

УКРАЇНЬКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНА АКАДЕМІЯ

На правах рукопису

ГРИГОРОВ Отто Володимирович

**УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК
КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

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 1995



АВ 32.003

Робота виконана в Харківському державному політехнічному університеті на кафедрі „Підйомно-транспортні машини та обладнання“.

Офіційні опоненти: Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор КОВАЛЬСЬКИЙ Борис Самойлович
доктор технічних наук, професор ОРЛОВ Олексій Миколайович
доктор технічних наук, професор ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович

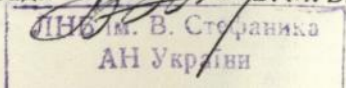
Провідне підприємство — Українсько-Угорське підприємство „Титан-Евіг“

Захист відбудеться « 23 » БЕРЕЗНЯ 1995 р.
о 9⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.10.01 в Харківській інженерно-педагогічній академії за адресою: 310003 Харків, вул. Університетська, 16, корпус 2, ауд. 220.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотечі Харківської інженерно-педагогічної академії за адресою:
310003 Харків, вул. Університетська, 16, корпус 2.

Автореферат розісланий « 22 » ЛЮТОГО 1995 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради В. М. БЕСПАЛОВ



ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Вітчизняна наука має серйозні нарощки у галузі удосконалення металоконструкцій кранів, конструкцій кранових механізмів та їх приводів, елементної бази систем керування. Проте, далекою від вирішення залишається проблема оптимальної відповідності кранових механізмів конкретним умовам експлуатації кранів. Розробка наукових основ створення орієнтованих на конкретні умови експлуатації кранових механізмів та систем їхнього керування у значній мірі покликає усунути ряд вад у названій проблемі.

У залежності від типу крану у конкретних умовах експлуатації може бути ефективним механізм з електромеханічним ординарним, електромеханічним плавно регульованим, гідродинамічним або гідростатичним приводом. В той же час при будь-якому варіанті приводу у конкретних умовах може бути ефективним використання систем оптимального керування рухом, що забезпечує ліквідацію коливань вантажу на канатному підвісі. В окремих випадках виявляється доцільною повна автоматизація (роботизація) крану. Названий комплекс питань складає предмет наукових досліджень, що викладені у даній дисертаційній роботі. У роботі наведена розробка теоретичних положень, сукупність яких можна розглядати як досягнення у розвитку підйомно-транспортної науки.

Мета роботи. Метою виконаного дослідження є розробка теоретичних положень підвищення ефективності експлуатації вантажо-підйомних кранів за рахунок оптимізації робочих характеристик кранових механізмів та систем їх керування в ув'язці з конкретними умовами експлуатації.

Для досягнення поставленої мети у дисертації необхідно вирішити такі задачі:

-розробити наукові основи створення орієнтованих на конкретні умови експлуатації кранових механізмів та їх систем керування - головним чином механізмів пересування та обертання;

-розробити теоретичні основи оптимального керування механізмами пересування та обертання кранів, основи повної автоматизації кранів;

-розробити математичні моделі роботи механізмів пересування

та обертання кранів, визначити на їх основі оптимальні робочі характеристики кранових механізмів з електромеханічним, гідродинамічним, гідростатичним приводом;

-провести комплекс теоретичних та експериментальних досліджень, спрямованих на визначення раціональних та оптимальних конструктивних параметрів кранових механізмів пересування та обертання;

-створити конкретні зразки кранових механізмів пересування та обертання, та провести їх натурні випробування у промислових умовах;

-розробити методику інженерних розрахунків раціональних параметрів кранових механізмів.

Наукова новизна. Розроблена значна наукова проблема оптимального керування механізмами пересування та обертання кранів, що забезпечують доставку вантажу у точно визначену координату в найкоротший термін за можливості обмеження коливань вантажу на гнучкому підвісі у процесі його транспортування. Розв'язана проблема субоптимального керування гідростатичним крановим приводом, що забезпечує на заданому рівні стабілізацію моменту у валопроводах механізмів пересування та обертання. Розроблені теоретичні положення безперекосного руху мостових кранів з гідростатичним та гідродинамічним приводами, обмежень та гасіння коливань вантажу на гнучкому підвісі. Сформульовані теоретичні положення синтезу гідродинамічних та гідростатичних приводів, які до мінімуму зводять енергетичні витрати, дозволяють встановлювати приводи мінімальної потужності, значно знижують динамічні навантаження на валопроводи та металоконструкції.

На захист виносяться такі конкретні результати розроблені особисто автором:

-теоретичні положення оптимального дискретного керування крановими механізмами горизонтального пересування вантажу що забезпечують гасіння коливань вантажу одночасно з доставкою вантажу у задану координату, визначене обмеження коливання вантажу на гнучкому підвісі у процесі транспортування;

-метод практичного забезпечення оптимального дискретного керування механізмом горизонтального пересування вантажу на гнучко-

му підвісі, метод імпульсного керування механізмом з гідродинамічним приводом;

-математичні моделі кранових механізмів пересування та обертання з електромеханічним, гідростатичним, гідродинамічним приводом, що враховують різноманітні фактори;

-метод проектування автоматизованого механізму пересування крану з розділним гідростатичним приводом, що забезпечує задане обмеження навантажень та автоматичне центрування моста крану в межах міжребордного зазору;

-принципи конструювання гідродинамічних приводів механізмів пересування та обертання кранів різного призначення: мостових, порталних, баштових;

-результати експериментальних досліджень та натурних випробувань механізмів пересування та обертання.

Практичне значення полягає в тому, що розроблені теоретичні положення синтезу різноманітних приводів дозволили значно підвищити їх якість і ефективність.

За розробленою методикою синтезовані оптимальні режими руху механізмів пересування та обертання. Розроблені різноманітні конструкції гідростатичних та гідродинамічних приводів мостових, баштових, порталних кранів та систем оптимального керування від мікропроцесорів, які забезпечують реалізацію оптимальних режимів руху та підвищують експлуатаційну продуктивність та надійність.

Реалізація роботи. На базі виконаних досліджень розроблені оригінальні конструкції кранових механізмів та систем автоматизованого керування:

1968, 1981 рр. - на Харківському турбінному заводі проведені випробування та здано в експлуатацію мостовий кран в/п 30/5т, оснащений розділним регульованим об'ємним гідроприводом, низькомомментними гідродвигунами та оригінальною системою дистанційного автоматичного керування.

1969р. - в Київському річковому порту випробувано порталний кран "Кіровоць" в/п 10т з високомомментним об'ємним гідроприводом механізму обертання та системою дистанційного автоматичного керування.

1971р - на заводі ПТО ім. В.І.Леніна проведені випробування

мостового крану в/п 10т з роздільним тиристорним приводом механізму пересування крану.

1972, 1973 рр. - на Узловському кранобудівному заводі проведені випробування та здано в експлуатацію мостові крани в/п 15/3т з роздільним гідродинамічним та роздільним об'ємним гідроприводом механізму пересування.

1984р - на Харківському ДБК-1 після успішних випробувань здано в експлуатацію баштовий кран КБ40Б.2 з гідродинамічним приводом механізму обертання.

1987р - в Клайпедському морському рибному порту пройшов випробування порталний кран "ГАНЦ" з гідродинамічним приводом механізму обертання.

1988р - створена та успішно пройшла випробування в ХПІ система оптимального керування від мікропроцесора електроталі вантажопідйомністю 0,5т.

1989р - на Харківському ДБК-1 після випробувань здано в експлуатацію грейферний кран в/п 5т з системою автоматичного керування всіма механізмами від мікропроцесора.

1989-1990 рр. - на заводі "Ржевбашкран" пройшов успішні випробування гідродинамічний привод для багатоблочних механізмів пересування і обертання баштових кранів.

1991р - розроблено робочий проект та створена модель системи керування групою кранів для Харцизького сталедротного заводу.

1992, 1994 рр. - створені діючі моделі мостового грейферного та кабельного кранів з керуванням від мікропроцесора.

Загальний економічний ефект від втілення результатів наукових досліджень по даній роботі склав в стабільному масштабі цін 123 тис.крб.

Апробація роботи. Окремі етапи і основний зміст доповідались на конференціях, технічних нарадах, семінарах: на конференції "Проблеми важкого кранобудування" в м.Красноярску в 1976р.; на науково-технічній конференції в Казахському політехнічному інституті (м.Алма-Ата) в 1978 році; на науковій конференції в Красноярському політехнічному інституті в 1980 році; на науковій конференції з проблем збільшення надійності і довговічності підйомно-транспортних машин в МВТУ ім.Баумана (м.Москва) в 1980 році; на науковій конференції "Нове в підйомно-транспортній техніці" в

Інституті водного транспорту (м.Горький) в 1980 році; на науковій конференції "Проблеми створення та експлуатації підйомно-транспортних машин в умовах Далекого Сходу і Сибіру" (м.Артем) у 1983 році; на ювілейній науково-технічній конференції МВТУ ім.Баумана у 1985 р.; на науковій конференції "Проблеми розвитку і удосконалення підйомно-транспортної техніки" (Красноярський політехнічний інститут) у 1986 році; на Всесоюзній науково-технічній конференції "Проблеми розвитку та вдосконалення підйомно-транспортної техніки" (м.Красноярськ) у 1988 році; на засіданні науково-методичної Ради по підйомно-транспортному машинобудуванню при Мінвузі СРСР в м.Харкові (ХПІ, 1989 рік); на науково-технічній конференції "Технічні засоби раціонального морського та океанічного промислу риби" (м.Севастополь) у 1990 році; на науковій конференції "Технічні засоби океанічного промислового рибальства" (м.Севастополь) у 1992 році; на міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми ПТМ" (м.Алушта) у 1993 році; на міжнародній науково-технічній конференції "MicroCAD - System '93" (м.м.Харків - Мішкольц) у 1993 році; на міжнародній конференції "Мишкольські співбесіди" (м.Мішкольц) у 1993 році; на засіданні кафедри підйомно-транспортних машин ХПІ у зв'язку з обранням на посаду професора цієї кафедри у 1993 році, на міжнародній науково-технічній конференції "Комп'ютер, наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (м.м.Харків-Мішкольц) у 1994 році; на науково-технічному семінарі "Високі технології в машинобудуванні: моделювання; оптимізація; діагностика" Інтерпартнер - 94, Харків - ХПТУ - Алушта у 1994р.; повністю дисертацію докладено: на науково-технічному семінарі заводу ПТО м. Харкова у 1995р.; на науково-технічному семінарі у відділенні "Проммеханізація" у 1995р.; на засіданні науково-методичної Ради по підйомно-транспортному машинобудуванню при Міносвіти України у м.Харкові у 1995 році.

Публікації. За матеріалами дисертації в наукових виданнях опублікована 101 робота, в тому числі 3 монографії. Одержано 7 авторських свідоцтв на винаходи. Список основних публікацій приведено в кінці реферату.

Обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розді-

лів, висновку, списку літератури і додатка. Має 265 сторінок машинописного тексту, 112 рисунків, 3 таблиці, 222 найменувань бібліографії.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі відображена ситуація, що склалася у підйомно-транспортному машинобудуванні за сучасних надзвичайних умов вітчизняної економіки, визначена позиція відносно відродження та розбудови галузі, зокрема стосовно створення механізмів для вантажопідйомних кранів. Сформульовані критерії оптимальності механізмів, введено показники вищого та нижчого рівнів: показник позиціонування та показник надійності.

У першому розділі "Аналітичний огляд досліджень. Постановка задач" проаналізовані результати досліджень, що стосуються проблеми удосконалення робочих характеристик кранових механізмів пересування та обертання. Аналіз проводився в основних аспектах:

1) раціональні та оптимальні пуско-гальмові характеристики приводів кранових механізмів.

Широко відомі праці М.П.Александрова, Л.Г.Кіфера, М.Ф.Руденка, О.В.Вершинського (Московська школа), О.І.Дукельського, В.Ф.Сиротського, М.М.Гохберга, О.М.Орлова (Ленінградська школа), С.А.Казака, П.З.Петухова, В.О.Шубенка (Уральська школа), Б.С.Ковальського, Б.І.Жермунського, В.Ф.Гайдамаки (Харківська школа), М.І.Єрофєєва, К.О.Заблонського, М.Ф.Глушка, В.Ф.Семенка (Одеська школа);

2) ліквідація коливань і точне позиціонування підвішеного вантажу у пусковому та гальмовому режимах руху.

Внесок у рішення питань оптимального пересування каретки з підвішеним вантажем внесли вчені та фахівці Л.Д.Акуленко, Я.Л.Геронімус, М.І.Єрофєєв, О.М.Орлов, О.Т.Заремба, А.А.Зарецький, М.Ф.Зубко, Л.І.Кібрік, М.М.Перельмутер, Л.М.Поляков, М.І.Портной, В.С.Ловейкін, П.М.Стрельцов, В.М.Соколов, Ф.Л.Чорноусько, М.І.Хрисанов, Л.Д.Крук, болгарські фахівці П.Ексаров, В.Григоров;

3) сталість руху прогонової споруди крану. Значний внесок у рішення проблеми зроблено Ф.Л.Анікеєвою, Б.С.Ковальським, О.С.Коноплею, Ю.І.Кулаковим, Х.Г.Марквардтом, Л.М.Стьопочкиним, В.М.Соболєвим, В.О.Трутнем;

4) гідродинамічний та гідростатичний привод - як засіб забезпечення раціональних та оптимальних пуско-гальмових характеристик кранових механізмів пересування та обертання.

Велика плеяда вчених та фахівців була зайнята питанням створення, удосконалення гідродинамічного приводу для підйомно-транспортних машин: Д.Я.Алексопольський, К.А.Абасов, В.М.Берман, Б.А.Гавриленко, О.П.Гаврилов, А.В.Леусенко, Ю.В.Коваль, О.В.Крутик, Є.Ф.Кусов, Н.К.Нагорна, Ю.Ф.Пономаренко, Б.О.Скородумов, А.В.Техмищян, В.М.Чуканов, О.В.Яременко.

Питанням дослідження кранового гідроприводу присвячені праці В.І.Мелік-Гайказова, М.В.Ромашкіна, В.Ф.Гайдамаки, Є.Ф.Чекулаєва, Б.І.Жермунського, П.Г.Лосева, С.О.Пашкіної, М.І.Ягніна, Ю.П.Генділіна, Б.Г.Миколаєва, М.М.Колесника, В.М.Повзика, К.І.Гебгардт, В.О.Коваленко, Г.І.Луненко, Г.В.Вишневецького, Н.О.Петренко.

На основі критичного огляду рішень з гасінням вільних коливань підвищеного вантажу визначено доцільний напрям досліджень стосовно специфічних умов вітчизняного виробництва. Специфіка полягає у високій вартості складних машин (у порівнянні з високо-розвиненими країнами), низькою вартістю звичайних кранів, низьким рівнем оплати праці персоналу. У цих умовах вимальовується варіант доцільної структури краново-перевантажного парку для масових насипних вантажів, що орієнтовано на ординарні грейферні крани, а не на унікальні перевантажувачі. Для цих кранів є доцільним створення недорогих систем автоматичного керування на базі мікропроцесорних контролерів.

Одним з найголовніших факторів зниження надійності кранів мостового типу є спрацювання ходових колес - наслідок перекосної навантажень при пересуванні прогонової споруди. Існує багато пропозицій та конкретних розробок, що до вирішення цього питання. Слід зазначити, що жодне з реалізованих рішень не дозволяє радикально усунути перекосні навантаження. Виняток може скласти лише пропозиція створення системи автоматичного регулювання міжребордного завору, що висловлено, зокрема, Б.С.Ковальським та М.О.Лобовим. Така система може бути створена на базі роздільного гідрооб'ємного приводу, що плавно регулюється.

Наральна потреба поліпшення робочих характеристик кранових механізмів пересування та обертання визначила пошук нових приво-

дів для них, зокрема, гідродинамічного та гідростатичного. Було зроблено ряд спроб втілення цих приводів у кранах мостового та баштового типів. Практика їх експлуатації виявила безліч властивостей, які послужили початком радикального опанування цієї сфери школою автора роботи, що реферується.

У другому розділі "Динаміка кранів з різними приводами" викладені дослідження пуско-гальмових режимів кранових механізмів пересування і обертання з електромеханічним, гідростатичним та гідродинамічним приводами.

Приведені загальнотеоретичні передумови побудовання математичних моделей з урахуванням нетрадиційних для ПТМ факторів;

-електромагнітна інерція обмоток двигуна, яка виявляється у тому, що електромагнітний момент не миттєво формується на рівні, відповідно ковзанню за паспортними механічними характеристиками;

-комутаційні явища при підключенні двигуна до мережі, що характеризуються пульсаціями моменту, внаслідок чого максимальне значення електромеханічного моменту у 2-3 рази перевищує момент короткого замикання двигуна;

-характер зниження моменту двигуна у зв'язку із зменшенням напруги на його зажимах внаслідок недостатньо високої жорсткості мережі живлення;

-гідродинамічна інерція формування моменту, який передається гідромуфтою при розгоні, внаслідок чого момент гідромуфти при заданому заповненні не визначається однозначно величинами ковзання та кутовою швидкістю насосного колеса;

-нові поправочні функції при величині статичного моменту гідромуфти, зокрема, функція заповнення робочої порожнини;

-характер зміни моменту гідромуфти у всіх режимах: двигуновому, мультиплікаторному, противовмикання з урахуванням знака кутової швидкості насосного колеса;

-інерційність формування гідростатичного моменту силової системи "регульований насос - гідромотор".

Розроблена і апробована шляхом зіставлення з експериментальними даними математична модель механізму пересування з плавнорегульованим об'ємним гідроприводом, яка базується на чотирьохмасовій динамічній пружно-в'язній системі з варіюванням деякої кількості тимчасових законів керування. Одержані залежності сили у

валопроводі та металоконструкції від закону змінювання функції керування. Доведено, що лінійне змінювання параметру регулювання порівняно з іншими варіантами законів керування забезпечує найменші навантаження.

Розв'язана задача синтезу законів керування при конкретних заданих умовах навантаження валопровода та металоконструкції і на її базі розроблена ідея стабілізації механічних навантажень у валопроводі та металоконструкції при пуско-гальмових режимах, без спрацювання запобіжного клапану.

На підставі рівнянь руху чотиримасової еквівалентної системи з урахуванням особливостей плавнорегульованого гідрооб'ємного привода одержаний закон керування у вигляді:

$$\gamma = \frac{1}{\alpha k_w} \left\{ \frac{T_{max}}{m_2} \left[A - W - m_3 \ddot{x}_2 + \frac{m_3 g}{l} (x_2 - x_0) \right] + \dot{x}_1 + \frac{\alpha^2}{F_{np}} A \right\} \quad (1)$$

де α - коефіцієнт зведення; T_{max} - механічна стала часу; k_w - коефіцієнт підсилення гідроприводу; F_{np} - коефіцієнт жорсткості механічної характеристики гідроприводу; l - довжина підвісу вантажу; A - стала величина (параметр).

Аналогічно розв'язане питання обмеження у пуско-гальмових режимах кута відхилення вантажного канату.

Розроблена структурна схема системи автоматичного керування гідрооб'ємним приводом, на базі якої виявляється можливим забезпечити досягнення заданої швидкості крану за мінімальний час з урахуванням обмежень, які накладаються на перепад тиску у робочій порожнині гідромотору і на керуючий сигнал при умові, що після закінчення перехідних процесів вантаж буде рухатись із швидкістю каретки без відхилення канату.

Досліджені пуско-гальмові режими кранових механізмів обертання та пересування з гідродинамічним приводом. Найбільш загальний випадок стосується механізму обертання баштового крану. Математична модель побудована на базі шестимасової динамічної пружно-в'язкої системи. Проведена серія експериментів, результати осцилографування співставлені з результатами моделювання. Застосування гідродинамічного приводу знижує динамічні навантаження у стрілі і башті на 15-20%, а на вихідному валі редуктора на 10-15%, що підвищує довговічність трансмісії і крана в цілому.

Розглянуте питання довговічності двигунів кранових механізмів

мів. Дана методика визначення енергії "гріючих" втрат і величина відносної довговічності двигуна.

Відносна довговічність двигуна:

$$\delta_a = \frac{t}{t_g} = \exp \left[B \frac{T_g - T}{T_g T} \right], \quad (2)$$

де: t, t_g - термін роботи ізоляції, досліджуваного та базового двигуна, год; T, T_g - середня температура обмоток досліджуваного і базового двигуна, K° ; B - емпірична величина у відповідності з рекомендаціями Міжнародної електротехнічної комісії (МЕК).

Потужність "гріючих" витрат P_{II} у двигуні пропорційна перевищенню температури:

$$\frac{\tau}{\tau_u} = \frac{P_n}{P_{nB}},$$

де τ, τ_u, P_{nB} - перевищення температури у досліджуваному і базовому двигуні, потужність "гріючих" втрат.

Потужність втрат у двигуні механізму пересування

$$P_u = \frac{2E_{nn} + 2E_{n\tau} + 2E_{ny}}{T_u}, \quad (3)$$

де: $E_{nn}, E_{n\tau}, E_{ny}$ - енергія витрат у періоди пуску, гальмування, сталого руху, Дж.

Маючи закони змінювання у часі навантажуючого моменту при розгоні $M_{пн}(t)$ і при гальмуванні $M_{тн}$, можна визначити енергію "гріючих" втрат:

$$E_{nn} = \frac{P_n}{\eta} \int_0^{\tau_n} \frac{I_n(t)}{I_n} dt - \int_0^{\tau_n} M_{пн}(t) \omega_n(t) dt; \quad (4)$$

$$E_{n\tau} = \frac{P_n}{\eta} \int_0^{\tau_\tau} \frac{I_\tau(t)}{I_n} dt - \int_0^{\tau_\tau} M_{тн}(t) \omega_\tau(t) dt; \quad (5)$$

де: T_n, T_τ - тривалість процесів розгону і гальмування; I_n - номінальний ток двигуна; $I_n(t), I_\tau(t), \omega_n(t), \omega_\tau(t)$ - поточне значення тока двигуна у кутовій швидкості у процесі розгону і гальмування.

Протягом 1983-1994рр. була проведена серія спостережень за роботою досвідчених машиністів різних кранів, які працюють з грейферами, у числі яких були мостові грейферні крани, грейферні перевантажувачі та порталні крани. Спостереженням встановлено,

що досвідчені оператори виконують процеси розгону та гальмування з гасінням коливань протягом часу, яке близьке до періоду вільних коливань грейфера на підвищі довжиною l з варіацією 5-10%, тобто

$$T_n \approx T_T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

Рух при цьому близький до рівноприскореного (рівноуповільненого).

На базі величин $P_{\Pi}, \tau_{\sigma}, P_{\Pi\sigma}$ визначена відносна довговічність двигуна - співвідношення реальної довговічності двигуна до довговічності базового двигуна.

Проведені експериментальні дослідження пуско-гальмових режимів механізму пересування мостового крану з тиристорним приводом. Експерименти проведені на Харківському заводі ПТО на мостовому крані в/п 10т з тиристорним та електромеханічним приводами. Показано, що середнє значення моменту тиристорного приводу у 1,8 рази менше, ніж у відповідного механізму з серійним приводом. У цілому комплекс технічних показників у тиристорного приводу вищий, ніж у базового.

Проведено комплекс досліджень гідродинамічного приводу механізму повороту порталного крану "Ганц". На спеціальному стенді проводились випробування гідродинамічного приводу з гідромуфтою ГП - 396, з різними приводними двигунами та двома варіантами системи обдування гідромуфти (з відцентровим та осьовим вентиляторами). Теоретичні і експериментальні дослідження показали:

-еквівалентне значення потужності споживання двигуном гідродинамічного приводу за один еквівалентний цикл перевантаження на 3-12% нижче, ніж при електромеханічному приводі;

-теплові втрати у двигуні електромеханічного приводу у 2-4 рази більше втрат при гідродинамічному приводі;

-зміни вітрового навантаження при електромеханічному приводі викликають у двигуні значні зміни теплових втрат, при гідродинамічному приводі ці втрати практично не змінюються;

Проведені співставлені досліджень втрат енергії у регульованому гідростатичному і електромеханічному приводах. Встановлено, що в цілому енергетичні показники гідрооб'ємного приводу у пуско-гальмових режимах вище, ніж у електромеханічному. Це пов'язане з тим, що знижений загальний к.п.д. трьохмашинного гідрооб'ємного агрегату має місце лише на номінальній швидкості і

кшпенується фактором рекуператїї енергїї та відсутнїстю необхїдностї багаторазового ввїмкнення двигуна (рис.1,2).

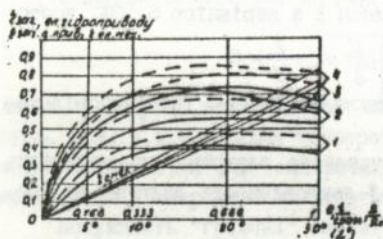


Рис.1. Функція к.п.д. в гїдрооб'ємному та електромеханїчному приводах вїд 1 ($t/t_p; \Omega/\Omega_0$), α^0 при навантаженнї:
1 - 23,7 Нм; 2 - 47,5 Нм;
3 - 96,0 Нм; 3 - 158,0 Нм

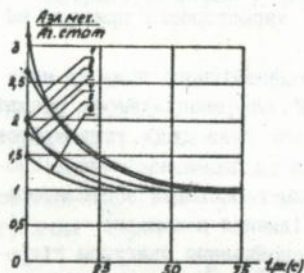


Рис.2. Графіки співвїдшення витрат енергїї в електромеханїчному $A_{тм}$ та гїдрооб'ємному $A_{тг}$ приводах вїд тривалостї рївномїрного руху. 1,3,5 - гальмування протїввїмкненням; 2,4,6 - гальмування механїчним гальмом
1,2 - $t_p=6с$; $t_r=3,1с$;
3,4 - $t_p=13с$; $t_r=3,1с$;
5,6 - $t_p=t_r=13с$

За однакових умов роботи еквївалентна потужнїсть гїдрооб'ємного привоу за цикл роботи електродвигуна менше, нїж у електромеханїчного привоу. Потрїбна установлена потужнїсть електродвигуна гїдрооб'ємного привоу визначається переважанувальною можливїстю і не залежить вїд ПВ%. При високїй їнтенсивностї розгону потрїбна установлена потужнїсть двигуна гїдрооб'ємного привоу у 2,5 рази менше, нїж електромеханїчного. Спїввїдшення еквївалентних потужностей не залежить вїд ПВ% і в залежностї вїд характеру протїкання перехїдного процесу коливається у межах 1,3-1,65. Найкраще спїввїдшення еквївалентних потужностей досягається при незначному використаннї швидкїсних можливостей привоу і може досягати декїлькох десяткїв.

На базї теоретичних та експериментальних дослїдженнь визначенї математичнї формули, якї встановлюють припустимї межї темпу змїни продуктивностї насоса за показником теплової напруженостї.

У третью роздїлї проведенї теоретичнї дослїдження з метою розробки оптимальних законїв керування при рїзних обмеженнях.

Розглядається двомасова модель крану (рис.3), що складається

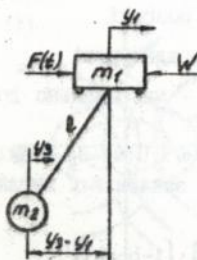


Рис.3. Розрахункова схема крану (каретки)

з каретки масою m_1 та вантажу масою m_2 , почепленого на гнучкому канаті довжиною l . На каретку діє рушійна сила $F(t)$ та сила статичного опору W .

Використовуючи рівняння Лагранжа 2-го роду, рух досліджуваної моделі для випадка малих коливань вантажу описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} + m_2 \cdot g \cdot (y_1 - y_2) / l = F(t) - W \cdot \text{sign } y_2; \\ m_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} + m_2 \cdot g \cdot (y_1 - y_2) / l = 0. \end{cases} \quad (6)$$

де y_1 - пересування каретки; y_2 - швидкість каретки; y_3 - пересування вантажу; y_4 - швидкість вантажу; g - прискорення вільного падіння.

Параметр керування:

$$U(t) = (F(t) - W \cdot \text{sign } y_2) / m_1. \quad (7)$$

Для встановлення вигляду оптимальної функції $U(t)$ використовується принцип максимуму Л.С.Понтрягіна, згідно до якого $U(t)$ - оптимальна за швидкодійністю, коли функція Гамільтона H має максимум

$$H = \sum_{i=1}^4 \psi_i \dot{y}_i = \psi_1 y_2' - \psi_2 (y_1 - y_2) m_2 g / (m_1 l) + \psi_3 U(t) + \psi_4 y_4 + \psi_5 (y_1 - y_2) g / l. \quad (8)$$

де ψ_i - координати сполученої системи рівнянь.

$$\psi_i = - \sum_{n=1}^4 \frac{\partial \dot{y}_n}{\partial y_i} \psi_n, \quad i = 1 \dots 4; \quad (9)$$

Отже, оптимальний закон керування $U(t)$ має вигляд релейної функції.

$$U(t) = |U_0| \text{sign} [C_1 + C_2 t + C_3 \sin(\lambda t + \alpha)], \quad (10)$$

де C_1, C_2, C_3, α - постійні коефіцієнти;

$$U_0 = \begin{cases} (K-W \cdot \text{sign } y_2)/m_1 & \text{— при розгоні} \\ -(N+W \cdot \text{sign } y_2)/m_1 & \text{— при гальмуванні} \end{cases} \quad (11)$$

де K — максимально допустима рушійна сила; N — максимально допустима гальмівна сила.

Оскільки на кожному етапі керування $U(t) = U_0 = \text{const}$, розв'язання системи диференціальних рівнянь можна записати у вигляді:

$$\left\{ \begin{aligned} y_1 &= b_1 + b_2 t - b_3 \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t - b_4 \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t + \left(1 - \frac{\xi}{1-\lambda}\right) \cdot (1 - \cos \lambda t); \\ y_2 &= b_5 + b_6 \lambda \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t - b_7 \lambda \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t + \\ &+ \frac{U_0}{\lambda} \left[\frac{\xi \cdot t}{1-\lambda} + \left(1 - \frac{\xi}{1-\lambda}\right) \cdot \sin \lambda t \right]; \\ y_3 &= b_8 + b_9 t + b_{10} \cdot \cos \lambda t + b_{11} \cdot \sin \lambda t + \\ &+ \frac{\xi \cdot U_0}{1-\lambda^2} \cdot \left[\frac{t^2}{2} - \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \cos \lambda t) \right]; \\ y_4 &= b_{12} - b_{13} \lambda \cdot \sin \lambda t + b_{14} \lambda \cdot \cos \lambda t + \frac{\xi \cdot U_0}{1-\lambda^2} \cdot \left(t - \frac{\sin \lambda t}{\lambda} \right). \end{aligned} \right. \quad (12)$$

де: $b_1 = (m_1 \cdot y_{01} + m_2 \cdot y_{02})/m$; $b_2 = (m_1 \cdot y_{02} + m_2 \cdot y_{04})/m$;

$b_3 = (y_{02} - y_{01}) \cdot m_1/m$; $b_4 = (y_{04} - y_{02}) \cdot \lambda^2 \cdot m_1/m$; $m = m_1 + m_2$.

y_{0i} ($i = 1-4$) — початкові фазові координати для кожного етапу.

Для визначення оптимального закону керування використовувалася метод фазової площини, і весь перевантажувальний цикл розглядається у системі координат (ξ_1, ξ_2) , де $\xi_1 = (y_3 - y_1) \cdot \lambda$; $\xi_2 = y_4 - y_2$.

Траєкторіями, що описують перехідні процеси системи "каретка-вантаж" є кола, центри яких зміщені відносно осі ξ_2 на величину U_0 , рівняння яких записуються таким чином:

$$\left(\xi_1 + \frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + \xi_2^2 = \left(\frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + b_5^2 \lambda^2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right)^2 + b_6^2 \lambda^2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right)^2 + 2 \cdot U_0 b_5 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \quad (13)$$

Отже, розгону каретки буде відповідати сімейство кіл з центром у точці $O_1 \left(-\frac{K-W}{m_1 \lambda}, 0 \right)$ (рис.4), а процесу гальмування каретки буде відповідати сімейство кіл з центром $O_2 \left(\frac{N+W}{m_1 \lambda}, 0 \right)$.



Рис.4. Типи фазових кривих

і рух по ним відбувається у напрямку годинникової стрілки рівномірно з кутовою швидкістю λ . Час руху по будь-якій ділянці фазової траєкторії визначається за формулою $t_i = \phi_i / \lambda$, де ϕ_i - центральний кут, на який спирається дуга кола.

При сталому русі каретки, коли її швидкість дорівнює номінальній, а вантаж здійснює вільні коливання, оптимальний закон керування має вигляд:

$$U(t) = -\frac{m_2 g}{m_1 I} \cdot [(y_{o2} - y_{o1}) \cdot \cos \mu t + \mu^{-1} \cdot (y_{o4} - y_{o2}) \cdot \sin \mu t] \quad (14)$$

де $\mu = \sqrt{g/l}$

На фазовій площині режиму сталого руху відповідає еліпс:

$$\frac{\xi_1^2}{\xi_{1o}^2 + (\mu^{-1} \cdot \lambda \cdot \xi_{2o})^2} + \frac{\xi_2^2}{(\xi_{1o} \cdot \mu \cdot \lambda^{-1})^2 + \xi_{2o}^2} = 1 \quad (15)$$

де ξ_{1o}, ξ_{2o} - початкові фазові координати.

Оптимізаційна задача у загальному вигляді формулюється таким чином: визначити закон керування, що має мінімальну кількість перемикань, при якому каретка з почепленим на канаті вантажем переміститься на задану відстань S за найкоротчий час з остаточним уникненням коливань вантажу у кінці руху. При цьому можуть бути накладені такі обмеження:

$$-(N+W \cdot \text{sign } y_2) / m_1 \leq U(t) \leq (K+W \cdot \text{sign } y_2) / m_1 \quad (16)$$

$|y_2| \leq V_o$ - номінальна швидкість пересування каретки

$|y_3 - y_1| \leq \Delta_o$ - максимально допустиме відхилення вантажу від вертикалі.

На визначеній стадії переважтajuвального циклу можливий рух каретки у зворотньому напрямку. У цьому випадку розгону каретки у зворотньому напрямку відповідає сімейство кіл з центром $O_2 \left(\frac{N-W}{m_2 \lambda}, 0 \right)$, а гальмуванню - сімейство кіл з центром $O_4 \left(-\frac{K+W}{m_2 \lambda}, 0 \right)$.

Радіуси цих кіл залежать від початкових фазових координат

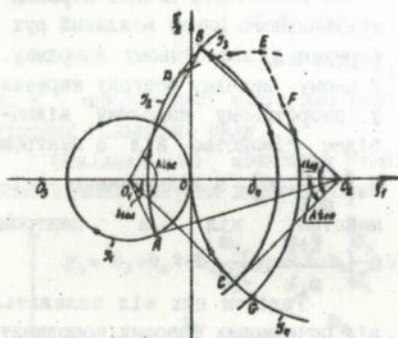


Рис.5. Фазова діаграма при оптимальному керуванні без урахування фазових обмежень

$$t_{bc} = \frac{1}{\lambda} \left(\arctg \frac{\xi_{2b}}{U_0 / \lambda + \xi_{1b}} + \arctg \frac{\xi_{2c}}{U_0 / \lambda + \xi_{1c}} \right); \quad (17)$$

$$t_{co} = \frac{1}{\lambda} \arccos \left(1 - \frac{\lambda \cdot \xi_{1c}}{U_0} \right). \quad (18)$$

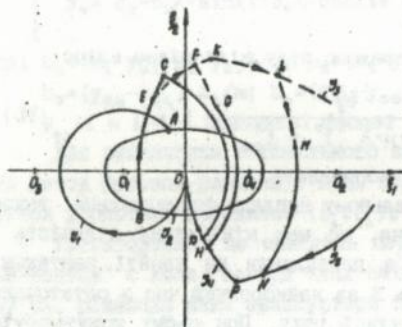


Рис.6. Фазова діаграма при оптимальному керуванні з урахуванням фазових обмежень

При врахуванні обмеження на відхилення вантажу велике значення має співвідношення маси каретки і вантажу, а також

Розглядаючи процес руху на фазовій площині (ξ_1, ξ_2) , визначаємо оптимальні траєкторії, що задовольняють вимогам поставленої задачі.

Так, наприклад, якщо врахувати тільки обмеження на $U(t)$, то оптимальна траєкторія буде типу OABCO або OADEFGO (рис.5). Терміни перемикання керування визначаються аналітичним шляхом.

Наприклад:

Якщо враховуються обмеження на $U(t)$ та u_2 , то оптимальна фазова траєкторія буде OABCO або OABEFGHO, або OABEKIMNPO (рис.6). Тип траєкторії залежить від параметрів крану, а також від фазового стану вантажу на початку гальмування каретки. Графіки перехідних процесів для цього випадку зображені на рис.7. Також розв'язана задача з урахуванням усування коливань вантажу.

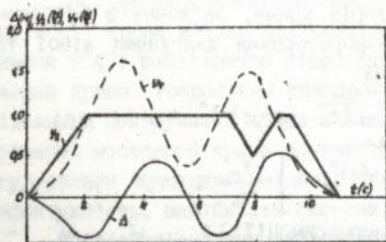


Рис.7.Графіки перехідних процесів при оптимальному керуванні з урахуванням обмеження Δa з урахуванням обмеження Δv
 $m_1=10,3\text{т}; m_2=0,6\text{т}; K=6\text{кН}; N=1\text{кН}; S=8\text{м};$
 $V_0=1\text{м/с}; l=5\text{м};$

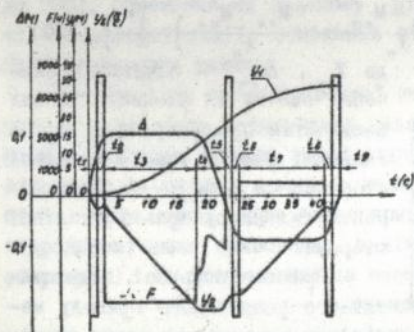


Рис.8.Графіки перехідних процесів мостового крана в/п 30/5т.

величина Δ_0 . При врахуванні обмеження на Δ_0 процес розгону та гальмування крану (каретки) відбувається з утриманням вантажу у відхиленому стані на величину Δ_0 . Однак, як встановлено, такий засіб керування можливий, коли $\Delta_0 \leq \frac{K - W}{m_1 \lambda^2}$ на етапі розгону або $\Delta_0 \leq \frac{N + W}{m_1 \lambda^2}$, при

гальмуванні. В іншому випадку для утримання вантажу у відхиленому стані рушійна сила повинна бути більше допустимої. Графіки перехідних процесів при урахуванні обмеження на відхилення вантажу зображені на рис.8 з яких видно, що на етапах розгону та гальмування каретки має місце утримання вантажу у відхиленому стані на величину Δ_0 .

При вирішенні задачі із змінною довжиною підвісу розроблено алгоритм визначення фазового стану системи "каретка-вантаж" після змінування довжини підвісу, потім використовувався вже відомий алгоритм пошуку оптимального закону керування при сталій довжині підвісу.

У четвертому розділі розглянуто комплекс питань багатоприводної компоновки кранових механізмів з електромеханічним, гідродинамічним та регульованим гідростатичним приводом.

Досліджені фактори асиметрії ходу ("забігу" сторін) прогнаної конструкції крана, зв'язаної з наявністю допущення на фактичні величини опору обмоток та зовнішніх резисторів фазнороторних асинхронних двигунів. Визначено процес формування "забігу" при

при пускових режимах, знайдені шляхи його зниження.

Визначена величина забігу сторін крана, зв'язана з розбігом параметрів приводних блоків з фазнороторними двигунами лівої та правої сторони при пускових режимах.

$$Z = \left[\left(\frac{B_n}{A_n} - \frac{B_n}{A_n} \right) t - \frac{\omega_{нач}^n - \frac{B_n}{A_n}}{A_n} e^{-A_n t} t - t_{нач}^n + \right. \\ \left. + \frac{\omega_{нач}^n - \frac{B_n}{A_n}}{A_n} e^{-A_n t} t - t_{нач}^n \right] \frac{V_n}{\omega_n} \quad (19)$$

де A_n, A_n, B_n, B_n - параметри апроксимації; $t_{нач}^n, \omega_{нач}^n, \omega_{нач}^n$ - час початку процесу та початкові значення кутової швидкості двигуна; V_n, ω_n - номінальні значення лінійної швидкості крана та кутової швидкості двигуна.

Кінцевий забіг при гальмуванні за допомогою гальмових пристроїв:

$$Z_n = \frac{V_n}{\omega_n} \left\{ Z_{нач} + \Delta\omega_{нач} t + \left(\frac{M_{тн} - M_{сн}}{I_n} - \frac{M_{тл} - M_{сл}}{I_n} \right) \frac{t^2}{2} \right\} \quad (20)$$

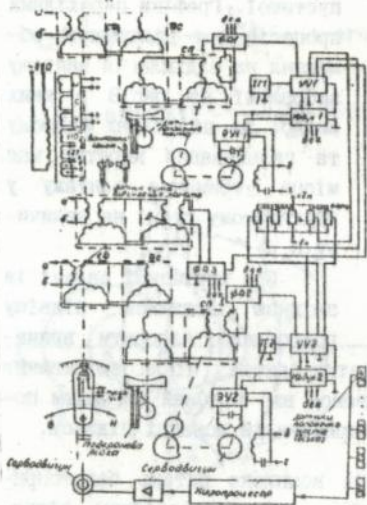


Рис.9. Функціональна схема керування гідроприводу механізму пересування

Ідентичні дослідження на крані вантажністю 30/5 т показали достатню надійність системи керування (рис.9).

де $Z_{нач}, \Delta\omega_{нач}$ - початкові значення забігу на різниці кутових швидкостей двигуна; $M_{тн}, M_{тл}$ - гальмові моменти правої та лівої сторони; $M_{сн}, M_{сл}$ - зведені моменти сил опору правої та лівої сторони.

При застосуванні гідростатичного роздільного приводу механізму пересування крана спеціальна система керування дозволяє значно знизити величину "забігу" при пуско-гальмових режимах. Система забезпечує не тільки синхронність обертання елементів ходових частин приводних блоків, а також практично повну ідентичність характеру зміни швидкості у режимах пуску та гальмування. Стендові та промислові дослідження на крані вантажністю 30/5 т показали достатню надійність системи керування (рис.9).

Досліджена можливість забезпечення безперекосного пересування мосту крана шляхом застосування системи автоматичного регулювання (САР) роздільного гідростатичного приводу механізму пересування крана. Розроблена спеціальна САР, яка забезпечує практично ідеальне центрування крана в межах "міжребордного зазору". Випробування мостового крана вантажністю 30/5 т з роздільним плавнорегульованим приводом механозбірного виробництва показали високу ефективність, надійність системи.

Поєднання системи синхронізації з системою усунення перекоосу моста у плані забезпечує фактично ідеальні умови пересування крану з роздільним приводом механізму пересування як у пуско-гальмових, так і при сталому режимі, зберігаючи при цьому можливість забезпечення малої навидної швидкості (глибина регулювання до 300), обмеження на заданому рівні навантажень у валопроводах та металоконструкції, обмеження відхилень вантажних канатів при пуско-гальмових режимах.

Особливістю багатoprиводної компоновки гідродинамічного приводу є можливість коригування механічних характеристик приводних блоків, зокрема, шляхом зміни ступеня заповнення робочих порожнин гідромурт. За рахунок цього є можливість звести до мінімуму "забіг" сторін крана. При багатoprиводній компоновці механізмів з гідродинамічними приводами, задіяними на один вал (механізм обертання), чи рознесеними на невелику відстань (механізми пере-

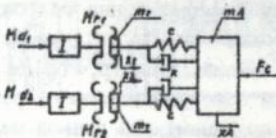


Рис.10. Розрахункова схема приводного блоку

сування баштових кранів), є можливість за допомогою набору єдиних уніфікованих приводних блоків забезпечити всю гаму кранів, які відрізняються між собою кількістю секцій башт та ін. за рахунок зміни силових характеристик приводу шляхом варіювання кількості блоків та ступеня заповнення робочих порожнин гідромурт. Розроблена модель механізму пересування (обертання) баштового крану з двоблочним гідродинамічним приводом (рис.10).

Пересування розглядаємої системи описане диференціальними рівняннями:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 I \ddot{\varphi}_1 = M_{a1} - M_{r1} ; \\
 T_1 M_{r1} + M_{r1} = M_{rc1} F_1 ; \\
 I \ddot{\varphi}_2 = M_{a2} - M_{r2} ; \\
 T_2 M_{r2} + M_{r2} = M_{rc2} F_2 ; \\
 m_T \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_a) + k(x_1 - x_a) = M_{r1} \frac{w_n}{V_n} ; \\
 m_T \ddot{x}_2 + c(x_1 - x_a) + k(x_2 - x_a) = M_{r2} \frac{w_n}{V_n} ; \\
 m_a \ddot{x}_a + c(x_a - x_1) + c(x_a - x_2) + k(x_a - x_1) + k(x_a - x_2) = -F_c
 \end{array} \right. \quad (21)$$

Тут: φ_1, φ_2 - кутові пересування насосних частин гідромуфт; x_1, x_2, x_a - прийняті за узагальнені координати зведені лінійні пересування турбінних частин гідромуфт та агрегату; T_1, T_2 - сталі часу гідродинамічної інерції формування моментів гідромуфт; M_{a1}, M_{a2} - електромагнітний момент двигунів; M_{rc1}, M_{rc2} - гідродинамічний момент гідромуфт; M_{rc1}, M_{rc2} - гідродинамічний момент гідромуфт відповідно із статичними характеристиками; c, k - жорсткість та коефіцієнт непружних втрат пружної ланки між турбінною частиною та агрегатом; w_n, V_n - номінальні значення кутової швидкості гідродинамічного приводу; I - момент інерції насосної частини гідродинамічного приводу; m_T - зведена маса турбінної частини гідродинамічного приводу; m_a - маса агрегату (крану); F_1, F_2 - поправочні функції.

На базі результатів багатоваріантного моделювання гідромуфт приводів механізмів пересування баштових кранів підприємства "Ржевбашкран" визначені параметри: активний діаметр, об'єм та конфігурація буферної літкості, розміри обмежувачого порогов робочої порожнини гідромуфти. Двоблочний гідродинамічний привод механізмів обертання та чотириохлочний механізму пересування баштових кранів успішно пройшли випробування на полігоні підприємства "Ржевбашкран" у 1990 році.

У п'ятому розділі "Раціональні рішення кранових механізмів та систем керування" описані створені на базі загальної концептуальної ідеї конкретні пристрої кранових механізмів та систем їх керування.

Описана конструкція спеціального стенду для досліджень роботи гідродинамічного та гідростатичного плавнорегульованого з низькомоментним гідромотором приводів кранових механізмів. Цей стенд дозволив моделювати пуско-гальмові режими та сталий режим роботи; відпрацювати системи дистанційного та програмного керування приводами.

Описана конструкція спеціального стенду для досліджень регульованого гідростатичного приводу з високомоментним гідромотором. Визначено раціональний діапазон регулювання швидкості гідромотору при різних завантаженнях, досліджена система дистанційного керування. Приведено опис конструкцій та основні характеристики створених приводів кранових механізмів - раціональних у конкретних умовах експлуатації різноманітних кранів.:

-об'ємний роздільний плавнорегульований гідропривод механізму пересування мостових кранів з низькомоментним гідромотором, в якому передбачені система синхронного керування безперекосним пересуванням крана у плані, система забезпечення заданого стабільного рівня обертальних моментів у трансмісії та напружень у металоконструкції, гасіння коливань вантажу (рис.11);

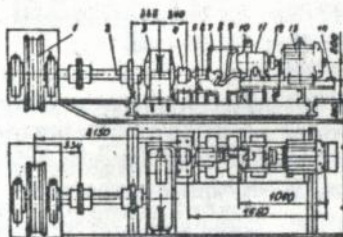


Рис.11.Роздільний регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крану в/п 30/5т:

1-ходове колесо;2-трансмісійний вал;3-пружна муфта з гальмовим шківом;5-кронштейн кріплення гідромотору;6-гідромотор 11М Н5; 7-дренажний трубопровід;8-коробка запобіжних клапанів;9-трубопроводи;10-додатковий бачок;11-насос 11Д Н5;12-пружна муфта;13-електродвигун А0-Б2-4;14-рама

-об'ємний плавнорегульований гідропривод з високомоментним гідромотором для механізму пересування мостового крану, що забезпечує рекуперативне гальмування, глибину регулювання 1:30. Виключено редуктор та гальмо. Динамічні навантаження у трансмісії порівняно з базовим електромеханічним приводом знижені у 1,5 рази (рис.12);

-об'ємний гідропривод з високомоментним гідромотором механізму обертання порталного крану "Кіровоць" в/п 10т, успішно пройшов випробування у Київському річковому порту. Виключені редуктор та гальмо. Глибина регулювання 1:30. За-

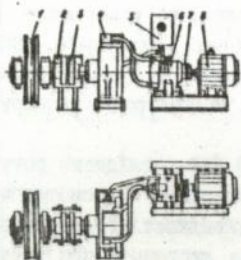


Рис. 12. Механізм пересування мостового крану в/п 15/3т з роздільним приводом та високомомментними гідромоторами: 1-ходове колесо; 2-кожух; 3-муфта; 4-високомомментний гідромотор ТХХ; 5-поповнювальний бачок; 6-регулювальний вентиль ПД КБ; 7-муфта; 8-приводний електродвигун

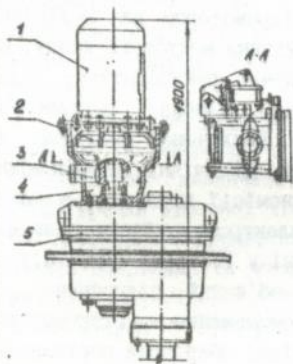


Рис. 13. Гідродинамічний привод механізму обертання крану: 1-електродвигун; 2-гідромуфта; 3-гальмо; 4-кронштейн; 5-редуктор

безпечно зниження чиннічних навантажень на 30...40%.

-гідродинамічний привод механізму обертання баштового крану КБ 40Б.2 з гідромуфтою оригінальної конструкції. Привод пройшов успішно випробування і був зданий в експлуатацію на Харківському ДБК -1 (рис.13);

-уніфікований гідродинамічний блок приводу для механізму обертання та пересування (рис.14) баштових кранів підприємства "Ржевбашкран". Успішно пройшов випробування на полігоні;

-гідродинамічний привод механізму обертання порталного крану "Ганц" для Клайпедського морського рибного порту (Литва) з серійною модернізованою гідромуфтою ГП-395 Харківського заводу "Світло шахтаря". Привод має систему повітряного примусового охолодження. Механізм успішно пройшов випробування у групі режиму БМ-БМ (рис.15).

Роздільний гідродинамічний привод механізму пересування мостового крану в/п 15т здано в експлуатацію на Узловському машинобудівному заводі. Обертальний момент у елементах трансмісії знижено на 25...30% у порівнянні з ординарним приводом.

Описана система керування для механізму керування електроталі, яка була сконструйована на базі мікроконтролера МКП-1-48-2. Погрішність позиціонування 20...30мм при ході 8м і довжині підвісу 3,5м.

Система напівавтоматичного керування роз'єднаним гідрооб'ємним

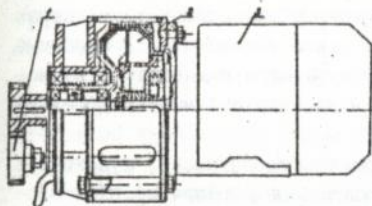


Рис.14. Гідродинамічний привод механізму пересування баштового крана в/п 10т.:
1-редуктор; 2-пускова спеціальна гідродинамічна муфта;
3-електродвигун

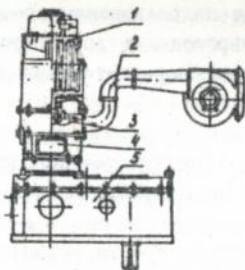


Рис.15. Механізм обертання порталного крана "Ганц" з гідродинамічним приводом:
1-електродвигун; 2-система охолодження; 3-гідромуфта; 4-галійовий шків;
5-редуктор

Створено у металі стенд для досліджень системи оптимального керування кабельним краном від мікропроцесора МКП 1-48-2.

Основні результати та висновки по роботі

1. В результаті теоретичних узагальнень і проведених студентських та промислових досліджень розв'язана науково-технічна проблема в галузі створення вантажопідійомних машин з більш доскональшими технічними та експлуатаційними характеристиками, яка розвиває перспективний науковий напрямок оптимального синтезу кранових ме-

приводом механізму пересування мостового крана в/п 30/5 т успішно випробувана на ІПО "Харківський Турбінний завод". Декремент гасіння вільних коливань підвишеного вантажу збільшився в 4-5 разів, зниження бокових сил в контактні ходових коліс з рейками - у 1,2...2,2 раза, знижені навантаження в елементах трансмісії та металоконструкції у 1,5...1,7 раза.

В сировинному цеху Харківського ДБК-1 на мостовому грейферному крані в/п 5т змонтована комплексна система керування краном. Система створена на базі мікроконтролера МКП-1-48-2. Забезпечується позиціонування з гасінням коливань грейфера по площі навантаження.

Кран повністю автоматизований, пристосований до крокового безперервного відроблення площини навантаження з достатньою у заданий бункер. Можлива диспетчеризація групи кранів, що відробляють єдину складську площину.

Для Харківського сталеліцейного канатного заводу розроблено та виготовлено у металі систему керування мостовими кранами, розроблено діючий макет цієї системи, розташований у ХІПУ.

ханізмів і базується на визначених критеріях оптимальності параметрів та на оптимальному керуванні рухом механізмів. Розроблена узагальнена математична модель руху кранового механізму з різноманітними типами приводів, зокрема електромеханічним, гідродинамічним, гідростатичним.

У роботі наведена розробка теоретичних положень, сукупність яких можна розглядати як вагомє досягнення у розвитку підйомно-транспортної науки.

2. На підставі результатів теоретичних досліджень, експериментів на стендах і в умовах експлуатації висвітлені основні закономірності робочих характеристик механізмів, необхідних для їх проектування: раціональні проєктні параметри та закони керування механізмами з роздільним гідростатичним приводом; раціональні проєктні параметри гідродинамічного приводу за показниками позиціонування та надійності, з урахуванням енергетичних характеристик; оптимальні закони керування механізмами переважувальних кранів.

3. Проведені порівняльні експериментальні дослідження механізмів пересування кранів з ординарним та тиристорним приводом, визначена сфера раціонального використання тиристорного приводу в кранових механізмах.

4. Проведені дослідження експериментального зразка механізму обертання порталних кранів з гідростатичним та гідродинамічним приводом. Визначена доцільна сфера застосування і головні напрямки удосконалення приводів.

5. Проведені дослідження та випробування експериментального зразка гідродинамічного приводу механізмів пересування мостового крану і його вантажної каретки. Визначені перспективи застосування та напрямки удосконалення гідродинамічного приводу.

6. Створений, досліджений у промислових умовах механізм пересування мостового крана з роздільним гідростатичним приводом, з системою автоматичного обмеження навантажень у валопроводі і металоконструкції, відхилень канатів. Застосована слідуєча система автоматичного центрування мосту, обмеження перекосу крана в плані, що забезпечила центрування крана в зоні середини міжребордного діапазону.

7. Створений, досліджений і випробуваний у промислових умовах механізм обертання баштового крана КБ 40Б.2А з гідродинамічним

приводом на базі спеціально розробленої гідродинамічної муфти з активним діаметром 300 мм.

8. На базі теоретичних та експериментальних досліджень розроблена система оптимального керування механізмами пересування мостового грейферного крана та вантажної каретки, що забезпечує ліквідацію коливань вантажу одночасно з точним позиціонуванням.

9. Розроблені наукові основи та проведений комплекс передпроектних досліджень механізмів пересування та обертання кранів з гідравлічно регульованим приводом; з системою імпульсного керування процесом позиціонування вантажу при нерегульованому приводі.

10. Розроблені наукові основи створення багатоприводних (багатоблочних) механізмів, задіяних на один вал.

Розроблений уніфікований гідродинамічний привод для багатоблочних механізмів пересування і обертання баштових кранів. В залежності від висотної комплектності крана передбачена варіація кількості приводних блоків.

11. Техніко-економічна ефективність результатів роботи досягається за рахунок значного зниження динамічних навантажень, скорочення терміну робочого циклу, зменшення енерговитрат, встановлення приводів меншої потужності, що приводить до підвищення продуктивності і надійності вантажопідійомних машин.

Основний зміст дисертації опубліковано в таких роботах:

1. Григоров О.В. Гидравлический привод подъемно-транспортных машин: Учебное пособие для вузов. - К.: УМК ВО Украина. - 1993. - 176 с.
2. Григоров О.В. Микропроцессорные системы управления грузоподъемными кранами: - N.4 ЦНИИТЭИтяжмаш, 1989. - 42с. (подъемно-транспортное оборудование).
3. Григоров О.В. Гидравлические приводы грузоподъемных машин: - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. - 40с. (Подъемно-транспортное оборудование, Сер. 6. Вып.1).
4. Григоров О.В. Сравнительные экспериментальные исследования гидростатического и электромеханического привода механизма передвижения мостового крана г/п 30/Бт. Труды республиканской научно-технической конференции по применению гидравлических приводов и других средств повышения качества и надежности ПТМ. Харьков, 1969, с. 16-21.

5. Жермунский Б.И., Григоров О.В. Исследование электромеханического и гидростатического приводов механизма передвижения мостового крана при переходных процессах. НИИИНФОРМТЯЖМАШ сборник N 6-70-24, г.Москва, 1970, с.4-7.
6. Жермунский Б.И., Григоров О.В. Гидростатические приводы механизма изменения вылета укосины и поворота порталных кранов. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, сборник N 6-71-4, г.Москва, 1971, с.6-12.
7. Жермунский Б.И., Григоров О.В. Динамические нагрузки в механизме передвижения мостового крана с регулируемым гидростатическим приводом. Журнал "Известия Вузов", N 9, серия машиностроение, г.Москва, 1971, с.3-6.
8. Жермунский Б.И., Григоров О.В. Динамика гидравлического и электромеханического приводов механизма передвижения мостового крана. Издат-во ВНИИПТМАШ, сборник научных трудов, N 1, выпуск N2, г.Москва, 1971, с.3-6.
9. Григоров О.В. Переходные режимы работы гидропривода механизма передвижения мостового крана. Журнал "Вестник машиностроения" N5, 1971, г.Москва, с.11-17.
10. Григоров О.В. Особенности возникновения та усунення перекосів у мостових кранах з розподільним регулюванням гидроприводом механізму пересування. Видавництво "Техніка". Сбірник підйомно-транспортне устаткування N 3, 1972, м.Київ, с.69-73.
11. Жермунский Б.И., Григоров О.В. Гидравлический привод механизма поворота порталного крана с автоматическим управлением. НИИИНФОРМТЯЖМАШ сборник N 6-72-22, г.Москва, 1972, с.6-12.
12. Жермунский Б.И., Григоров О.В., Гебгардт К.И. Гидростатический привод с высокомоментным гидродвигателем и автоматическим управлением. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, сборник N 6-72-22, г.Москва, 1972, с.2-6.
13. Жермунский Б.И., Гебгардт К.И., Григоров О.В. Стенд для испытания привода с высокомоментными гидродвигателями и автоматическим управлением. НИИИНФОРМТЯЖМАШ сборник N 6- 2-28, г.Москва, 1972, с.2-6.
14. Григоров О.В., Пашкина С.А. Стенд для испытания турбомуфт. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, сборник N 6-72-21, г. Москва, 1972, с.3-5.
15. Григоров О.В. Затраты энергии в регулируемом гидростатическом и электромеханическом приводах. Журнал "Вестник машиностроения", N 4, 1973, г.Москва, с. 40-45.

16. Григоров О.В. Сравнение крановых гидравлических и электрических приводов по мощности электродвигателей. Журнал "Вестник машиностроения", N 11, 1975, г.Москва, с.41-45.
17. Prof. Dr. sc. techn. B.I. Sierminski, Dipl. - Ing. O.W. Grigorov Polytechnische Hochschule "W.I. Lenin" Charkow Fahrwerkmechanismen von Brückenkränen mit hydrostatischen und elektromechanischen Antrieb im nichtstationären Betriebszustand "Hebezeuge und Fördermittel" 15 (1975) 9pp 270-276.
18. Григоров О.В. Выбор электродвигателя кранового гидропривода, журнал "Вестник машиностроения", N 1, 1976, г.Москва, с.17-26.
19. Григоров О.В. Критерий качества приводов механизмов передвижения мостовых кранов. Сборник "Критерии качества эффективности механических систем", г.Киев. Общество "Знание", 1978, с.2.
20. Григоров О.В., Коваленко В.А. Система управления механизма передвижения мостового крана с отдельным гидростатическим приводом. Сборник "Подъемно-транспортное оборудование", ЦНИИЭИТЯЖМАШ, 16-79-12, М., 1979, с.2-4.
21. Григоров О.В., Коваленко В.А., Коваленко П.А. Переходные процессы в механизме передвижения мостового крана с гидрообъемным приводом. Известия ВУЗов, машиностроение, г.Москва, сборник N6, 1980, с.2-6.
22. Григоров О.В., Коваленко В.А. Снижение динамических нагрузок при передвижении мостового крана. Тезисы докладов на Всесоюзной конференции "Перспективы развития ПТМ, средств комплексной механизации и автоматизации ПТС-работ" Красноярск, 1980, с.2-40.
23. Григоров О.В. Теплового режим кранового регулируемого гидростатического привода. Межвузовский сборник "Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин", Новочеркасск, 1982.
24. Григоров О.В., Вишневецкий Г.В., Петренко Н.А. Динамика привода механизма поворота крана. Республиканский межведомственный н-т сборник "Подъемно-транспортное оборудование", выпуск 15, Киев, Техника, 1984, с.1-3.
25. Григоров О.В. Результаты сравнительных испытаний гидродинамического и электромеханического привода механизма поворота башенного крана. Тезисы юбилейной научно-технической конференции МВТУ им. Баумана, М., 1985, с.24.
26. Григоров О.В., Сиргун В.П. Повышение производительности технологических кранов путем оптимального управления движением,

Машиноведение, 1986, N 6, с.2-5.

27. Григоров О.В., Свиригун В.П. Синтез оптимальных по быстродействию законов управления движением грузовой тележки крана мостового типа. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1986, N 11, с.2-5.
28. Григоров О.В., Свиригун В.П. Об оптимальном управлении механизмами крана при фазовых ограничениях. Сборник "Техника механизмов и машин", 1987, вып. 43, с.3-7.
29. Григоров О.В., Вишнявецкий Г.В., Петренко Н.А. Экспериментальные исследования гидродинамического привода механизма поворота башенного крана. Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1987, N 5, с.1-4.
30. Григоров О.В., Коваленко В.А. Пути снижения динамических нагрузок при передвижении мостового крана с гидроприводом Подъемно-транспортное оборудование. Республик. межвед. н-т сборник. Киев, 1987, N 18, с.4-8.
31. Григоров О.В., Кузнецов В.Н. Методика гашения колебаний груза при работе башенного крана. Сборник ТИМ N 92, Харьков, 1991.
32. Григоров О.В., Свиригун В.П., Фабричник А.В., Скороделов В.Г. Система управления кранами для транспортировки проволоки при производстве тросовых канатов. Технические средства океанического промышленного рыболовства, Севастополь, 1992, с.24-26.
33. Григоров О.В., Вишнявецкий Г.В., Петренко Н.А., Охрименко А.В. Гидродинамический привод механизма поворота башенного крана. Проблемы подъемно-транспортной техники. Печатные материалы научно-технической конференции с международным участием. Секция 1. Алушта. 1993. с. 1-3.
34. Григоров О.В. Разработка САПР объемного регулируемого гидропривода. Научное издание. Компьютер: науки, техника, технология, здоровье. Тезисы докладов международной научно-технической конференции 8-13 июня 1993г., Харьков- Мискольц, часть 2, с.18.
35. Grigorow O.W. Optimal control of Weight lifting Crans. Miskolci Beszélgeték, 1993 alogisztikáról, p.103-112.
36. Grigorow O.W. Rational control of group cranes. International conference. Results of the Scientific cooperation between the Polytechnical University of Charkow and University of Miskolc, Miskolc, 2 Mech 1994, p.37-42.

37. Григоров О.В., Свиргун В.П. Результаты натурных испытаний микропроцессорной системы управления краном. Компьютер: наука, техника, технология, образование, здоровье. Тезисы докладов международной научно-технической конференции 3-5 мая Часть 1. Харьков-Мишкольц, 1994, с. 56.
38. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик приводов крановых механизмов. - Тезисы доклада межд. н-т конф. "MIKO CAD - System' 95", Харьков-Мишкольц, 1995.
39. Григоров О.В., Жермунский Б.И. Управляемая муфта, преимущественно для гидронасосов подъемных машин. А.с. N 362956. Официальный бюллетень Госкомитета СМ СССР по делам изобретений и открытий, N 14, М., 1973.
40. Григоров О.В., Жермунский Б.И. Устройство для управления и синхронизации движения отдельных регулируемых гидростатических приводов механизмов передвижения грузоподъемных кранов. А.с. N 424803. Официальный бюллетень Госкомитета СМ СССР по делам изобретений и открытий. Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки. N 15, М., 1974.
41. Григоров О.В., Коваленко В.А., Викторов Ю.А., Савченко В.Н. Устройство для управления гидроприводами механизмов передвижения крана мостового типа. А.с. N 901241. Бюллетень изобретений N 4, 1982.
42. Григоров О.В., Коваленко В.А., Викторов Ю.А., Савченко В.Н. Устройство для управления гидроприводами механизмов передвижения крана мостового типа. А.с. N 901245. Бюллетень изобретений N 4, 1982.
43. Григоров О.В., Коваленко В.А., Викторов Ю.А. и др. Устройство для измерения угла наклона грузового каната. А.с. N 927727. Бюллетень изобретений N 18, 1982.
44. Григоров О.В., Свиргун В.П., Фабричник А.В. Способ управления грузовой тележкой с грузозахватным органом на гибком подвесе. А.с. N 1564102. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 15 января 1990 г.

Grigorov O.V "Improvement of Operational Requirements of Crane Mechanisms".

Thesis on the speciality 05.05.05. - lifting and transport machines is presented for doctor's degree, Ukrainian Pedagogical Academy, Kharkov, 1995.

94 scientific works and 7 authors certificates containing theoretical researches of carrying and swinging crane mechanisms with electromechanical hydrodynamical, fluently variable, hydrostatical drives and optimal drive control systems are an object of defense. Theoretical basis for improvement and creation of crane mechanisms with giving project parameters are worked out. This work embraces numerous theoretical studies the whole complex of which can be considered an important achievement of lifting and transporting science development. Rational hydrostatical, hydrodynamical, electromechanical drive control principles are determined. Results of research inculcated in process of manufacturing production on different cranes.

Григоров О.В. Усовершенствование рабочих характеристик крановых механизмов.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.05. - подъемно-транспортные машины, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, 1995.

Защищается 94 научные работы и 7 авторских свидетельств, которые содержат теоретические исследования крановых механизмов передвижения и поворота с электромеханическим, гидродинамическим, плавнорегулируемым гидростатическим приводами, системы оптимального управления приводами. Разработаны теоретические основы усовершенствования и создания при заданных проектных параметрах крановых механизмов. В работе приведены многочисленные теоретические проработки, совокупность которых можно рассматривать как важное достижение в развитии подъемно-транспортной науки. Определены рациональные законы управления гидростатическим, гидродинамическим, электромеханическим приводами. Результаты исследований реализованы в производственных условиях на различных кранах.

Ключові слова:

кран, механізм, привод, електромеханічний, гідрооб'ємний, гідродинамічний, оптимізація параметрів, оптимізація керування.

Підп. до друку *10018* Формат 60×84¹/₁₆. Папір друк. Друк офсетний. Умовн.-друк. арк. *1,0*.
Уч.-изд. л. *1,0* Тираж *150* экз. Зак. № *192*. Безплатно.

АТ поліграфічна фірма "Прінтал"
310093, Харків, вул. Свердлова, 115.

W. G. A.

448038

AB 32.003

AB 32.003