просторового і часового аргументів на протязі всього циклу руху, то критерій оптимальності повинен мати вигляд інтегрального функціонала. Крім того, процедура порівняння допустимих режимів руху можлива тільки в тому випадку, коли критерій має вигляд скалярної величини

і для кожного рішення приймає конкретне число. В процесі руху механізмів залежності режимів руху можуть мати додатні і від'ємні значення, тому у виразах підінтегральних функцій вони повинні входити в квадратичному вигляді.

Всім переліченим вимогам до критеріїв режиму руху машини або механізму відповідає структура критерію у вигляді дії

$$I_n[q(t)] = \int_{t_0}^{t_1} F_n(t, q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}) dt, \quad \kappa = 1, 2, \dots, S, \quad /1/$$

де t - час; t_0, t_1 - початковий і кінцевий моменти часу закінченого циклу руху; F_n - "енергія" прискорень n -ї - го порядку механізму або машини; $q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}$ - узагальнюючі координати системи і їх похідні включно до n -го порядку; S - кількість узагальнюючих координат. Назва "енергія" прискорень взята за аналогією з кінетичною енергією, але є цілком умовною і не відповідає відомому поняттю енергії.

Для випадку, коли $n=1$ функція F_1 являє собою кінетичну енергію системи і критерій /1/ оцінює енергетичні витрати для створення руху. Цей критерій відповідає відомій дії за Лагранжем. При $n=2$ функція F_2 відповідає "енергії" прискорень, яка має назву функції Гіббса. В цьому випадку критерій /1/ виражає ефективну потужність руху системи і відповідає дії за Аппелем. При $n=3$ функція F_3 являє собою "енергію" прискорень другого порядку або "енергію" ривків і критерій /1/ оцінює ефективну величину динамічних навантажень системи зважених по ривках окремих елементів машини. Для оцінки режимів руху можуть бути використані критерії в формі /1/ з підінтегральними функціями у вигляді "енергії" прискорень більш високих порядків /третього, четвертого і т.д./. Прискорення вищих порядків вивчалися в фундаментальних працях О.П.Сомова, М.Є.Жуковського і інших. Вони враховуються при виборі режимів руху машин і механізмів з пружними елементами, для досягнення неперервності швидкостей і прискорень окремих ланок.

Кожний з розглянутих критеріїв оцінює окремі властивості машини або механізму. Для оптимізації режимів руху по декількох критеріях одночасно запропоновано комплексний критерій, який включає в себе окремі критерії у вигляді лінійної згортки

$$K = \sum_{i=1}^n \delta_i K_i = \sum_{i=1}^n \delta_i \dot{I}_i / \ddot{I}_i, \quad /2/$$

де K_i - i -й $i=1, 2, \dots, n$ / безрозмірний критерій /дія/; \ddot{I}_i - мінімально можливе значення i -го критерія \dot{I}_i , яке визначається шляхом мінімізації критерія /1/ при різних n ; δ_i - безрозмірний ваго-

вий коефіцієнт, який враховує долю i -го критерія. Сума цих коефіцієнтів $\sum \delta_i = 1$, а кожний з них приймається в межах від 0 до 1 і встановлюється в залежності від вимог до машини шляхом співставлення абсолютних максимальних величин кінематичних характеристик окремих ланок з їх допустимими величинами або шляхом експертних оцінок. Розроблені критерії складають основу критеріїв для оцінки режимів руху вантажопідійомних машин.

В третьому розділі розглянута методика синтезу оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин. Ця методика включає в себе вирішення таких питань: ідеалізація машини у вигляді однієї або декількох динамічних схем; побудова математичної моделі або ієрархії моделей машини; визначення критеріїв оцінки режимів руху машини; визначення допустимої множини варіантів режимів руху машини і вибір серед них оптимального режиму.

Режими руху механізмів впливають на енергетичні витрати приводів, динамічні навантаження в елементах, точність позиціонування виконавчих елементів і т.д. Тому всі ці фактори відображаються в динамічних моделях вантажопідійомних машин. На початковій стадії проектування машина розбивається на функціональні механізми, які виконують ті чи інші рухи, і кожний з цих механізмів розглядається як окрема система. Для такої системи складають свою динамічну модель, в якій враховують тільки основний рух виконавчих елементів. Рух інших елементів механізму не враховується, тому що їх характеристики ще не визначені. Для таких динамічних моделей визначаються попередні оптимальні режими руху виконавчих елементів. По цих режимах проводиться початкове проектування машини і визначаються її конструктивні параметри. При наявності проекту машини складаються повторні, більш детальні, динамічні моделі окремих механізмів або машини в цілому. В цих моделях враховуються геометричні, інерційні, жорсткісні та інші характеристики складових елементів машини. Прийнятій динамічній моделі машини або механізму однозначно відповідає система диференціальних рівнянь, яка описує їх рух. За допомогою принципу Гамільтона-Остроградського отримані диференціальні рівняння вантажопідійомних механізмів з плоским рухом

$$\|A\| \{\ddot{q}\} = \{B\}, \quad /3/$$

де $\|A\|$ - квадратична матриця коефіцієнтів біля узагальнюючих прискорень; $\{\ddot{q}\}$ - матриця-стовбець узагальнюючих прискорень; $\{B\}$ - матриця-стовбець правих частин диференціальних рівнянь /3/. В рівнянні /3/ елементи матриць $\|A\|$ та $\{B\}$ визначаються залежностями

$$a_{k,r} = \sum_{i=1}^{l+m} m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_k} \frac{\partial x_i}{\partial q_r} + \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \frac{\partial y_i}{\partial q_r} \right) + \sum_{j=1}^{m+n} J_j \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_r};$$

$$b_k = \sum_{i=1}^{l+m} \left(F_{xi} \frac{\partial x_i}{\partial q_k} + F_{yi} \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \right) + \sum_{j=1}^{m+n} M_j \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} - \sum_{p=1}^s \sum_{r=1}^s q_p q_r x / 4 /$$

$$x \left[\sum_{i=1}^{l+m} m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_k} \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_p \partial q_r} + \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_p \partial q_r} \right) + \sum_{j=1}^{m+n} J_j \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial q_p \partial q_r} \right],$$

(k, p, r = 1, 2, ..., s)

де l, m, n - кількість ланок, які мають відповідно поступальний, плоский і обертальний рух; x_i, y_i - координати центрів мас ланок з поступальним і плоским рухом; φ_j - кутові координати ланок з плоским та обертальним рухом; q_k, q_p, q_r - узагальнюючі координати системи; m_i - маса i -ої ланки з поступальним і плоским рухом; J_j - момент інерції відносно центра мас j -ої ланки з плоским і обертальним рухом; F_{xi}, F_{yi} - складові по координатних осях рівнодіючої всіх сил, які приведені до центра мас i -ої ланки; M_j - момент всіх сил j -ої ланки системи відносно осі повороту для ланок, які виконують обертальний рух і відносно центру мас для ланок, що мають плоский рух; $\partial x_i / \partial q_k$; $\partial y_i / \partial q_k$; $\partial^2 x_i / (\partial q_p \partial q_r)$; $\partial^2 y_i / (\partial q_p \partial q_r)$; $\partial \varphi_j / \partial q_k$; $\partial^2 \varphi_j / (\partial q_p \partial q_r)$ - оператори передачі руху i -ої і j -ої ланок системи.

Отримані диференціальні рівняння використовуються для складання рівнянь механізмів вантажопідіймних машин з плоским рухом. Ці рівняння особливо корисні при складанні моделей руху систем із значною кількістю ступенів свободи. Вона дозволяє значно скоротити час на складання рівнянь руху конкретних механізмів та застерігає від можливості появи похибок при їх складанні. Крім того, отримані рівняння руху конкретної машини можуть використовуватись як універсальні математичні моделі машин даного класу.

Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідіймних машин проводиться шляхом мінімізації критеріїв /1/. Для синтезу оптимального енергетичного режиму руху використовується дія за Лагранжем, яка має вигляд функціоналу /1/, коли $n=1$

$$\dot{I}_T = \int_{t_0}^{t_1} T(t, q_k, \dot{q}_k) dt, \quad /5/$$

де T - кінетична енергія механізму або машини.

Оптимальний режим руху, який забезпечує мінімум потужності на рух машини, знаходиться за допомогою дії за Ляпелем, яка відповідає критерію /1/ при $n=2$

$$\dot{I}_V = \int_{t_0}^{t_1} V(t, q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k) dt. \quad /6/$$

Для вибору режиму руху, що забезпечує найкращу зміну динамічних навантажень використовується дія за ривком, яка має вигляд критерія /1/ при $n=3$

$$\dot{I}_W = \int_{t_0}^{t_1} W(t, q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k, \ddot{\ddot{q}}_k) dt, \quad /7/$$

де V, W - енергія прискорень відповідно першого і другого порядків. Для мінімізації коливань в елементах машин використовуються критерії з підінтегральними функціями у вигляді "енергії" прискорень другого і більш високих порядків.

Мінімум критеріїв /1/ досягається на функціях $q_k^F(t)$, які є розв'язуванням рівняння Пуассона

$$\partial F_n / \partial q_k - d(\partial F_n / \partial \dot{q}_k) / dt + \dots + (-1)^n d^n(\partial F_n / \partial \ddot{\ddot{q}}_k) / dt^n = 0, \quad /8/$$

При мінімізації критеріїв /5/, ..., /7/ в рівняннях /8/ використовуються відповідно 2, 3 і 4 члени, а функція F_n замінюється на функції T, V і W . В результаті розв'язування рівнянь /8/ отримують закони зміни узагальнюючих координат q_k^F , швидкостей \dot{q}_k^F , прискорень \ddot{q}_k^F і т.д., що забезпечують той чи інший оптимальний режим руху.

Для синтезу оптимальних режимів руху, які враховують декілька властивостей машин використовується комплексний інтегральний критерій. Якщо в оптимальному режимі руху машини необхідно врахувати енергетичні витрати, динамічну складову потужності і інтенсивність зміни інерційних навантажень, то комплексний критерій має вигляд

$$K = \int_{t_0}^{t_1} [\delta_1 T(t, q_k, \dot{q}_k) / \tilde{I}_T + \delta_2 V(t, q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k) / \tilde{I}_V + (1 - \delta_1 - \delta_2) W(t, q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k, \ddot{\ddot{q}}_k) / \tilde{I}_W] dt, \quad /9/$$

де δ_1, δ_2 - безрозмірні вагові коефіцієнти, які оцінюють долю енергетичних витрат і долю динамічної складової потужності; $\tilde{I}_T, \tilde{I}_V, \tilde{I}_W$ - мінімально можливі затрати кінетичної енергії-часу, динамічної складової потужності і "енергії" ривків-часу.

Вибір кінцевого оптимального режиму руху проводиться шляхом динамічного аналізу машини з різними оптимальними режимами руху. При такому аналізі використовуються загально прийнятні інженерні критерії. Для вантажопідйомних машин такими критеріями можуть бути: питома маса металокопункції, вантажний та сумарний невривноважений момент, питома потужність приводу, максимальні величини кінематичних характеристик ланок, коефіцієнт динамічності, безрозмірні дії і т.д. В процесі динамічного аналізу спочатку для кожного оптимального режиму руху визначаються рушійні сили приводу. На другому етапі розробляється детальна динамічна і математична моделі, за до-

помогою яких визначаються критерії оцінки при різних режимах руху машин. Після співставлення цих критеріїв вибирається кінцевий оптимальний режим руху механізму або машини в цілому.

В четвертому розділі приведений синтез оптимальних режимів руху механізмів різних вантажопідійомних машин на початковій і кінцевій стадіях проектування. На початковій стадії проектування машини за її динамічну модель вибирається модель руху вантажу у вигляді матеріальної точки. Так, наприклад, захватний пристрій вантажопідійомного маніпулятора можна розглядати як матеріальну точку масою m , яка рухається по деякій траєкторії. Подібні моделі можуть бути прийняті також для інших вантажопідійомних машин. Для значної частини вантажопідійомних машин рух робочих органів можна розглядати на початковій стадії проектування як горизонтальний рух вздовж осі X матеріальної точки масою m з положення X_0 в положення X_1 на відстань $\Delta X = X_1 - X_0$ за заданий час t_1 . Для такої динамічної моделі знайдені оптимальні режими руху за різними критеріями.

Синтез оптимального енергетичного режиму руху здійснюється шляхом мінімізації критерія /5/, в якого підінтегральна функція T має вигляд $T = m \dot{x}^2/2$. В результаті мінімізації такого критерія при граничних умовах руху матеріальної точки $t=0, X=X_0$ та $t=t_1, X=X_1$, маємо оптимальний енергетичний режим руху

$$X = X_0 + (X_1 - X_0)\bar{t}; \quad \dot{x} = (X_1 - X_0)/t_1 = \dot{x}_c, \quad /I0/$$

де $\bar{t} = t/t_1$ - відносний час руху. Оптимальним енергетичним /швидкісним/ режимом руху матеріальної точки є рух з постійною швидкістю \dot{x}_c на всій ділянці. Однак на практиці такий режим не може бути реалізований, бо в ньому відсутні ділянки розбігу та вибігу.

Синтез оптимального динамічного режиму руху здійснюється шляхом мінімізації критерія /6/ з підінтегральною функцією $V = m \ddot{x}^2/2$. Умовою мінімуму такого критерія є диференціальне рівняння четвертого порядку $X^{IV} = 0$. В результаті розв'язування цього рівняння з граничними умовами: $t=0, X=X_0, \dot{x}=0$ та $t=t_1, X=X_1, \dot{x}=0$, маємо $X = X_0 + \Delta X(3-2\bar{t})\bar{t}^2; \dot{x} = 6\Delta X(t-\bar{t})\bar{t}/t_1; \ddot{x} = 6\Delta X(t-2\bar{t})/t_1^2. /II/$ На відміну від оптимального швидкісного режиму, оптимальний динамічний режим руху може бути реалізований на практиці. Однак при цьому режимі руху в 2,25 рази збільшуються енергетичні витрати порівняно з оптимальним швидкісним режимом. Крім того, цей режим має максимальні прискорення на початку і в кінці руху, що не дозволяє його використати в машинах, яким потрібні досить плавний пуск і точна зупинка. Оптимальний динамічний режим руху використовується в маши-

нах, які потребують мінімальної потужності приводу в процесах пуску і гальмування.

Оптимальний ривковий режим руху отримано шляхом мінімізації функціоналу /7/ з підінтегральною функцією $W = m \ddot{x}^2/2$. Після підстановки цієї функції в рівняння /8/ маємо $X^{VI} = 0$. Розв'язування цього рівняння з граничними умовами $t = 0, X = X_0, \dot{X} = 0, \ddot{X} = 0$ та $t = t_1, X = X_1, \dot{X} = 0, \ddot{X} = 0$ дає: $X = X_0 + \Delta X (10 - 15\bar{t} + 6\bar{t}^2)\bar{t}^3$;

$$\dot{X} = 30\Delta X (1 - 2\bar{t} + \bar{t}^2)\bar{t}^2/t_1; \quad \ddot{X} = 60\Delta X (1 - 3\bar{t} + 2\bar{t}^2)\bar{t}/t_1^2. \quad /12/$$

Цей режим руху забезпечує плавну зміну прискорення на всій ділянці руху, що дає можливість використати його при точній зупинці механізмів. Однак при оптимальному ривковому режимі руху значно зростають енергетичні витрати, які перевищують витрати енергії при оптимальному енергетичному режимі руху в 3,45 рази. Аналогічним чином отримані оптимальні режими руху матеріальної точки за прискореннями третього і більш високих порядків. Ці режими використовуються в тому випадку, коли необхідно до мінімуму зменшити коливання в пружних елементах механізмів. Однак при цих режимах руху ще більше зростають енергетичні витрати.

Приведений аналіз режимів руху показує, що кожний з режимів покращує одні властивості машини і одночасно погіршує інші. Тому більш перспективними визнаються комплексні оптимальні режими руху. При врахуванні енергетичних витрат, динамічної складової потужності та інтенсивності зміни динамічних навантажень комплексний критерій /9/ має вигляд

$$K = \int_0^{t_1} \left\{ [\delta_1 \dot{x}^2 + \delta_2 \ddot{x}^2 t_1^2 / 12 + (1 - \delta_1 - \delta_2) \ddot{x}^2 t_1^4 / 720] t_1 / \Delta x^2 \right\} dt. \quad /13/$$

Умовою мінімуму критерія /13/ є диференціальне рівняння виду

$$X^{VI} - n_1 X^{IV} / t_1^2 + n_2 \ddot{X} / t_1^4 = 0, \quad /14/$$

де $n_1 = 60\delta_2 / (1 - \delta_1 - \delta_2)$; $n_2 = 720\delta_1 / (1 - \delta_1 - \delta_2)$.

При розв'язуванні рівняння /14/ можливі два випадки: 1. $n_1 \geq 2\sqrt{n_2}$; 2. $n_1 < 2\sqrt{n_2}$. Для першого випадку розв'язок рівняння /14/ дає

$$X = A_1 + A_2 \bar{t} + A_3 e^{P_1 \bar{t}} + A_4 e^{-P_1 \bar{t}} + A_5 e^{P_2 \bar{t}} + A_6 e^{-P_2 \bar{t}}, \quad /15/$$

а для другого -

$$X = B_1 + B_2 \bar{t} + e^{r \bar{t}} (B_3 \sin \varphi \bar{t} + B_4 \cos \varphi \bar{t}) + e^{-r \bar{t}} (B_5 \sin \varphi \bar{t} + B_6 \cos \varphi \bar{t}), \quad /16/$$

де $P_1 = \sqrt{(n_1 + \sqrt{n_1^2 - 4n_2})/2}$; $P_2 = \sqrt{(n_1 - \sqrt{n_1^2 - 4n_2})/2}$;

$r = \sqrt[4]{n_2} \cos(\alpha/2)$; $\varphi = \sqrt{n_2} \sin(\alpha/2)$; $\alpha = \arctg \sqrt{4n_2/n_1^2 - 1}$;

$A_1, A_2, \dots, A_6, B_1, B_2, \dots, B_6$ - постійні інтегрування. В залежності /15/ та /16/ входять вагові коефіцієнти δ_1 і δ_2 , які приймають різні значення в області, що граничить з осями ординат $\delta_1 = 0$, абсцис $\delta_2 = 0$ та прямою АВ - $\delta_2 = 1 - \delta_1$ /рис.1/. Ця область розділена на дві зони 1 і 2, межа між якими описується апроксимованим рівнянням

$$\delta_2 = \frac{2}{3} \sqrt{\delta_1 \left[1 - \delta_1 - \frac{2}{3} \sqrt{\delta_1 \left[1 - \delta_1 - \frac{2}{3} \sqrt{\delta_1 (1 - \delta_1)} \right]} \right]} \quad /17/$$

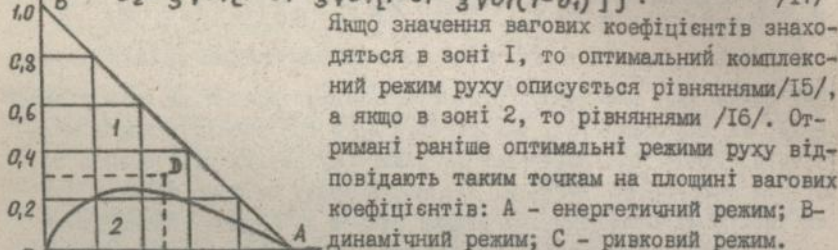


Рис.1. Область існування вагових коефіцієнтів

Якщо значення вагових коефіцієнтів знаходяться в зоні 1, то оптимальний комплексний режим руху описується рівняннями /15/, а якщо в зоні 2, то рівняннями /16/. Отримані раніше оптимальні режими руху відповідають таким точкам на площині вагових коефіцієнтів: А - енергетичний режим; В - динамічний режим; С - ривковий режим.

Визначено оптимальний комплексний режим руху вантажного візка крана, який на початковій стадії проектування можна

увявити як рух матеріальної точки вздовж горизонтальної прямої X з положення $X=0$ в положення $X=10$ м за час $t=10$ с при обмеженні на максимальні значення швидкості $v_m \leq 1,5$ м/с і ривка $b_m \leq 0,8$ м/с³.

Для цих даних визначено, що $P_1 = 7,75$, $P_2 = 5,48$, $n_1 = 90$, $n_2 = 1600$, яким відповідають $\delta_1 = 0,5$ та $\delta_2 = 0,3$. Цим величинам вагових коефіцієнтів відповідає точка D на рис.1, яка належить зоні 1. Тому кінематичні характеристики комплексного оптимального режиму руху визначаються за допомогою залежності /15/ і її похідних. За результатами розрахунків побудовані графіки швидкостей /а/, прискорень /б/ та ривків /в/ комплексного -1, швидкісного -2, динамічного -3 та ривкового -4 режимів руху /рис.2/. Аналіз отриманих оптимальних режимів руху показує, що найбільш прийнятним слід признати комплексний режим руху, який дозволяє зменшити максимальну величину швидкості в порівнянні з ривковим режимом руху, а також дозволяє забезпечити необхідний характер зміни прискорень, в тому числі їх нульові значення на початку і в кінці руху.

Визначені оптимальні комплексні режими пуску та гальмування вантажопідійомного маніпулятора в процесі висування захвату і повороту. Для цих маніпуляторів підвищують вимоги до точності позиціонування, яка залежить не тільки від величин прискорень, а й від характеру їх зміни в часі. Тому при визначенні оптимальних режимів руху механізмів маніпулятора використані критерії, які включають в

себе прискорення першого, другого та

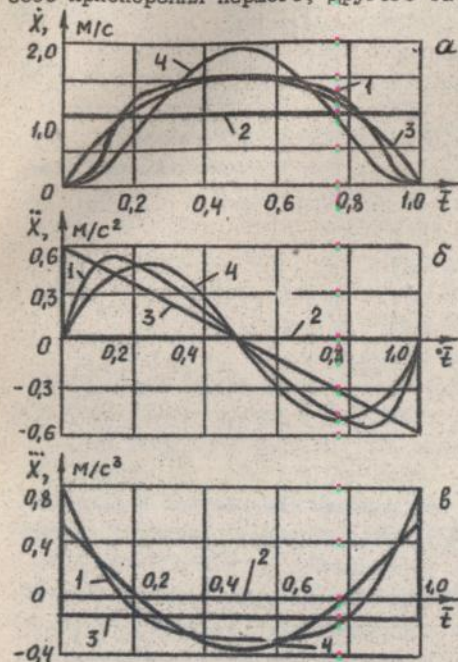


Рис.2.Графіки кінематичних характеристик оптимальних режимів руху на всій ділянці руху

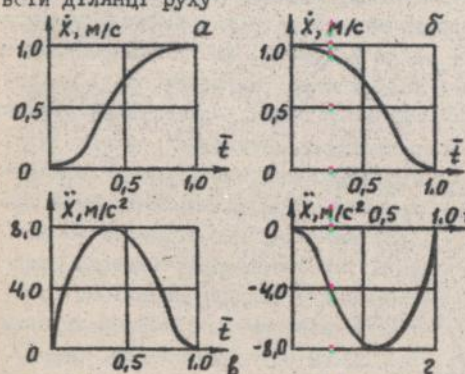


Рис.3.Графіки швидкостей/а,б/ та прискорень/в,г/ захвата манипулятора в перехідних режимах

більш високих порядків. В ряді випадків на кінематичні характеристики ділянок манипулятора вводяться обмеження. Так, для захватного пристрою, який рухається з встановленою швидкістю $v_0 = 1,0$ м/с, введено обмеження на максимальну величину прискорення $a_m \leq 8$ м/с². Для таких обмежень при вагових коефіцієнтах $\delta_1 = 0$ і $\delta_2 = 0,5$ визначені тривалості ділянок пуску $t_n = 0,225$ с та гальмування $t_r = 0,225$ с і побудований комплексний оптимальний режим руху захватного пристрою на цих ділянках руху /рис.3/.

За допомогою принципу максимуму Понтрягіна визначений оптимальний режим руху механізму підйому вантажу, який забезпечує максимальну швидкодів /продуктивність/ при обмеженні на рушійну силу F , енергетичні витрати /5/ та ефективну потужність /6/. При цьому механізм підйому вантажу представлений динамічною моделлю у вигляді вертикального підйому на висоту h матеріальної точки з приведеною масою m_n , рівняння руху якої має вигляд:

$$\dot{y}_1 = y_2; \quad \dot{y}_2 = (F - F_c) / m_n$$

при обмеженнях: $F_0 \leq F \leq F_1$

$$\int_0^{t_1} (m_n / 2) y_2^2 dt \leq A;$$

$$\int_0^{t_1} [(F - F_c)^2 / m_n] dt \leq P,$$

/18/

граничних умовах: $y_1(0)=0$, $y_2(0)=0$, $y_1(t_f)=h$, $y_2(t_f)=0$ і критерій $I = t_f$. Тут прийняті такі позначення: $|F_1|$, $|F_0|$ - максимальні абсолютні величини рушійної і гальмівної сили; A , P - допустимі величини енергетичних витрат і динамічної складової потужності; F_c - сила статичного опору; y_1 , y_2 - координата і швидкість вантажу.

В результаті розв'язування поставленої задачі визначено, що для забезпечення максимальної швидкодії при встановлених обмеженнях рушійна сила приводу змінюється по такому закону:

$$F(t) = \begin{cases} F_1, & \text{якщо } 0 \leq t < t'; \\ -C_1 t + C_2, & \text{якщо } t' \leq t < t_n; \\ F_c, & \text{якщо } t_n \leq t < t_r; \\ -C_3 t + C_4, & \text{якщо } t_r \leq t < t''; \\ F_0, & \text{якщо } t'' \leq t \leq t_f. \end{cases} \quad /19/$$

Постійні інтегрування C_1 , C_2 , C_3 , C_4 і моменти перемикання рушійної сили t' , t_n , t_r , t'' і t_f визначені з умов неперервності кінематичних характеристик, обмежень /18/ та граничних умов руху.

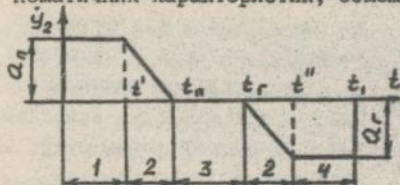


Рис.4. Графік зміни прискорення вантажу механізму підйому

Отриманий оптимальний режим підйому вантажу складається з ділянок рівноприскореного пуску-1 з прискоренням a_n , руху з постійною потужністю-2, сталим рухом з постійною швидкістю-3 та рівносповільненого гальмування-4 з прискоренням a_r /рис.4/.

На кінцевій стадії проектування механізмів вантажопідійомних машин оптимальні режими руху визначаються за більш повними динамічними моделями, але з використанням тієї ж самої методики, що і на початковій стадії проектування.

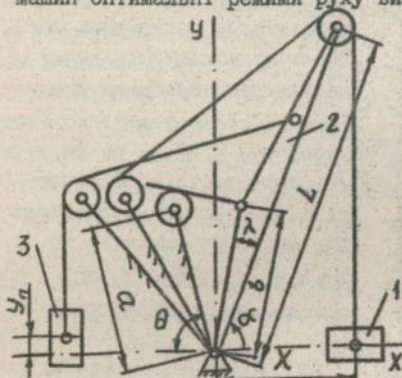


Рис.5. Схема стрілової системи крана при зміні вильоту

Визначено різні оптимальні режими руху стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу в процесі зміни вильоту. Динамічна модель такої стрілової системи представлена у вигляді механічної системи з абсолютно жорсткими ланками і з одним ступенем свободи /рис.5/. За узагальнюючу координату вибрано куту координату стріли α . При цьому прийнято, що вантаж і руха-

ється по горизонталі вздовж осі X , а стріла 2 повністю врівноваже-
на рухомою противагою 3, яка рухається вздовж осі Y .

Для такої стрілової системи визначено оптимальний енергетичний
режим руху шляхом мінімізації критерія /5/ з кінетичною енергією

$$T = \dot{\alpha}^2 \left[J_p (\partial \psi / \partial \alpha)^2 + J_c + m_n (\partial y_n / \partial \alpha)^2 + m (\partial x / \partial \alpha)^2 \right], \quad /20/$$

де J_p - момент інерції привода, приведений до осі повороту ротора
двигуна; J_c - момент інерції стріли відносно осі її повороту; m_n ,
 m - маси противаги та вантажу; ψ - кутова координата ротора двигу-
на; X , Y - координати центрів мас вантажу та противаги. Після під-
становки функції /20/ в рівняння /8/ отримано крайову задачу

$$\ddot{\alpha} = -\dot{\alpha}^2 \left[J_p (\partial \psi / \partial \alpha) (\partial^2 \psi / \partial \alpha^2) + m_n (\partial y_n / \partial \alpha) (\partial^2 y_n / \partial \alpha^2) + \right. \\ \left. + m (\partial x / \partial \alpha) (\partial^2 x / \partial \alpha^2) \right] / \left[J_p (\partial \psi / \partial \alpha)^2 + J_c + m_n (\partial y_n / \partial \alpha)^2 + \right. \\ \left. + m (\partial x / \partial \alpha)^2 \right] \quad /21/$$

з граничними умовами: $t=0, \alpha=\alpha_0$ і $t=t_1, \alpha=\alpha_1$. Для механізмів
стрілової системи визначені оператори передачі руху, які для приво-
ду та вантажу мають вигляд:

$$u = \sqrt{\alpha^2 + b^2 + 2\alpha b \cos(\theta + \lambda + \alpha)}; \quad \partial \psi / \partial \alpha = -(i a b / R u) \sin(\theta + \lambda + \alpha);$$

$$\partial^2 \psi / \partial \alpha^2 = -(\alpha b / u^2) [(i u / R) \cos(\theta + \lambda + \alpha) - (\partial \psi / \partial \alpha) \sin(\theta + \lambda + \alpha)];$$

$$X = L \cos \alpha; \quad \partial X / \partial \alpha = -L \sin \alpha; \quad \partial^2 X / \partial \alpha^2 = -L \cos \alpha, \quad /22/$$

де i - постійне передаточне число привода; R - радіус початкового
кола зубчастого колеса привода. Отримані диференціальні рівняння /21/
разом з операторами /22/ є нелінійним зі змінними коефіцієнтами, то-
му для його розв'язування використано наближений метод колокації.

При цьому розв'язування крайової задачі /21/ має вигляд

$$\alpha = \alpha_0 + \bar{t} [\Delta \alpha + (1 - \bar{t})(a_1 + a_2 \bar{t})], \quad /23/$$

де $\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_0$; α_0, α_1 - початкове та кінцеве значення кутової ко-
ординати стріли крана; \bar{t}_1 - тривалість циклу руху стрілової системи;
 a_1, a_2 - постійні коефіцієнти, які знаходяться з системи рівнянь

$$a_1 = [\Delta \alpha + (a_1 + a_2) / 3]^2 f_1 / 2; \quad a_2 = -a_1 (\Delta \alpha - a_2 / 3)^2 f_2 / 2, \quad /24/$$

$$\text{де } f_i = \frac{J_p \frac{\partial \psi}{\partial \alpha_i} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \alpha_i^2} + m_n \frac{\partial y_n}{\partial \alpha_i} \frac{\partial^2 y_n}{\partial \alpha_i^2} + m \frac{\partial x}{\partial \alpha_i} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha_i^2}}{J_p \left(\frac{\partial \psi}{\partial \alpha_i} \right)^2 + J_c + m_n \left(\frac{\partial y_n}{\partial \alpha_i} \right)^2 + m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha_i} \right)^2}, \quad i = 1, 2. \quad /25/$$

Вирази /25/ відповідають кутовим координатам стріли в точках коло-
кації $\bar{t}_1 = 1/3$ і $\bar{t}_2 = 2/3$.

Для стрілової системи крана "Ганц" /рис.5/ з конструктивними
параметрами: $X_0 = 7,5$ м; $X_1 = 29,0$ м; $\alpha_0 = 0,626$ рад; $\Delta \alpha = 0,746$ рад; $\bar{t}_1 =$

$=22$ с; $L=36$ м; $\alpha=6,64$ м; $b=7,40$ м; $R=0,105$ м; $i=42,5$; $\lambda=-0,192$ рад; $\theta=1,648$ рад; $J_p=0,60$ кг·м²; $J_c=5,05 \cdot 10^6$ кг·м²; $m_n=12300$ кг; $m=6000$ кг визначені невідомі коефіцієнти $\alpha_1=0,115$ і $\alpha_2=-0,050$. По цих даних побудовані графіки кутової швидкості стріли I та лінійної швидкості вантажу 2 /рис.6/, які відповідають оптимальному енергетичному режиму руху стрілової системи. Оптимальний енергетичний режим руху стрілової системи використовується на ділянці сталого руху, а режими пуску і гальмування визначаються аналогічно, як це показано для матеріальної точки за тим чи іншим критерієм шляхом його мінімізації.

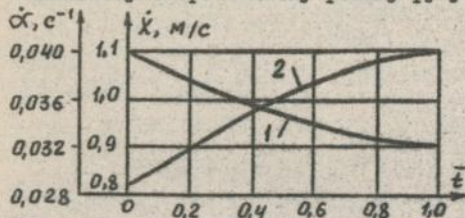


Рис.6. Графіки швидкостей стріли-1 та вантажу-2

Аналогічно оптимальному енергетичному режиму руху отримані динамічний і ривковий оптимальні режими руху стрілової системи. Оптимальний динамічний режим руху визначено шляхом мінімізації функціоналу /6/ з "енергією" прискорень стрілової системи в процесі зміни вильоту вантажу

$$V = \frac{1}{2} \left[J_p \left(\ddot{\alpha} \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} \right)^2 + J_c \ddot{\alpha}^2 + m_n \left(\ddot{\alpha} \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y_n}{\partial \alpha^2} \right)^2 + m \left(\ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} \right)^2 \right] / 26 /$$

У виразі /26/ не враховані доцентрові прискорення, бо рух ротора двигуна та стріли в напрямках дії цих прискорень не виконується. Після підстановки функції /26/ в рівняння /8/ отримано крайову задачу з диференціальним рівнянням четвертого порядку

$$\alpha^{IV} = - \left\{ (4\dot{\alpha}\ddot{\alpha} + 3\dot{\alpha}^2) \left(J_p \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} + m_n \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y_n}{\partial \alpha^2} + m \frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} \right) + \dot{\alpha}^2 \left[6\ddot{\alpha} \left(J_p \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial \alpha^3} + m_n \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \frac{\partial^3 y_n}{\partial \alpha^3} + m \frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^3 x}{\partial \alpha^3} \right) + \dot{\alpha}^2 \left(J_p \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \frac{\partial^4 \varphi}{\partial \alpha^4} + m_n \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \frac{\partial^4 y_n}{\partial \alpha^4} + m \frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^4 x}{\partial \alpha^4} \right) \right] \right\} / \left[J_p \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \right)^2 + J_c + m_n \left(\frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \right)^2 + m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \right)^2 \right] \quad /27/$$

і граничними умовами: $t=0$, $\alpha=\alpha_0$, $\dot{\alpha}=0$ і $t=t_1$, $\alpha=\alpha_1$, $\dot{\alpha}=0$.

Ця задача теж розв'язана методом колокації і її розв'язок має вид

$$\alpha = \alpha_0 + \bar{t}^2 \left[4\alpha(3-2\bar{t}) + b(1-2\bar{t} + \bar{t}^2) \right]. \quad /28/$$

Для стрілової системи того ж крана "Ганц" визначено невідомий коефіцієнт $b=0,46$. За допомогою залежності /28/ і її похідних побудовані графіки /рис.7/ швидкостей /а/ та прискорень /б/ стріли-1 і вантажу-2. Оптимальний динамічний режим руху стрілової системи дозволяє знизити до мінімуму потужність приводного механізму. Однак

при цьому режимі руху миттєво зростає прискорення всіх елементів

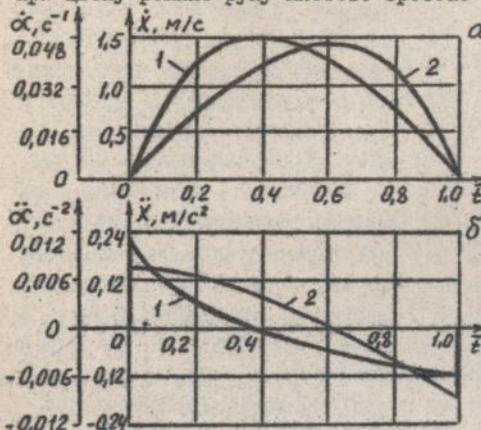


Рис. 7. Графіки швидкостей /а/ та прискорень /б/ оптимального динамічного режиму руху стрілової системи

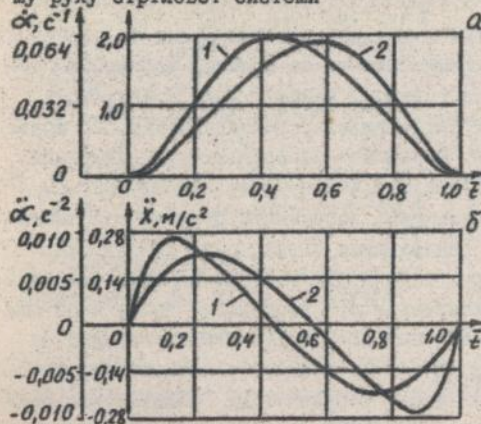


Рис. 8. Графіки швидкостей /а/ та прискорень /б/ оптимального ривкового режиму руху стрілової системи

руху використовується також складений оптимальний режим руху, коли на різних ділянках руху стрілової системи приймаються різні оптимальні режими руху. На рис. 9 приведені графіки залежностей швидкостей стріли-1 і вантажу-2 при складеному оптимальному режимі руху стрілової системи, де на ділянках пуску і гальмування використані оптимальні відповідно динамічний і ривковий режими руху, а на діля-

на початку і в кінці циклу руху стрілової системи. Така зміна прискорення приводить до появи коливань приводу, металоконструкції стріли та розкачуванню вантажу.

Оптимальний ривковий режим руху отримано в результаті мінімізації функціоналу /7/ з "енергією" прискорень другого порядку стрілової системи/рис. 8/. Ривковий оптимальний режим руху стрілової системи дозволяє отримати досить плавну зміну прискорень її елементів. При цьому режимі руху прискорення стріли і вантажу на початку і в кінці циклу приймають нульові значення, що дозволяє знизити коливання вантажу в процесі зміни вильоту. Однак такий режим руху приводить до значного зростання максимальних величин швидкостей стріли і вантажу.

Ті чи інші недоліки часткових оптимальних

режимів руху стрілової системи усуваються за допомогою комплексного оптимального режиму руху. Крім комплексного оптимального режиму



Рис.9. Графіки швидкостей оптимального складового режиму руху.

Результатом цього встановлений значний вплив доцентрового прискорення вантажу на оптимальні режими повороту крана.

В ряді випадків на кінцевій стадії проектування вантажопідійомних машин при виборі режимів руху враховуються коливання ланок, тому що вони суттєво впливають на динамічні навантаження, які виникають в процесі руху. При такому розрахунку режимів руху вибираються динамічні моделі машин з врахуванням координат основного руху і координат коливань окремих ланок. Як приклад розглянуто пересування візка з вантажем на гнучкому канаті. Таку модель може мати мостовий кран, механізм зміни вильоту вантажу баштового крана при нерухомій стрілі та інші. В цій моделі враховується основний рух візка та коливальний рух вантажу на гнучкому канаті /рис.10/.

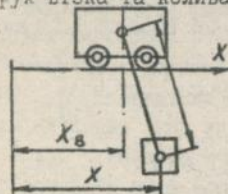


Рис.10. Динамічна модель візка.

За узагальнюючі координати руху вибрані координати центрів мас візка x_a та вантажу x . Якщо врахувати в цій моделі, що вантаж незначно відхиляється від вертикалі, то зв'язок між узагальнюючими координатами має вигляд $\ddot{x} + (x - x_a)g/l = 0$. З цього рівняння знайдено відхилення між координатами, швидкостями, прискореннями і ривками

$\Delta x = (l/g)\ddot{x}$; $\Delta \dot{x} = (l/g)\dot{\ddot{x}}$; $\Delta \ddot{x} = (l/g)x''''$; $\Delta \ddot{\ddot{x}} = (l/g)x''''/2g$
де g - прискорення вільного падіння. Максимальні або середньоквадратичні відхилення координат, швидкостей і т.д. можуть служити критеріями оцінки режимів руху з урахуванням коливань.

Знайдено режими руху вантажу і візка, які забезпечують мінімальні середньоквадратичні величини коливальних кінематичних характеристик. Режими, які відповідають мінімуму середньоквадратичних відхилень переміщень і швидкостей не можуть бути реалізовані на практиці, тому що при цих режимах не забезпечуються граничні умови

руху. Середньоквадратичне відхилення прискорень записується у вигляді функціоналу

$$\Delta \ddot{X}_{ср} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(\frac{t}{g} X'' \right)^2 dt \right]^{1/2} \quad /30/$$

В результаті мінімізації функціоналу /30/ встановлено, що вантаж повинен рухатись з режимом, який відповідає оптимальному за прискореннями третього порядку режиму руху матеріальної точки. Для пересування візка з вантажем на відстань $X_1 - X_0 = 10$ м за час $t_1 = 10$ с при $\downarrow = 10$ м визначені швидкості та прискорення вантажу і візка оптимального режиму руху, який мінімізує середньоквадратичні відхилення прискорень /рис. II/. З приведених графіків видно, що вантаж має досить плавну зміну швидкості і прискорення, а візок на початку і в кінці руху має максимальне прискорення. Такий рух може призвести до появи коливань в елементах візка в процесі пуску і після зупинки. Для зменшення цих коливань необхідно використовувати оптимальні режими руху візка з вантажем, які відповідають мінімуму середньоквадратичних відхилень ривків. При цьому режимі забезпечується неперервність прискорень вантажу і візка, яка дозволяє до мінімуму звести коливання в цих елементах.

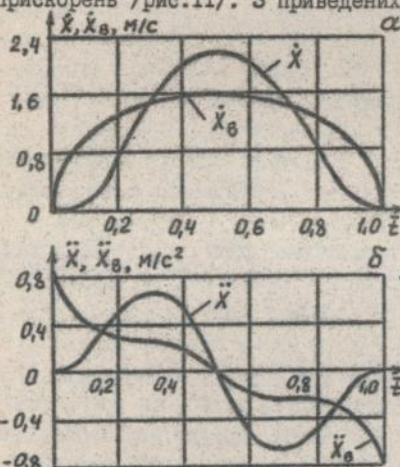
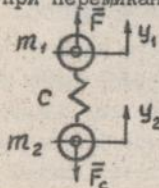


Рис. II. Графіки швидкостей /а/ та прискорень /б/ візка і вантажу

При цьому режимі забезпечується неперервність прискорень вантажу і візка, яка дозволяє до мінімуму звести коливання в цих елементах.

Визначено вплив режиму руху приводного механізму підйому на

коливання вантажу для двомасової моделі з приведеною масою m_1 і масою вантажу m_2 , з'єднаних пружним елементом із жорсткістю C /рис. 12/. При режимі руху привода в процесі пуску і гальмування з сталим прискоренням коефіцієнт динамічності вантажу за прискореннями $K_{п}=2$, а при перемикачці з максимального прискорення на мінімальне - $K_{п}=4$.



При оптимальному ривковому режимі пуску привода його прискорення визначається залежністю

$$\ddot{y}_1 = 12 v_c (1 - 2 \bar{t} + \bar{t}^2) \bar{t} / t_n, \quad /31/$$

де v_c - стала швидкість руху вантажу; t_n - довгота пуску; $\bar{t} = t / t_n$. Цьому режиму відповідає такий закон зміни прискорення вантажу

$$\ddot{y}_2 = \ddot{y}_1 + [12 v_c / (\lambda t_n)^2] [4(1 - \cos \lambda t) - 6 \bar{t} - t_n(1 - 6 / (\lambda t_n)^2) \sin \lambda t] / t_n, \quad /32/$$

Рис. 12. Динамічна модель механізма підйому вантажу

де $\lambda = \sqrt{c/m_2}$. Для механізму підйому мостового крана з параметрами $C = 17200$ кН/м, $m_2 = 2000$ кг, $t_n = 3$ с коефіцієнт динамічності вантажу $K_n = 1,005$. Таке зменшення коефіцієнта динамічності при оптимальному ривковому режимі пуску механізму підйому досягається за рахунок того, що прискорення приводу $\ddot{y}_1(t)$ неперервне і має нульові значення в крайніх точках. Це дозволяє практично до нуля звести дію коливальних навантажень. Аналогічні результати отримані і при оптимальному ривковому режимі гальмування. З досліджень встановлено, що пружність каната суттєво впливає на динамічні характеристики механізму підйому. Ці характеристики значно покращуються шляхом синтезу оптимальних режимів руху з використанням інтегральних динамічних критеріїв, які враховують прискорення вищих порядків. Для того, щоб не допустити розривів швидкості приводу \dot{y}_1 , швидкості \dot{y}_2 та прискорення другого порядку вантажу повинні бути неперервними на всій ділянці руху і дорівнювати нулю в крайніх точках. Такий режим підйому вантажу визначається в результаті мінімізації функціоналу $I/$ з підінтегральною функцією у вигляді "енергії" прискорень третього порядку механізму підйому. Аналогічно, щоб не допустити розривів прискорення приводу \ddot{y}_1 , прискорення першого \dot{y}_2 та третього $y_2^{(3)}$ порядків вантажу повинні також бути неперервними. Цей режим знаходиться з умов мінімуму критерія $I/$, в якому підінтегральна функція - "енергія" прискорень четвертого порядку механізму.

В результаті подальших досліджень встановлено, що при оптимізації режимів руху механізмів з S ступенями свободи для забезпечення неперервності швидкості та прискорення приводу необхідно використовувати інтегральні критерії $I/$ з підінтегральними функціями у вигляді "енергії" прискорень відповідно $2S$ та $2S+1$ -го порядків. Якщо виникає також потреба в зменшенні енергетичних витрат і потужності, то синтез оптимального режиму руху проводиться шляхом мінімізації комплексного критерія, в який входять перераховані вище складові і "енергія" прискорень такого порядку, що забезпечує неперервність швидкостей і прискорень всіх елементів механізму.

В п'ятому розділі розроблена методика динамічного аналізу оптимальних режимів руху стрілових систем кранів в процесі зміни вільоту вантажу, яка включає в себе визначення рушійних сил приводу, вибір динамічної моделі і формування на її основі математичної моделі стрілової системи, вибір критеріїв оцінки стрілових систем з різними оптимальними режимами руху, розрахунок моделей з цими режимами і аналіз отриманих результатів. За розробленою методикою проведено динамічний аналіз оптимальних режимів руху стрілової си-

стеми крана "Ганц" /рис.5/. Величина рушійного моменту приводу при різних оптимальних режимах руху стрілової системи залежить від прискорень стріли, ротора двигуна, вантажу та противаги. Для стрілових систем подібного класу важливо знати співвідношення між динамічною та статичною складовими рушійного моменту або відповідними зусиллями в рейці приводу. При оптимальному динамічному режимі руху стрілової системи динамічна складова зусилля в рейці приводу в декілька разів більша за статичну складову /рис.13/. Величина цього зусилля має важливе значення, бо в процесі експлуатації стрілових систем рейкова передача досить часто виходить з ладу. Одною з причин цього є те, що при розрахунках рейкової передачі не завжди враховується динамічна складова сумарного зусилля в рейці приводу.

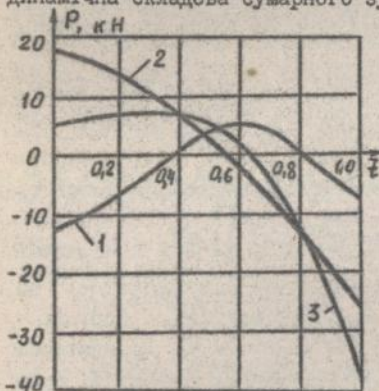


Рис.13. Графіки зміни статичної -1, динамічної -2 та сумарної -3 складових зусилля в приводі.

При розробці динамічної моделі стрілової системи враховано основний рух та коливання вантажу, геометричні та інерційні характеристики ланок, невірноваженість стріли та вантажу. Стрілова система крана /рис.5/ представлена як голономна механічна система з двома ступенями свободи. За узагальнюючі координати прийняті кутові координати стріли α в основному русі та відхилення вантажного каната від вертикалі в площині зміни вильоту ν в коливальному русі вантажу. Згідно

прийнятій динамічній моделі за допомогою рівнянь руху плоскої системи складена математична модель стрілової системи /рис.5/, яка виражена узагальнюючими диференціальними рівняннями руху

$$a_{11} \ddot{\alpha} + a_{12} \ddot{\nu} = b_1; \quad a_{21} \ddot{\alpha} + a_{22} \ddot{\nu} = b_2;$$

$$a_{11} = J_p \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \right)^2 + J_c + m_n \left[\left(\frac{\partial x_n}{\partial \alpha} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \right)^2 \right] + m \left[\left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \alpha} \right)^2 \right];$$

$$a_{12} = a_{21} = m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial x}{\partial \nu} + \frac{\partial y}{\partial \alpha} \frac{\partial y}{\partial \nu} \right); \quad a_{22} = m \left[\left(\frac{\partial x}{\partial \nu} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \nu} \right)^2 \right];$$

$$b_1 = M \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} + M_c + F_{nx} \frac{\partial x_n}{\partial \alpha} + F_{ny} \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} + F_{bx} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + F_{by} \frac{\partial y}{\partial \alpha} -$$

$$-\dot{\alpha}^2 \left[J_p \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} + m_n \left(\frac{\partial x_n}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x_n}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial y_n}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y_n}{\partial \alpha^2} \right) + m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} + \right. \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{\partial y}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2}] - 2\dot{\alpha}\dot{y}m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial v} + \frac{\partial y}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial v} \right) - \\
& - \dot{v}^2 m \left(\frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x}{\partial v^2} + \frac{\partial y}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y}{\partial v^2} \right); \\
b_2 = & F_{8x} \frac{\partial x}{\partial v} + F_{8y} \frac{\partial y}{\partial v} - \dot{\alpha}^2 m \left(\frac{\partial x}{\partial v} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial y}{\partial v} \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2} \right) - \\
& - 2\dot{\alpha}\dot{v}m \left(\frac{\partial x}{\partial v} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial v} + \frac{\partial y}{\partial v} \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial v} \right) - \dot{v}^2 m \left(\frac{\partial x}{\partial v} \frac{\partial^2 x}{\partial v^2} + \frac{\partial y}{\partial v} \frac{\partial^2 y}{\partial v^2} \right), \quad /32/
\end{aligned}$$

де M , M_c - рушійний момент на валу двигуна та момент статичних сил, що діють на стрілу відносно осі її повороту; F_{8x} , F_{8y} , F_{8x} , F_{8y} - горизонтальні та вертикальні проекції сил, що діють на противагу та вантаж.

Для оцінки різних оптимальних режимів руху використані безрозмірні дії та загальноприйняті критерії оцінки стрілових систем кранів. Залежність безрозмірної дії за Гаусом має вигляд

$$\begin{aligned}
K_{Гс} = & \frac{2t_i^3}{m(12\Delta x^2 + g^2 t_i^2)} \int_0^{t_i} \left\{ J_p \left(\frac{M}{J_p} - \ddot{\varphi} \right)^2 + J_c \left(\frac{M_c}{J_c} - \ddot{\alpha} \right)^2 + m_n \left[\left(\frac{F_{8x}}{m_n} - \ddot{x}_n \right)^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. + \left(\frac{F_{8y}}{m_n} - \ddot{y}_n \right)^2 \right] + m \left[\left(\frac{F_{8x}}{m} - \ddot{x} \right)^2 + \left(\frac{F_{8y}}{m} - \ddot{y} \right)^2 \right] \right\} dt. \quad /33/
\end{aligned}$$

Аналогічно безрозмірній дії за Гаусом визначені безрозмірні дії за Аппелем K_A , Лагранжем K_L , Декартом K_D , Буріданом K_B , Коріолісом-Понселе $K_{К-П}$, Віттенбауером K_B та за імпульсом K_I . Ці критерії обчислюються для системи в цілому і для окремих її елементів. Крім цих критеріїв для оцінки стрілових систем використані коефіцієнти нерівномірності руху δ , динамічності \mathcal{H} та їх сумарної оцінки β , питомі максимальні величини кінематичних характеристик ланок і інших критеріїв.

Розрахунок математичної моделі проводився шляхом інтегрування рівнянь /32/ числовим методом Рунге-Кутта на ділянках руху стрілової системи від максимального вильоту X_1 до мінімального X_0 і навпаки - від X_0 до X_1 , з одночасним розрахунком критеріїв оцінки. Для розрахунку такої моделі складена програма для ЕОМ. Проведено зіставлення результатів, отриманих за допомогою математичної моделі, з результатами, які отримано експериментальним шляхом для стрілової системи крана КПМ 40-27-10,5. Таке зіставлення дало задовільні результати. Відхилення максимальних величин координат і кутових швидкостей стріли складають відповідно 3% і 22%. За розробленою програмою для ЕОМ проведено динамічний аналіз стрілової системи з різними оптимальними режимами руху за допомогою розглянутих критеріїв. Зіставивши

критерію, вибирається той режим руху, при якому найбільш сприятливе поєднання критеріїв. Однак таке поєднання критеріїв не завжди вдається виявити, тому багатокритеріальна задача зводиться до однокритеріальної шляхом використання метода Парето. Для стрілової системи крана "Ганц" визначені критерії при різних оптимальних режимах руху. Так, для режиму руху з постійним прискоренням на ділянках пуску і гальмування отримані такі значення критеріїв: $K_d = 3,86$;

$K_A = 4,02$; $K_A = 8,01$; $K_{ГС} = 11,1$; $K_{К-п} = 7,69$; $K_B = 12,4$; $K_E = 5,88$; $K_I = 7,69$; $\delta = 0,11$; $\mathcal{E} = 0,0042$; $\beta = 0,016$.

В шостому розділі проведено динамічний аналіз зрівноважених стрілових систем кранів з однотипними режимами руху в процесі зміни вильоту вантажу. Динамічний аналіз проведено на основі банка даних, що містить в собі вхідні і вихідні дані стрілових систем. Вхідні дані включають геометричні та інерційні характеристики ланок, а також діючі сили. Вихідні дані включають різні критерії оцінки режимів руху стрілових систем. На основі такого банка даних проведено зіставлення стрілових систем різних типів /табл.І/. Вияв-

Таблиця І
Зіставлення різних типів стрілових систем

Критерії	Тип стрілової системи			
	Одноланкова	Шарнірно-зчленована		
		Хобот	Хобот	
			профільований	прямолінійний
		відтяжка		жорстка / гнучка
K_A	8,64	14,06	15,38	26,93
$K_{ГС}$	9,54	10,06	8,81	4,97
K_d	3,67	2,90	2,65	2,01
K_d	3,83	3,59	3,26	2,20
$K_{К-п}$	10,00	10,67	14,67	16,17
K_B	7,68	9,04	13,79	14,39
K_E	2,68	2,47	2,58	1,96
K_M	1,76	1,64	1,69	1,45
K_N	2,00	2,00	2,77	2,79
\mathcal{E}	0,011	0,013	0,01	0,01
v/v_c	2,47	2,41	2,22	2,03
ω/ω_c	1,05	0,99	0,95	0,73

лено вдалі та невдалі конструкції стрілових систем їх елементів. Виявлено, що між безрозмірними діями та раніше запропонованими критеріями існує взаємозв'язок. Так, стрілові системи, що кращі за безрозмірними діями за Лагранжем, Декартом та Гаусом, є кращими за коефіцієнтами відносної маси K_M та моменту K_M і питомими максимальними величинами швидкості v/v_c та прискорення ω/ω_c вантажу. Безрозмірні дії за Коріолісом-Понселе та Буріданом пропорційні питомій потужності приводу K_M .

За допомогою безрозмірних дій за Коріолісом-Понселе та Буріданом оцінені затрати механічної роботи та імпульсу сили на основний рух стрілової системи та коливання вантажу. Встановлено, що приблизно

третина цих витрат йде на коливання вантажу.

Розроблений алгоритм визначення перспективного варіанту стрілової системи, який складається з чотирьох етапів. На першому етапі вибирається прототип з найменшою величиною ключового /головного/ критерія K_n із всіх досліджених кранів. На другому етапі вибираються найкращі технічні рішення окремих механізмів. Ці технічні рішення відбираються за найменшою величиною ключового критерія, і з них формується морфологічна таблиця /табл.2/. З цієї таблиці вибираються декілька технічних рішень стрілової системи, в яких величина ключового критерія менша, ніж в прототипа. На третьому етапі визначається перспективний варіант стрілової системи з вибраних за таблицею 2 механізмів. На четвертому етапі в вибраному варіанті стрілової системи проводиться оптимізація конструктивних параметрів. Проведена оптимізація довжини стріли, важеля противаги, та кута нахилу стояка механізму зрівноваження стрілової системи крана КІМ 40-27-10,5. В порівнянні з базовим варіантом крана оптимізація дала зменшення K_n на 14,2%, яке досягнуте за рахунок оптимізації довжини стріли.

Таблиця 2

Морфологічна таблиця варіантів стрілових систем за критерієм K_n

№ п.п.	Стріловий пристрій	Механізми	
		Зрівноваження	Вирівнювання траєкторії вантажу
1	Пряма стріла - 1,02	Поліспасти- ний -0,17	Зрівнювальний блок -1,42
2	Шарнірно-зчленований з профільованим хоботом 0,93	Чотирьох- ланковий 0,09	Зрівнювальний поліспа- ст 1,32
3	Шарнірно-зчленований з прямолінійним хоботом та жорсткою відтяжкою 0,76	Шести- ланковий 0,07	Вантажний канат паралель- ний осі стріли або від- тяжки 1,28
4	Шарнірно-зчленований з прямолінійним хоботом та гнучкою відтяжкою 0,86	- -	Вантажний канат не пара- лельний осі стріли або відтяжки 1,21

В сьомому розділі приведені технічні пристрої приводів вантажопідійомних машин, які забезпечують оптимальні режими руху. Розглянуті механічні, гідравлічні та електричні приводи. При зміні вильоту стрілової системи крана оптимальний енергетичний режим руху досягається з необхідним ступенем точності за рахунок вибору параметрів приводу /рис.5/: довжини стояка α , кута нахилу його до го-

ризонту θ , довжини коромисла b та кута розхилу стріли λ . Для приведеної схеми приводу кутова швидкість стріли при постійній швидкості двигуна ω має вигляд

$$\dot{\alpha} = -\omega R \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos(\theta + \lambda + \alpha)} / [i \alpha b \sin(\theta + \lambda + \alpha)]. \quad /34/$$

Оптимальний енергетичний режим руху стрілової системи визначається залежністю /23/. Після підстановки координати і швидкості цього режиму в вираз /34/ отримано рівняння, в якому невідомими є перелічені вище параметри приводу. Ці параметри знайдено методом найкращого наближення функцій за Чебишевим: $a = 6,12$ м; $b = 7,29$ м; $\lambda = -0,192$ рад; $\theta = 1,401$ рад. В реальні конструкції крана "Ганц" ці параметри такі: $a = 6,64$ м; $b = 7,40$ м; $\lambda = -0,192$ рад; $\theta = 1,676$ рад. Знайдені параметри приводу забезпечують оптимальний енергетичний режим руху стрілової системи на ділянці сталого руху. На ділянках пуску та гальмування використовуються інші оптимальні режими руху, які реалізуються шляхом відповідного керування електродвигуном за допомогою регуляторів струму /моменту/ та напруги /швидкості/.

Розглянуто реалізацію оптимального режиму пуску стрілової системи при мінімумі динамічної складової потужності. При цьому двигун повинен мати таку механічну характеристику

$$\omega = \omega_n [(M_n - M) / (M_n - M_c)] [2 - (M_n - M) / (M_n - M_c)], \quad /35/$$

де ω , ω_n - кутова швидкість ротора електродвигуна та її номінальне значення; M , M_n , M_c - моменти на валу електродвигуна відповідно рушійний, пусковий та статичного опору. На рис.14 приведені механічні характеристики електродвигуна, яким відповідають оптимальні динамічний-1 та ривковий-2 режими пуску. Ці режими пуску реалізуються двигунами постійного і змінного струму. На рис.15 показана механічна характеристика двигуна постійного струму, яка реалізує оптимальний динамічний режим пуску за допомогою побудови штучних характеристик. На цьому рисунку: 0 - оптимальна динамічна характе-

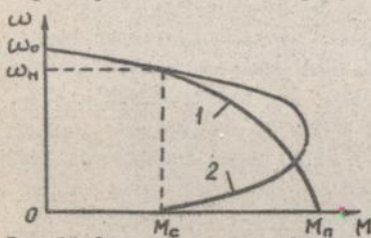


Рис.14.Оптимальні механічні характеристики двигуна

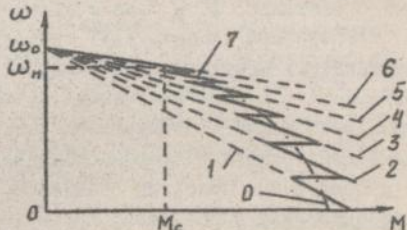


Рис.15.Механічні характеристики двигуна постійного струму

ристика; 1,2,...,6 - штучні характеристики; 7 - реальна характеристика двигуна, яка з достатнім ступенем точності реалізує оптималь-

ний динамічний режим пуску. Аналогічним чином реалізуються і інші оптимальні режими пуску механізмів вантажопідійомних машин.

Оптимальні режими руху механізмів вантажопідійомних машин реалізовані також за допомогою гідроприводу. Розглянуто механізм висування захвату вантажопідійомного маніпулятора з гідроприводом і дросельним шляховим керуванням подачі робочої рідини в виконавчий гідроциліндр /рис.16/. Робоча рідина від насоса 1 через реверсивний

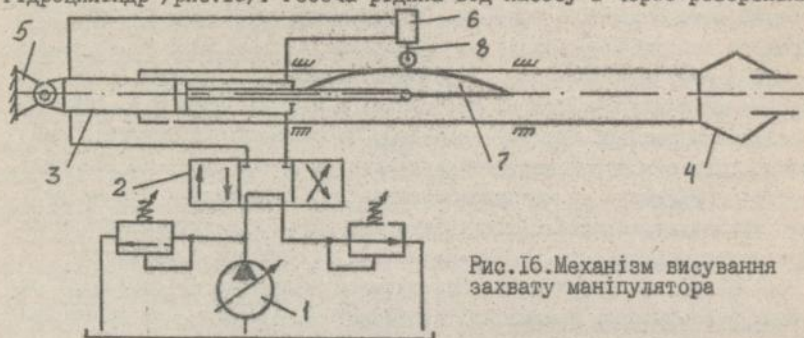


Рис.16. Механізм висування захвату маніпулятора

розподільник 2 попадає в безштокову порожнину гідроциліндра 3, який приводить в рух захват 4. Паралельно циліндру на нерухомій рамі 5 встановлено дросельний шляховий регулятор 6, який контактує з кулачком 7, профіль якого визначає необхідний оптимальний режим руху захвату. Для реалізації оптимального динамічного режиму руху захвату маніпулятора профіль кулачка 7 має вигляд

$$\bar{y} = \frac{y}{y_{\max}} = 1 - \left[1 - 4\bar{\epsilon}(1-\bar{\epsilon}) \sqrt{\frac{6m\Delta X/t_i^2 + F_c}{6m\Delta X(1-2\bar{\epsilon})/t_i^2 + F_c}} \right],$$

де y , y_{\max} - координата поршня дроселя та її максимальне значення; ΔX - довжина ходу захвату маніпулятора; m - маса висувного пристрою з вантажем; F_c - сила статичного опору переміщенню захвату.

Розроблені конструкції гідроприводів вантажопідійомного крана екскаватора-вантажника та інших машин, які реалізують оптимальні режими руху виконавчих механізмів. Для забезпечення в гідравлічних машинах оптимальних режимів пуску та гальмування розроблена конструкція гідророзподільника, в якому золотник виготовлений з дросельючими отворами спеціальної форми. Таку конструкцію гідророзподільника впроваджено при модернізації крана-маніпулятора на транспортних засобах моделі 3963 та при розробці нових моделей екскаватора-вантажника ЕО-2625.

Основні результати та висновки по роботі

І. В результаті проведених досліджень і теоретичних узагаль-

нень розв'язана науково-технічна проблема в галузі створення вантажопідйомних машин з покращеними технічними та експлуатаційними характеристиками, яка розвиває перспективний науковий напрямок оптимального динамічного синтезу машин і базується на більш повному використанні внутрішніх можливостей механізмів шляхом вибору режимів їх руху за допомогою розроблених інтегральних динамічних критеріїв.

2. Розроблено методику синтезу оптимальних режимів руху механізмів зміни вильоту, пересування, повороту та підйому вантажопідйомних машин, яка включає в себе ідеалізацію машини у вигляді динамічної моделі з абсолютно жорсткими ланками і врахуванням координат основного руху та коливань вантажу на гнучкому канаті, визначення критеріїв оцінки режимів руху, які відображають окремі властивості машини або їх комплекс, побудову допустимої множини варіантів режимів руху шляхом мінімізації окремих критеріїв і вибір серед них оптимального режиму руху.

3. Для оцінки режимів руху механізмів вантажопідйомних машин запропоновано динамічні критерії інтегрального характеру, які розроблені на основі фундаментального поняття дії і представляють собою квадратичні інтегральні функціонали з підінтегральними функціями у вигляді "енергії" прискорень різних порядків. Ці критерії мають реальну фізичну суть: затрати енергії; ефективна потужність приводу; ефективні сумарні інерційні навантаження ланок машини, зважені по ривках і т.д. Для задоволення декількох вимог одночасно до режиму руху машини розроблено у вигляді згортки комплексний інтегральний безрозмірний критерій, в який входять окремі критерії зі своїми ваговими коефіцієнтами.

4. За запропонованою методикою синтезовано оптимальні режими руху механізмів різних вантажопідйомних машин, як на початковій стадії проектування, коли відомі лише технологічні параметри, так і на кінцевій стадії проектування, коли відомі основні конструктивні параметри машини. Отримано оптимальні режими руху механізмів, представлених у вигляді руху матеріальної точки. По окремих критеріях ці режими відповідають відомим з теорії машин і механізмів типовим режимам руху /постійної швидкості, постійного і змінного прискорення по лінійному, косинусоїдальному, синусоїдальному та поліноміальному законам/. Для динамічних моделей машин зі змінними передаточними функціями між окремими ланками отримано оптимальні режими руху, які не відповідають типовим режимам. Тут кожна ланка має свій режим руху. Оптимальний енергетичний режим руху стрілової системи при зміні вильоту забезпечується параболічним законом швидкості стріли,

через який визначаються режими руху інших ланок. При оптимальних енергетичному та динамічному режимах руху стрілової системи зберігаються постійними відповідно функції кінетичної енергії та потужності на протязі всього циклу. Аналогічні результати отримані і для інших оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин.

5. Розроблено методику динамічного аналізу стрілових систем кранів в процесі зміни вильоту, яка включає в себе визначення рушійних сил приводу, вибір динамічної моделі і складання на її основі універсальної математичної моделі, придатної для опису руху і зіставлення різних типів систем. За цією методикою проведено динамічний аналіз різних типів стрілових систем, в результаті якого виявлені вдалі і недосконалі конструкції її за різними критеріями. По більшості критеріїв кращі показники у стрілових системах з прямолінійним хоботом та гнучкою відтяжкою, а гірші у систем з профільованим хоботом. Однак ці системи мають кращі режими транспортування вантажу. Для всіх типів стрілових систем кранів біля третини енергетичних витрат йде на розкачування вантажу, в якого самий високий коефіцієнт динамічності /в середньому в 1,8 разів більший ніж в інших елементів/. Розроблено методику вибору перспективного варіанту стрілової системи і оптимізації її конструктивних параметрів. Оптимізація параметрів крана КДМ 40-27-10,5 дозволила зменшити довжину стріли на 6,4% в порівнянні з базовим варіантом крана.

6. Для складання математичних моделей руху окремих механізмів вантажопідйомних машин запропоновані узагальнюючі диференціальні рівняння, які описують рух плоских механізмів. Узагальнення цих рівнянь досягнуто за рахунок введення в них операторів передачі руху першого і другого порядків. Крім того, для синтезу режимів руху стрілових систем використані оператори передачі руху більш високих порядків. На основі математичної моделі плоскої механічної системи розроблено універсальну модель і відповідну їй програму для ЕОМ руху різних типів стрілових систем при зміні вильоту вантажу.

7. Приведено приклади реалізації оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин за допомогою механічних, гідравлічних і електричних пристроїв приводів. Визначено конструктивні параметри рейкового приводного механізму, що забезпечують оптимальний енергетичний режим зміни вильоту системи крана з прямою стрілою і зменшення на 15% енергетичних витрат. Розроблено конструкції приводу, які забезпечують оптимальні динамічний і ривковий режими пуску механізмів. Перший з цих режимів дозволяє зменшити потужність приводу в порівнянні з режимом постійного прискорення в 1,4-1,6 разів,

а другий - значно знижує динамічні навантаження коливального характеру. Запропоновано конструкції гідроприводу з дросельним керуванням, які дозволяють реалізувати різні оптимальні режими руху механізмів вантажопідйомних машин і покращити їх технічні та експлуатаційні показники. Використання золотникового дросельного розподільника в гідроприводі екскаватора-вантажника ЕО-2625 дозволило в 1,4 рази зменшити динамічні навантаження в його елементах.

8. Синтезовано оптимальні режими руху механізмів мостових і стрілових кранів, які покращують основний рух і зменшують коливання вантажу. Аналіз цих режимів руху дозволив встановити закономірність використання запропонованих критеріїв для мінімізації коливань механічних систем з 3 ступенями свободи, згідно з якою критерії оптимізації повинні включати в себе "енергію" прискорень основного руху до $2S+1$ -го порядку.

9. Техніко-економічна ефективність результатів роботи досягається за рахунок зменшення енерговитрат, встановлення приводів меншої потужності та зниження динамічних навантажень, що приводить до підвищення продуктивності і надійності вантажопідйомних машин, а також поощрення їх ергономічних показників. Така ефективність отримана від впровадження в виробництво монтажних кранів КПМ 40-27-10,5, кранів-маніпуляторів моделі 3963 з комплектом змінних захватних пристроїв, екскаваторів-вантажників ЕО-2625, при модернізації мостових і баштових кранів та інших машин.

Основний зміст дисертації опубліковано в таких роботах:

1. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учебное пособие для вузов. - К.: УМК ВО Украины. - 1990. - 166 с.
2. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения механизмов и машин // Теория машин и механизмов. - Харьков: Основа, 1990. - Вып. 49. - С. 3-11.
3. Ловейкин В.С. Оценка динамичности стреловых систем кранов при изменении вылета груза // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1984. - Вып. 15. - С. 19-22.
4. Ловейкин В.С. Математическая модель плоской механической системы // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1985. - Вып. 16. - С. 16-19.
5. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1986. - Вып. 20. - С. 16-18.
6. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1987. - Вып. 1. - С. 31-35.
7. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения механизмов грузоподъемных машин для транспортирования пассажиров // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1991. - Вып. 22. - С. 9-14.
8. Ловейкин В.С. Управление производительностью механизмов подъемно-транспортных машин // Подъемно-трансп. оборуд. - К.: Техніка, 1991. - Вып. 22. - С. 29-34.

9. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию // Вестник машиностроения. - М.: Машиностроение, 1968. - №2. - С.8-10.
10. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения роботов и манипуляторов // Теоритична и приложена механика. - София: Изд-во на Българската Академия на Науките, 1990. - Кн. I. - С.323-326.
11. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения механизма поворота экскаватора по комплексному критерию // Горные, строит., дор. и мелиорат. маш. - К.: Техника, 1989. - Вып.42. - С.115-120.
12. Ловейкин В.С. Управление пускотормозными режимами движения механизмов строительных машин // Горные, строит., дор. и мелиорат. м. л. - К.: Техника, 1990. - Вып.43. - С.93-98.
13. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения механизмов экскаватора // Механизация и автоматизация земляных работ: Сб. докладов XIV международной НТК. - К.: КИСА, 1991. - С.268-270.
14. Ловейкин В.С. Динамический анализ стреловых систем кранов с горизонтальным перемещением груза при изменении вылета // Подъемно-транспортное оборуд. - М.: ЦНИИЭИТяжмаш, 1980. - №80-15. - С.6-8.
15. Ловейкин В.С. Сопоставление конструкций стреловых систем порталных кранов // Подъемно-транспортное оборуд. - М.: ЦНИИЭИТяжмаш, 1980. - №80-15. - С.8-12.
16. Ловейкин В.С. Выбор режима движения механизмов грузоподъемных машин, обеспечивающего повышение их надежности // Подъемно-транспортное оборуд. - М.: ЦНИИЭИТяжмаш, 1986. - №86-39. - С.6-9.
17. Ловейкин В.С. Анализ движения стреловых систем кранов с горизонтальным перемещением груза при изменении вылета по обобщенным координатам // Подъемно-транспортное оборуд. - М.: ЦНИИЭИТяжмаш, 1981. - №81-15. - С.8-11.
18. Ловейкин В.С. Синтез эталонных законов движения манипуляционных систем роботов в переходных режимах // Библиограф. указатель "Депониров. рукописи". - М.: ВИНТИ, 1989. - №5. - С.2-11.
19. Ловейкин В.С. Оценка динамичности машин и их элементов // Сб. тезисов докладов II Всесоюзной конференции по статике и динамике пространственных конструкций. - К.: КИСА, 1985. - С.119.
20. Ловейкин В.С. Выбор режима движения механизмов экскаватора // Сб. тезисов докладов II Всесоюзной конференции по автоматизации и механизации земляных работ. - К.: КИСА, 1986. - С.177-178.
21. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов // Сб. тезисов докладов НТК: Роботизация и гибкие автоматизированные производства. - К., Черновцы, 1986. - С.41-43.
22. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения механизмов и машин на различных стадиях проектирования // Сб. тезисов докладов V Всесоюзной конференции: Автоматизация поискового конструирования, Ижевск, 1990. - С.49.
23. Ловейкин В.С. Синтез режимов движения манипуляционных систем роботов // Сб. тезисов докладов IV Всесоюзной конференции: Автоматизация поискового конструирования. Том II. - Волгоград, 1987. - С.165-167.
24. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию // Сб. тезисов докладов IV Всесоюзного совещания по робототехническим системам. - К.: Институт кибернетики АН УССР, 1987. - С.75,76.
25. Ловейкин В.С. Управление пуском механизмов подъемно-транспортных

машин //Теория машин металлургического и горного оборудования.- Свердловск: УПИ, 1989.- Вып.13.- С.118-124.

26. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения машин и механизмов.- К.: Техніка, 199 .-124 с. /Принято к печати/.
27. Ловейкин В.С., Горский В.Э. Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем //Критерии качества и эффективности механических систем.-К.: Общество "Знание" УССР, 1978.- С.5-7.
28. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Критерии динамического совершенства механических систем //Теория машин металлургического и горного оборудования.- Свердловск: УПИ, 1989.- Вып.13.- С.98-102.
29. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия //Динамика и прочность тяжелых машин.-Днепропетровск: ДГУ, 1982.- Вып.6.- С.13-20.
30. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Универсальная математическая модель крановой качающейся укосины по удельным действиям //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1978.- Вып.25.- С.74-81.
31. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Алгоритм вычисления удельных действий в универсальной математической модели крановой качающейся укосины //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1978.- Вып.26.- С.74-82.
32. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Методика составления операторов передачи движения //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1979.- Вып.28.- С.99-105.
33. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Алгоритм определения оптимального конструктивного варианта стреловой системы крана //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1982.- Вып.33.- С.80-85.
34. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Математическая модель кранового механизма поворота //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1983.- Вып.36.- С.92-98.
35. Горский В.Е., Ловейкин В.С. Применение коэффициентов удельных действий при исследовании крановых механизмов //Горные, строит. и дор. маш.-К.: Техніка, 1980.- Вып.29.- С.67-73.
36. Горский В.Е., Издебская Г.А., Ловейкин В.С. Влияние параметров качающейся укосины крана на динамику укосины //Проблемы машиностроения.-К.: Наукова думка, 1984.- Вып.21.- С.22-24.
37. Назаренко И.И., Ловейкин В.С. Синтез оптимальных режимов движения механизмов подъемно-транспортных машин //Сб. тезисов докладов НТК: Новое в ПТМ.- М.: ГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991.- С.23.

В.С. Ловейкин

В работе решена научно-техническая проблема в области создания грузоподъемных машин с улучшенными техническими и эксплуатационными показателями путем оптимизации режимов их движения. Синтез оптимальных режимов движения механизмов осуществляется по методике, которая включает в себя: идеализацию механизма в виде определенной динамической модели; определение критериев оценки режимов движения; построение допустимого множества вариантов режимов движения путем минимизации отдельных критериев и выбор среди них оптимального режима. Для оценки режимов движения предложены новые динамические единичные и комплексные критерии, которые получены на основе фундаментального понятия действия и представляют собой квадратичные интегральные функционалы с подынтегральными функциями в виде "энергии" ускорений разных порядков. Эти критерии имеют реальную физическую сущность: затраты энергии; эффективная мощность привода; приведенные инерционные нагрузки звеньев, взвешенные по рывкам и т. д. По предложенной методике синтезированы оптимальные режимы движения механизмов грузоподъемных машин на начальной и конечной стадиях проектирования. Разработана методика динамического анализа уравновешенных стреловых систем в процессе изменения вылета с различными оптимальными режимами движения. По этой методике проведен анализ различных типов стреловых систем. Для составления математических моделей движения отдельных механизмов грузоподъемных машин разработаны обобщенные дифференциальные уравнения, которые описывают движение плоских механизмов. Обобщенность этих уравнений достигнута за счет введения в них операторов передачи движения. Синтезированы оптимальные режимы движения механизмов, которые улучшают основное движение и уменьшают до минимума колебания упругих звеньев и груза на гибком подвесе. Установлена закономерность использования предложенных критериев для минимизации колебаний механических систем с S степенями свободы, согласно которой критерии оптимизации должны включать в себя "энергии" ускорений основного движения до $2S+1$ - го порядка. Приведены примеры реализации оптимальных режимов движения механизмов при помощи механических, гидравлических и электрических устройств приводов. Определены конструктивные параметры реечного приводного механизма стреловой системы, которые обеспечивают оптимальный энергетический режим изменения вылета, уменьшающий на 15% энергетические затраты. Разработаны конструкции гидропривода, которые обеспечивают оптимальные рывковый и динамический режимы движения, снижающие в 1,4 и 1,5 раза соответственно динамические нагрузки и мощность привода.

Підписано додруку 4. 04. 1994г. Формат 60x84/16
Папір офсетний. Умовн.-друк.аркуш. 2,0.
Об.-вид.аркуш 2,0. Тираж 150 . Замовл. 192 .

Поліграф.дільн. Інституту електродинаміки АН України,
252680, Київ-57, проспект Перемоги, 56

AB 29 568

AB 29.568