

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**РІПЕЦЬКИЙ ЄВГЕНІЙ ЙОСИПОВИЧ**

УДК 631.3+631.171+621.86.063

**МЕТОДИ ОЦІНКИ Й ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ  
ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ТА НЕСУЧИХ СИСТЕМ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
ГРЕЙФЕРНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського  
виробництва

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор  
**Рибак Тимофій Іванович**,  
Тернопільський національний технічний  
університет імені Івана Пулюя,  
завідувач кафедри технічної  
механіки, сільськогосподарського  
машинобудування і транспортних технологій.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Дідух Володимир Федорович**,  
Львівський національний аграрний університет,  
завідувач кафедри експлуатації та технічного  
сервісу машин імені О.Д. Семковича;

доктор технічних наук, професор  
**Пастухов Валерій Іванович**,  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства імені Петра Василенка,  
завідувач кафедри сільськогосподарських машин;

доктор технічних наук, професор  
**Сало Василь Михайлович**,  
Кіровоградський національний технічний університет, декан  
факультету сільськогосподарського машинобудування.

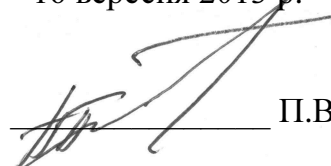
Захист відбудеться 17 жовтня 2013 р. о 10<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д58.052.02 із захисту докторських дисертаційних робіт у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 79.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розіслано

16 вересня 2013 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

  
П.В. Попович

**Актуальність теми.** Однією з важливих передумов подолання кризових явищ, які спостерігаються в національній економіці, є розвиток вітчизняного машинобудування, що сприятиме зростанню виробництва, покращенню якості продукції, проте це вимагатиме принципово нових підходів до створення високоефективної техніки. Грейферні навантажувачі ВАТ «Коломиясільмаш» протягом десятків років користуються великим попитом на внутрішньому ринку та ринках Росії, Казахстану, Молдови й Білорусії. Вони відразу зайняли своє місце в системі машин технологічного циклу з виготовлення продукції у сільському господарстві і призначалися для виконання вантажних робіт. Однак за останні роки збільшилася кількість типів малогабаритних навантажувачів, що мають добру прохідність, маневреність і можуть працювати в обмеженому просторі. Навантажувачі провідних фірм мають низьку металоємність. Водночас навантажувачі виробництва ВАТ «Коломиясільмаш», що монтуються на трактори ЮМЗ-6, МТЗ-80/82, мали коефіцієнти металоємності у півтора раза більші. Це є свідченням того, що функціональні параметри грейферних навантажувачів не відповідали умовам роботи. Крім того, недостатня надійність машин особливо відображалася на несучих системах, в яких спостерігалися втомні руйнування й тріщини в конструкціях. Усунути ці недоліки стало основним завданням даної роботи.

Сучасний стан ринку, а також процеси інтеграції України в ЄС свідчать про необхідність, в першу чергу, підвищення конкурентноздатності вітчизняних машин за такими напрямками: покращення якості, підвищення надійності, зниження металоємності.

Разом з тим, створення ефективних функціональних і несучих систем грейферних навантажувачів, оптимальних за матеріаломісткістю з прогнозованим ресурсом роботи пов'язано з розробкою методів оцінювання роботоздатності базових несучих систем з урахуванням реальних умов експлуатації, застосуванням числових методів дослідження напружено-деформівного стану (НДС), визначенням критеріїв оцінки ресурсу роботи з позиції механіки руйнування та особливостей розвитку дефектності в елементах конструкцій.

Тому вирішення сформульованої науково-технічної проблеми з розроблення методів оцінювання й покращення параметрів функціональних та несучих систем сільськогосподарських грейферних навантажувачів є актуальним і має вагомий народногосподарський значення для України.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Роботу виконано згідно з державною програмою розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу на 2007 – 2011 роки, затвердженою постановою Кабінету Міністрів України від 26 вересня 2007 р. за № 1181 в Тернопільському національному технічному університеті ім. І. Пулюя.

Теоретичні та експериментальні дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконувалися за держбюджетними темами «Оцінка експлуатаційної навантаженості обприскувачів класу ОПВ 2000» та «Розробка методики оцінки і покращення функціональних та несучих параметрів сільськогосподарських грейферних навантажувачів» (№ держ. реєстр. 01111U002588, 01134U000254).

**Метою й завданням дисертаційної роботи** є розроблення експериментально-теоретичних методів оцінювання й покращення функціональних параметрів і характеристик несучих елементів сільськогосподарських рейферних навантажувачів у вигляді системи прийняття конструкторських рішень.

Вирішення даної проблеми зведено до розв'язку наступних фундаментальних і прикладних задач:

- розроблення комплексного алгоритму оцінювання й покращення параметрів функціональних характеристик несучих систем у вигляді триєдиної моделі пошукового конструювання рейферних навантажувачів;
- розроблення методів покращення кінематично-силових параметрів маніпулятора на основі аналізу робочої зони навантажувача та силових характеристик при перенесенні вантажу і взаємодії робочих органів із сільськогосподарськими вантажами;
- розроблення ефективних методів і засобів реєстрації та опрацювання результатів вимірювань реальної динаміки навантаження в умовах експлуатації машин;
- визначення ступеня динамічної навантаженості несучих елементів маніпулятора і вплив на неї маятникових коливань робочого органу;
- побудова розрахункових моделей несучих конструктивних систем, дослідження їх НДС із урахуванням реальної динаміки навантаження та перехідними процесами в гідроприводі;
- розроблення алгоритму синтезу раціональних параметрів несучих конструкцій з гарантованим ресурсом роботи;
- формулювання статистичних моделей експлуатаційного навантаження окремих елементів для типових режимів експлуатації рейферних навантажувачів;
- розроблення теоретичних основ оцінювання втомної довговічності конструкції маніпулятора рейферного навантажувача ПЕА-1А, які ґрунтуються на методиці напівнатурних випробувань із залученням коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН) у базових елементах.

*Об'єкт дослідження* – процеси роботи функціональних та несучих елементів рейферних навантажувачів для сільського господарства.

*Предмет дослідження* – функціональні та несучі елементи рейферних навантажувачів ПЕА-1А, ПГБ-1А в умовах сільськогосподарських робіт.

*Методи дослідження.* Дослідження кінематичних параметрів несучих систем базувалися на методах аналітичної геометрії, теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії подібностей, просторового аналізу геоінформаційних систем. Динамічні дослідження маніпулятора зведені до прямої й зворотної задач, їх досліджували за допомогою диференціальних рівнянь Лагранжа-Ейлера з урахуванням перехідних процесів у гідроприводах. У дослідженнях напружено-деформівного стану (НДС) застосовано методи теорії пружності, механіки втомного руйнування матеріалів, методи теорії надійності машин і конструкцій. Експериментальні дослідження НДС та динаміки навантаження несучих систем

грейферних навантажувачів в умовах експлуатації здійснювали методами тензометрії з використанням розробленої універсальної вимірювальної системи, опрацювання осцилограм виконувалося методами циклу та швидким перетворенням Фур'є (алгоритм Кулі-Тьюкі). До дискретних експериментальних даних застосовано методи теорії опрацювання сигналів. Втомні випробування зразків проводили на гідропульсаторі, а їх результати досліджували растровим електронним мікроскопом РЕМ-6И з отриманням об'ємних зображень на фотограмметричній станції «Дельта». Заміри переміщень робочого обладнання навантажувача при деформації пружних елементів проводили геодезичними методами з фіксацією на фотопристрій. Статистичне опрацювання даних здійснено з використанням регресійного аналізу в програмах Matlab та EXCEL.

При побудові розрахункових моделей застосовувалося сучасне програмне забезпечення SolidWorks, ЛИРА, просторовий аналіз кінематичних параметрів проводився в програмах AutoCad, MapInfo. Отримання й візуалізація експериментальних даних здійснювалися в програмі Kriator, а їх опрацювання при отриманні спектральних характеристик навантаження – в програмах Bard, Spectrum. Методи просторової інтерполяції реалізовувалися в програмі Surfer10, опрацювання даних растрового мікроскопа РЕМ-6И – у програмі Digital. Розв'язування диференціальних рівнянь виконано методом Рунге-Кутта в середовищі EXCEL модулем власної розробки мовою VisualBasic.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

- розроблено методи оцінювання й покращення кінематично-силових параметрів маніпулятора грейферного навантажувача, які відрізняються тим, що застосовуються аналітичні функції просторового аналізу робочої зони навантажувача;
- вперше отримано математичну модель «маніпулятор – грейфер – зв'язний матеріал», яка дозволила дослідити основні зусилля маніпулятора при роботі з сільськогосподарськими зв'язними матеріалами;
- знайшла подальшого розвитку математична модель динамічної навантаженості маніпулятора, яка дозволила визначити його експлуатаційні характеристики з урахуванням маятникових коливань грейфера;
- доопрацьовано методи обробки експериментальних даних дискретного сигналу динамічного навантаження в частині розрахунку несучих систем на втомну довговічність;
- розроблено метод дослідження розвитку тріщини в елементах конструкції навантажувача, який відрізняється тим, що при вивченні кінетики розвитку тріщин застосовуються цифрові 3D-моделі;
- доопрацьовано метод мінімуму потенціальної енергії деформації в частині розкриття статичної невизначеності рами при навантаженні її з боку поворотного маніпулятора;
- розроблені методи визначення власних частот коливання рами за частотним спектром її навантаженості, на підставі швидкого перетворення Фур'є;

- вперше встановлено аналітичні залежності коефіцієнтів інтенсивності напружень в базових елементах маніпулятора з урахуванням одночасно діючих кількох факторів концентраторів напружень;
- доопрацьовано методи оцінки міцності несучих конструкцій в частині розробки алгоритму їх раціонального синтезу з гарантованим ресурсом роботи.

**Практичне значення отриманих результатів.** Результати досліджень знайшли практичне застосування на виробництві ВАТ «Коломиясільмаш». Отримані наукові й практичні результати, методики й рекомендації впроваджені на ВАТ «Коломиясільмаш» при проектуванні найбільш навантажених вузлів самохідних навантажувачів ПЕА-1А і покращенні кінематичних параметрів маніпуляторів навісних навантажувачів ПГБ-1А. Методи опрацювання експериментальних даних про експлуатаційне навантаження з отриманням частотних характеристик запроваджено до лабораторії науково-виробничого центру з випробувань функціонально-технічних конструктивних систем при ТНТУ. Наукові положення використовуються в навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя на кафедрі технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування при вивченні навчальних дисциплін «Надійність та методи випробування сільськогосподарської техніки» та «Пошукове конструювання сільськогосподарських машин».

**Особистий внесок здобувача** полягає в постановці й дослідженні проблеми з розроблення методів оцінювання та покращення параметрів функціональних та несучих систем сільськогосподарських грейферних навантажувачів на сучасному теоретичному й експериментальному рівнях, складанні алгоритму розв'язування задач прогнозування та підвищення ресурсу конструктивних структур, оптимізованих за матеріаломісткістю. Вагомий внесок здобувача й у формулюванні та розробленні усіх основних положень, що визначають наукову новизну роботи, а також її практичне значення за безпосередньої участі на всіх етапах досліджень і впровадження отриманих результатів у виробництво.

Результати роботи викладені одноосібно автором у 9 друкованих працях [9 – 11, 13, 16, 18, 22, 26, 33].

У публікаціях, виконаних у співавторстві, дисертантові належить: [1, 2] – розроблення математичних моделей динамічної навантаженості маніпулятора; [3, 4] – методика опрацювання експериментальних даних для отримання частотних залежностей за алгоритмом швидкого перетворення Фур'є, отримання частотних характеристик; [5, 6, 17, 21, 24] – застосування модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії до розрахунку рамних конструкцій грейферних навантажувачів, представлення рами кінцево-елементною моделлю для задач динамічного розрахунку, запропоновано методику синтезу раціональних несучих конструкцій; [7] – аналіз продукції світових фірм випуску навантажувачів із поворотною стрілою з визначенням тенденції розвитку грейферних навантажувачів; [8, 14, 32] – формулювання задач та розроблення експериментальної методики оцінювання навантажувальних режимів

модернізованого грейферного навантажувача-екскаватора ПЕА-1А, розширення номенклатури датчиків універсальної вимірювальної системи для комплексних досліджень динаміки навантажувача; застосування геодезичних методів збору даних при статичному та динамічному навантаженнях рами; [12] – отримання рівняння регресії з визначення коефіцієнта інтенсивності напружень тонкостінних відкритих профілів та критерію для визначення довговічності й прогнозу ресурсу, здійснення динамічного моделювання перехідних процесів у гідросистемі; [15, 19, 31] – аналіз нелінійних властивостей жорсткості опор рами грейферного навантажувача, отримання постійного значення жорсткості шляхом статистичного опрацювання дискретних масивів даних про переміщення й зусилля в домкратах, проведення статистичної лінеаризації; [20] – надання характеристики навантажувальним сільськогосподарським матеріалам; [23, 25, 34] – формулювання й вирішення аналітично-експериментальної проблеми триєдиної моделі пошукового конструювання сільськогосподарських машин із прогнозованим ресурсом; [27] – запропонована інформаційна технологія у керуванні сільськогосподарською технікою; [28] – розроблена методика розрахунку довговічності зварних з'єднань за даними експериментальних і натурних випробувань; [29] – представлення етапів експериментально-теоретичних методів проектування грейферних навантажувачів; [30] – запропонована методика контролю напруженого стану рами за показником крутного моменту; [35] – побудова цифрової моделі тріщини (ЦМТ) у програмі Surfer 10 та отримання поперечного профілю тріщини.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на: міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (Харків, 2007 – 2008 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції «Технічний сервіс АПК, техніка та технологія у сільськогосподарському машинобудуванні» (Харків, 2009 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні методи прогнозування та управління процесами техногенного і природного походження з використанням геоінформаційних систем» (Коломия, 2009 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми технічної експлуатації машин» (Харків, 2010 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційно-інвестиційна діяльність у сфері земельних відносин як основа реформування соціально-економічного розвитку Прикарпаття» (Коломия, 2010 р.); науково-практичній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (Львів, 2010 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми технічної експлуатації машин» (Харків, 2011 р.); Десятому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2010 р.); Всеукраїнській науковій конференції «Прикладні задачі математики» (Яремче, 2011 р.); XV науково-технічній конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2011 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Технічні системи і технології тваринництва» (Харків, 2012 р.); III Міжнародній

науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (Львів, 2012 р.).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи відображені у 35 публікаціях, з них 24 – статті, 1 – Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір, 10 – тез конференцій. Загалом 22 публікації [1 – 3, 6 – 24] відповідають вимогам ВАК України щодо публікацій результатів дисертаційних робіт у фахових наукових виданнях.

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, загальних висновків, переліку посилань із 359 найменувань та додатків. Загальний обсяг дисертації – 346 сторінок (основний текст – 307 машинописних сторінок, 99 рисунків, 38 таблиць).

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність і важливість проблеми при розробленні нових експериментально-теоретичних методів оцінювання й покращення параметрів та функціональних характеристик несучих елементів сільськогосподарських грейферних навантажувачів, сформульовано мету та задачі досліджень, охарактеризовано новизну отриманих результатів, їх практичну цінність, наведено дані про апробацію результатів досліджень і публікації, що відображають основний зміст роботи.

У **першому розділі** наведено експлуатаційні характеристики чотирьох модифікацій грейферних навантажувачів, які випускає ВАТ «Коломиясільмаш». Показано технологічні особливості використання навантажувачів у сільському господарстві, які полягають у тому, що виконання навантажувальних робіт здійснюється при нерухомому агрегаті. Відзначено, що дана технологія досягається завдяки конструктивному виконанню технологічного обладнання, яке в усіх модифікаціях зроблено за подібною схемою у вигляді поворотного маніпулятора з робочим органом. Основним робочим органом є грейфер, який безпосередньо взаємодіє з сільськогосподарськими матеріалами: гній, силос, солома та ін., фізико-механічні властивості яких визначають специфіку роботи грейферних навантажувачів у сільському господарстві.

Вантажопідйомні характеристики грейферних навантажувачів хоча й забезпечують виконання навантажувальних робіт, але не є достатньо обґрунтованими. Про це свідчать результати проведеного порівняння грейферних навантажувачів з аналогічною вантажопідйомною технікою та окремо взятих маніпуляторів провідних іноземних фірм.

Порівняння здійснено за показниками питомої вантажопідйомності, питомої продуктивності, питомої енергонасиченості. За характеристиками зарубіжних аналогів було отримано рівняння регресії як залежність маси машини від вантажопідйомності. Показники грейферних навантажувачів мають значні відхилення від загального тренду зарубіжних аналогів. Маса машини завищена у 1,3 – 1,5 рази, а маніпуляторні конструкції – 1,6 – 2 рази.

Крім того, грейферні навантажувачі мають невисоку надійність, часті поломки рами та колони на початкових стадіях експлуатації стали проблемою в показниках якості й надійності.



Проблеми машинобудування грейферних навантажувачів можуть бути розв'язані на основі сучасних наукових методів і підходів, які вже створені українськими вченими сільськогосподарського машинобудування. Вагомий внесок у формування наукових підходів з розвитку сільськогосподарської техніки належить Адамчуку В.В., Василенку П.М., Гевку Б.М., Гевку Р.Б., Дідуху В.Ф., Козаченку О.В., Мироненку В.Г., Пастухову В.І., Підгурському М.І., Погорілому Л.В., Рибаку Т.І., Рогатинському Р.М., Сало В.М., Сисоліну П.В., Хайлісу Г.А. та ін. У роботах визначено широкий спектр досліджень. Серед загальних компонувальних схем – будова машин, енергетичні показники, кінематично-силові параметри механізмів, взаємодія робочих органів із сільськогосподарськими вантажами, методи динамічної навантаженості та підвищення роботоздатності несучих елементів. Значна частина робіт присвячена вантажопідйомній техніці сільського господарства. Також слід відзначити останні дослідження процесів силової взаємодії грейферів, які розвинуто в роботах Пенчука В.О., Ловейкіна В.С. Ясиновського А.М. та ін. Успішно розв'язані задачі комп'ютерного моделювання і методи автоматизованого проектування.

Першочергові проблеми машинобудівної галузі можна сформулювати не у відсутності методів покращення параметрів машин, а у їх органічному поєднанні з завданнями виробництва. Власне в умовах виробництва відбувається проектування техніки та її доведення до серійного виготовлення.

Однак системних досліджень грейферних навантажувачів не виконувалося вже з 2000-го року. Не застосовувалися також новітні методи розрахунку та покращення функціональних властивостей та параметрів несучих систем.

Таким чином, підходи до розв'язання поставленої задачі необхідно здійснювати на засадах наукової концепції пошукового конструювання, що запропоновані у роботі.

Дану концепцію реалізовано у вигляді триєдиної моделі пошукового конструювання сільськогосподарських грейферних навантажувачів, науковою базою якої є сучасні підходи з визначення НДС, підвищення ресурсу роботи несучих систем і забезпечення якості проектування техніки.

Наповнення структурних складових триєдиної моделі пошукового конструювання аналітичними інструментами, інформаційним забезпеченням, статистичними моделями експлуатаційного навантаження у поєднанні з даними про надійність дозволить визначити методи оцінювання й покращення параметрів функціональних та несучих систем грейферних навантажувачів.

На підставі цих принципів, а також з урахуванням конструктивних та кінематичних проблем, даних про експлуатаційну надійність та огляд літератури було сформульовано мету та завдання дисертаційної роботи.

У **другому розділі** проведено оцінювання функціональних параметрів маніпуляторів навантажувачів «Карпатець» ПЕА-1А, ПЕ-0,8Б, ПГБ-1А, розглянуто силове навантаження на несучі елементи маніпулятора при взаємодії робочого органу зі зв'язними матеріалами у процесі їх завантаження, розроблено гідравлічні пристрої оптимального навантаження маніпулятора при змінних робочих органах, розглянуто особливості передавання зовнішнього навантаження з боку маніпулятора на основний несучий елемент – раму при різних положеннях

маніпулятора.

Визначення раціонального співвідношення ланок маніпулятора стріли  $-1 l_{стр}$  та надставки  $-2 l_{над}$  здійснено на основі методу просторового аналізу робочої зони, яку обслуговує маніпулятор з грейфером  $-3$  (рис. 1). Розглядаючи поперечний переріз робочих зон (рис. 1а, б, в), враховано такі параметри, як максимальний виліт  $L_{max}$ , глибина завантаження матеріалу  $H_{глиб}$  та максимальна висота розвантаження  $H_{роз}$ . Здійснено порівняння робочих зон для різних грейферних навантажувачів ПЕА-1А, ПЕ-08Б та ПГБ-1А. Пошук критерію оптимального співвідношення ланок маніпулятора здійснено з урахуванням режимів роботи. У зв'язку з цим площу робочої зони  $S$  було розбито на дві частини.

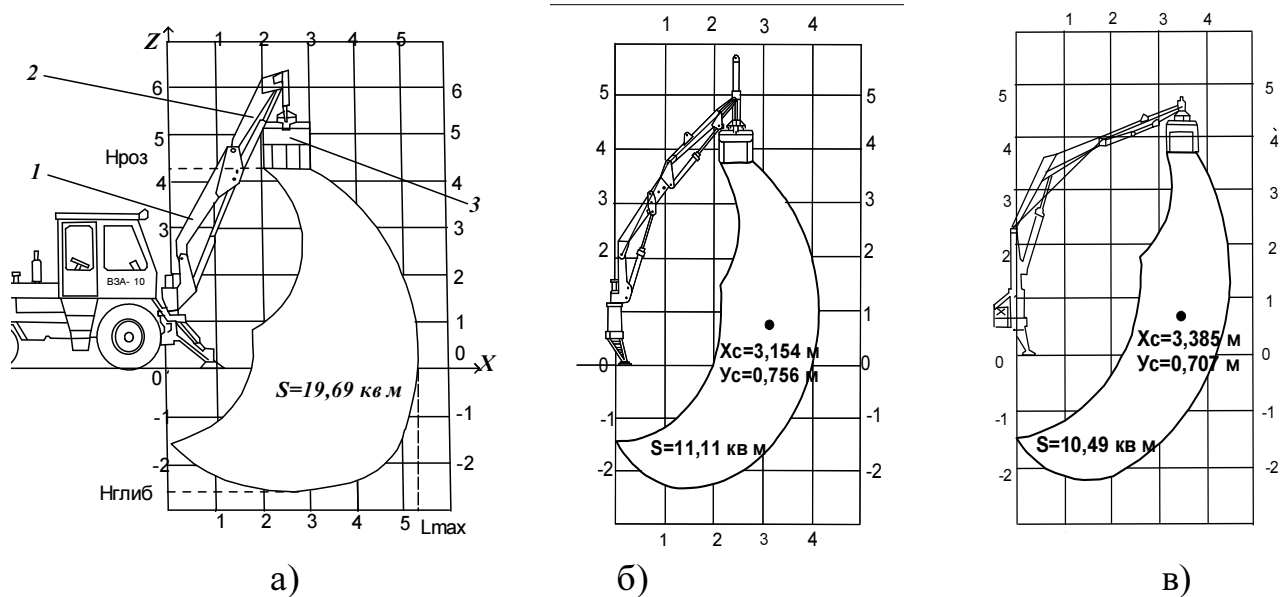


Рис. 1. Вертикальні проекції робочих зон грейферних навантажувачів:

а) ПЕА-1А; б) ПЕ-0,8Б; в) ПГБ-1А

Режим завантаження матеріалів нижче рівня землі ( $-H_{глиб} < Z < 0$ ) відбувається в межах робочої зони площею  $S_{низ}$ . Завантаження матеріалів, що розміщені на поверхні землі, та перенесення їх на висоту розвантаження ( $0 < Z < H_{роз}$ ) – відповідно площею перерізу  $S_{повр}$ .

Значення площин  $S_{низ}$  та  $S_{верх}$  було визначено через операції перетину в математичній логіці:

$$\begin{aligned} S_{низ} &= S \cap \{-H_{глиб} < Z < 0, X \geq 0\}; \\ S_{верх} &= S \cap \{0 \leq Z < H_{роз}, X \geq 0\}. \end{aligned} \quad (1)$$

Отримано залежність площ робочих зон  $S$ ,  $S_{низ}$  та  $S_{верх}$  навантажувача від коефіцієнта співвідношення довжин ланок маніпулятора  $k = l_{стр}/l_{над}$ . Обчислені вирази представлено у вигляді графіків (рис. 2).

Критерії оптимізації конструкції маніпулятора записано у вигляді двох умов з урахуванням різних режимів роботи:

$$S \rightarrow \max \quad i \quad S_{низ} \rightarrow \max, \text{ або} \quad (2)$$

$$S \rightarrow \max \quad i \quad S_{верх} \rightarrow \max. \quad (3)$$

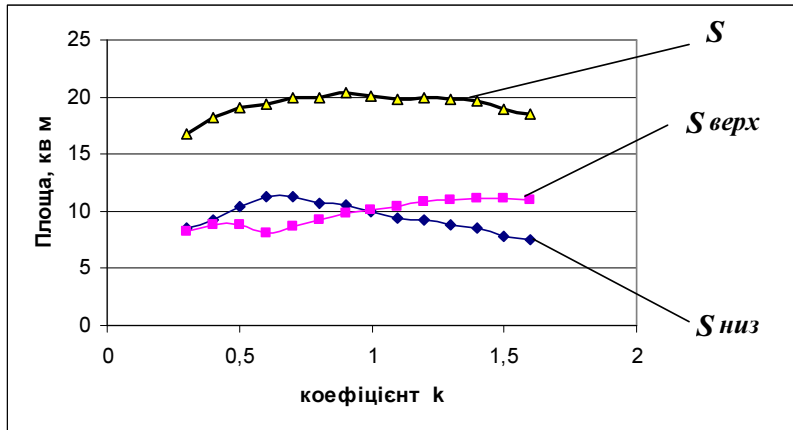


Рис. 2. Графіки залежності площі робочих зон навантажувача від коефіцієнта  $k$  для визначення раціонального співвідношення довжин ланок маніпулятора

Встановлено, що співвідношення ланок маніпулятора при  $k = 0,6 \dots 1,4$  надає максимальні значення загальній робочій зоні навантажувача  $S$ . Раціональне співвідношення ланок маніпулятора при роботі з поверхневими вантажами утворює значення  $k = 1,3 - 1,6$  (критерій 2). Водночас при роботі з матеріалами, які знаходяться нижче поверхні землі, потрібне співвідношення становить  $k = 0,6 - 0,8$  (критерій 3).

Зниження металоемності й енергонасиченості навантажувача можливе за рахунок покращення кінематично-силових характеристик маніпулятора.

Наступним етапом досліджень було розроблення методів синтезу механізму з чотирьох ланок: колона – стріла – гідроциліндр, який складається з гільзи та штока. Оцінювання здійснювалося за кінематично-силовими характеристиками при перенесенні вантажів. Запропонований підхід базується на методах просторового аналізу робочої зони навантажувача. Його перевага полягає в можливостях враховувати зусилля на всіх проміжних етапах піднімання вантажу. В межах робочої зони (рис. 3) проведено ізолінії зусиль гідроциліндра стріли ( $P_1 = 60 \dots 100$  кН) від вантажу в різних його положеннях. Характер проходження ізоліній враховує зміни вантажопідйомного моменту  $M_{\text{ман}}$  і плеча гідроциліндра  $h_c$  відносно шарніра  $O$  (рис. 4а).

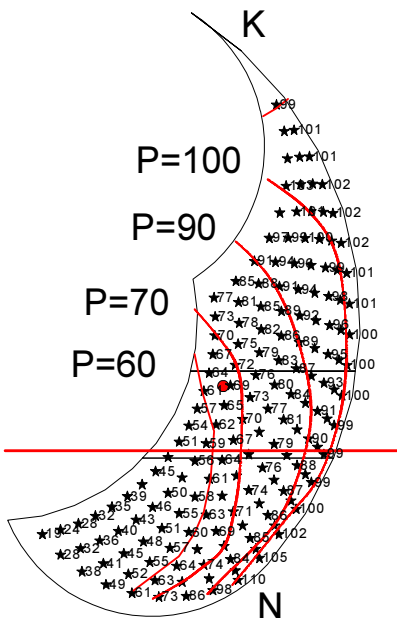


Рис. 3. Схема просторового аналізу робочої зони маніпулятора до формування умови синтезу чотириланкового механізму

Методика синтезу спрямована на визначення двох величин  $a$  і  $b$ , які задають взаємне розміщення на колоні двох шарнірів: шарніра  $O$  – кріплення стріли до колони, та шарніра  $D$  – нижнього кріплення гідроциліндра (рис. 4а). Раціональні параметри механізму визначаються пошуком розміщення шарніра  $D$  серед його можливих варіантів –  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  (рис. 4б).

Найкращі вантажопідйомні характеристики досягаються тоді, коли ізолінія максимального

зусилля ( $P = 100$  кН) співпадає з зовнішньою границею робочої зони лінії  $KN$  (рис. 3). Звідси випливає необхідність узгодження зміни плеча гідроциліндра  $h_1$  у процесі підйому вантажу зі зміною вильоту маніпулятора  $L_x$ . При цьому особливо важливим є досягнення одночасних максимумів цих двох функцій при зміні кута повороту  $\alpha$ .

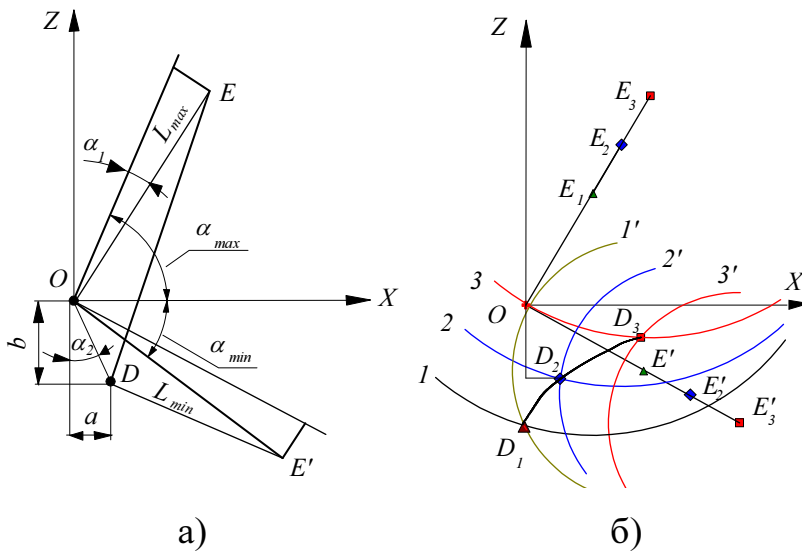


Рис. 4. Визначення раціональних параметрів чотириланкового механізму градієнтним методом:

а) розміщення шарнірів  $O$  і  $D$  кріплення стріли і гідроциліндра до колони;

б) отримання лінії раціонального розміщення нижнього шарніра  $D$  при синтезі механізму

У зв'язку з тим, що точного співпадання ізолінії зусилля ( $P = 100$  кН) з лінією  $KN$  досягти неможливо, то задають два граничних значення зусиль на шляху переміщення вантажу по цій лінії. Тим самим допускаємо, що підйом вантажу може відбуватися не з постійною силою  $P_1$ , а в межах допустимого відхилення. У результаті кінематичного аналізу встановлено, що ця різниця може сягати 10 – 15%. У кращому випадку зусилля змінюється в межах заданих мінімального  $0,95P_1$  і максимального  $1,05P_1$  значень. Кожному з цих двох значень відповідає свій закон зміни плеча гідроциліндра  $h_1$  визначених функцій  $h_1 = f_1(\alpha)$  і  $h_1 = f_2(\alpha)$  від кута підйому стріли  $\alpha$ . Отримані дві функції накладають обмеження у вигляді коридору на дійсний закон зміни плеча  $h_1 = f_3(\alpha)$ , викликаний конструктивними параметрами механізму.

Таким чином, запропонована методика синтезу встановлює умову зміни плеча гідроциліндра у вигляді допустимого коридору з урахуванням заданого діапазону зусиль (для відхилення  $\pm 5$ ):

$$h_1 = f_1(\alpha, P = 0,95P_1) < h_1 = f_3(\alpha) < h_1 = f_2(\alpha, P = 1,05P_1). \quad (4)$$

Пошук раціональних параметрів проводиться градієнтним методом. Визначаються функції коридору  $h_1 = f_1(\alpha)$  і  $h_1 = f_2(\alpha)$ . Для початкових параметрів розміщення шарніра  $D$  кріплення гідроциліндра  $a$  і  $b$  (рис 4.а) знаходиться функція  $h_1 = f_3(\alpha)$ . Перевіряється умова (4) і визначається напрямок зміни одного з параметрів  $a$  або  $b$ . У ході кількох ітерацій досягаються раціональні параметри чотириланкового механізму.

Вказана методика була реалізована для навантажувача ПГБ-1А. Початкові ізолінії зусиль робочої зони навантажувача мали схильність до горизонтального

напрямку, що змінювало значення зусилля підйому від мінімального 38,1 кН до максимального 66 кН. У результаті розрахунку з використанням обмежень (4) зусиль на 10% було здійснено синтез механізму від початкових параметрів  $a = 220$  мм та  $b = 620$  на нові  $a = 471$  мм та  $b = 596$  мм при заданій стабільності. Максимальне зусилля було знижено з 66 кН до 52 кН, тобто на 21%. Результатом проробленої роботи є зміна кінематики навантажувача ПГБ-1А відносно місця кріплення нижнього шарніра.

Зовсім інший характер навантаження на маніпулятор проявляється з боку робочого органу при взаємодії зі зв'язними матеріалами. Розкрито фізичні основи процесу взаємодії грейфера зі зв'язними матеріалами, показано залежність силового навантаження маніпулятора від конструктивного виконання форми поверхні щелеп, а також властивостей матеріалу.

Дослідження виконано на основі теоретичної моделі «маніпулятор – грейфер – зв'язний матеріал» (рис. 5). Розроблення даної моделі побудовано на експериментальних дослідженнях, під час яких зафіксовано занурення грейфера у зв'язний матеріал на величину 0,18 – 0,25 м від проникнення щелеп у матеріал при завантаженні. Отримані експериментальні дані про переміщення базової точки маніпулятора  $C$  (рис. 6) використано в теоретичних дослідженнях навантаженості конструкції з боку грейфера при роботі зі зв'язним матеріалом. Такий підхід дозволив абстрагуватися від складних процесів, що протікають під час забору матеріалу грейфером.

За допомогою теоретичної моделі «маніпулятор – грейфер – зв'язний матеріал» розкрито особливості силового навантаження маніпулятора при взаємодії грейфера з матеріалом. На розрахунковій схемі (рис. 5) маніпулятор – 1 та грейфер – 2 утворюють єдину механічну систему. Взаємодія грейфера з матеріалом змодельована за допомогою кінематичної пари – 3, яка при роботі дозволяє грейферу здійснювати як поступальні переміщення, так і обертальні рухи. Відхилення грейфера від вертикалі оцінюється кутом входження грейфера в матеріал  $\gamma$ , який може бути додатним або від'ємним (рис. 5а, б).

Запропонована модель дозволяє відтворити кінематику процесу завантаження матеріалу грейфером і досліджувати його занурення під різними кутами  $\gamma$  входження у матеріал. Внаслідок піддатливості гідроциліндрів стріли і надставки, жорсткості яких позначено відповідно як  $C_{г/цстр}$  і  $C_{г/цнад}$ , відбувається переміщення базової точки маніпулятора  $C$  – шарніра кріплення грейфера до маніпулятора з положення  $C'$  у нове положення  $C''$ . Переміщення, яке зазнав шарнір  $C$ , складається з вертикального  $dz$  і горизонтального  $dx$ .

Отримано матрицю піддатливостей маніпулятора, на основі якої здійснено моделювання силового навантаження на маніпулятор. Обрані два варіанти відрізнялися від базового почерговою зміною величин жорсткості стріли та надставки (табл. 1).

Показано, що існує оптимальний кут входження грейфера у матеріал  $\gamma = \gamma_{опт}$ , при якому відсутня горизонтальна складова  $Q_x$ . У такому випадку сумарне навантаження набуває мінімального значення. Визначено також межі діапазону кута  $\gamma$  (рис. 6), при яких сумарне навантаження  $Q_n$  не перевищує допустиме  $Q_{доп}$  ( $Q_n \leq Q_{доп}$ ).

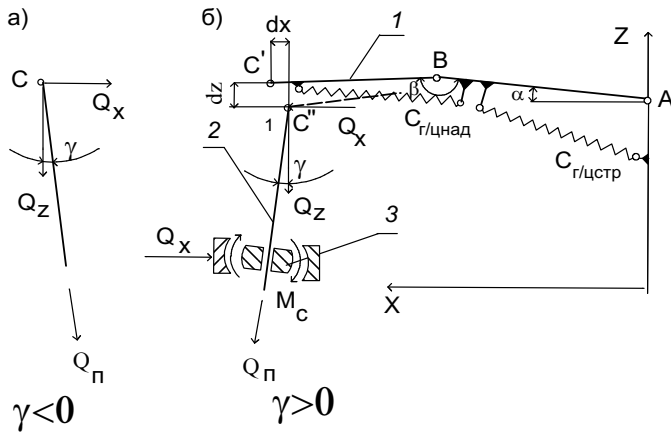


Рис. 5. Розрахункова схема роботи грейфера

в процесі завантаження матеріалів:

а) кут входження у матеріал  $\gamma < 0$ ;

б) кут входження у матеріал  $\gamma > 0$

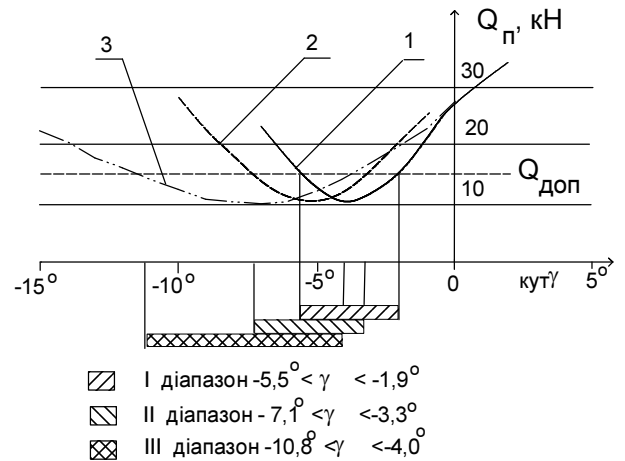


Рис. 6. Визначення допустимих діапазонів кутів  $\gamma$  взаємодії грейфера зі зв'язним матеріалом при варіантах 1 – 3 з урахуванням обмежень ( $Q_{п} < Q_{доп}$ ) навантаженості на маніпулятор

Таблиця 1

Матриці піддатливостей маніпулятора при обчисленні зусиль зовнішнього навантаження з боку грейфера в імітаційному моделюванні при роботі зі зв'язними матеріалами

Варіанти	Варіант 1 (базовий)	Варіант 2	Варіант 3
Значення	$C_{г/цстр} = C_1,$ $C_{г/цнад} = C_2$	$C_{г/цстр} = 0,5C_1,$ $C_{г/цнад} = C_2$	$C_{г/цстр} = C_1,$ $C_{г/цнад} = 0,5C_2$
$D = \begin{vmatrix} \delta_{ZZ} & \delta_{ZX} \\ \delta_{XZ} & \delta_{XX} \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -1,727 & 0,633 \\ -0,992 & 0,333 \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -2,533 & 0,852 \\ -1,515 & 0,429 \end{vmatrix}$	$\begin{vmatrix} -2,244 & 0,966 \\ -1,891 & 0,689 \end{vmatrix}$

Аналізуючи отримані результати і порівнюючи їх з базовим варіантом, зауважимо, що кут оптимального входу грейфера в матеріал  $\gamma_{опт}$  збільшується у від'ємний бік і набуває значення  $-5^\circ \dots -7^\circ$ . Зменшення жорсткості гідроциліндра надставки  $C_{г/цнад}$  дає більший допустимий діапазон для кута  $\gamma$ , ніж при зменшенні жорсткості гідроциліндра стріли  $C_{г/цстр}$ . Однак при кутах  $\gamma$ , близьких до нуля, запропоновані заходи стають малоефективними.

Також встановлено, що у випадках відхилення від оптимального кута виникає горизонтальна складова  $Q_x$ , що створює додаткові навантаження на маніпулятор.

Встановлено, що зниження перевантажень шляхом варіювання параметрів жорсткостей ефективно лише в певних межах, дотримання яких в умовах експлуатації практично неможливо. Затиснена рідина в гідроциліндрах не забезпечує потрібного ступеня піддатливості при зануренні грейфера у зв'язний матеріал. Запропоновано вирішити поставлену проблему застосуванням гідравлічних пристроїв захисту, з'єднаних за оригінальною схемою, суть якої полягає у наступному.

Для зниження навантажень постало завдання розробити гідравлічний пристрій захисту, який забезпечить можливість в автоматичному режимі опускати стрілу з грейфером при заборі ним зв'язних матеріалів із заданим зусиллям проникнення, наприклад щелеп у матеріал. В ідею роботи гідравлічної схеми (рис. 7) був покладений принцип переведення гідроциліндра стріли 1 у короткочасне «плаваюче» положення, сполучивши між собою штокову А та поршневу В порожнини за допомогою двокамерного керуючого блока 2.

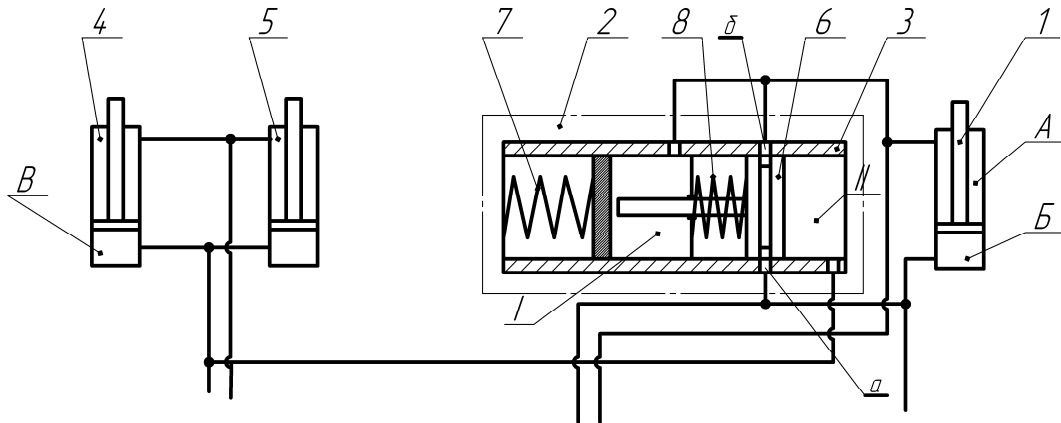


Рис. 7. Схема керуючого двокамерного блока гідравлічної системи розвантаження маніпулятора при заборі зв'язних матеріалів

Сигналами керування виступають тиски штокової порожнини А гідроциліндра стріли 1 і поршневої порожнини В гідроциліндрів грейфера 4 і 5. Ці тиски відповідно передаються у камери I і II керуючого блока 2. Під дією тисків у корпусі 3 переміщується золотник з канавкою б, сполучаючи канали корпуса а і б, до яких під'єднані дві порожнини А і В гідроциліндра стріли 1.

Коли канавка на золотнику б співпадає з отворами а, б у корпусі 3 двокамерного керуючого блока 2, тоді відбудеться сполучення штокової порожнини А з поршневою порожниною В гідроциліндра підйому стріли 1 і він перейде у «плаваюче» положення.

Стійкість гідравлічної системи забезпечується підбором пружин 7 і 8, які акумулюють енергію при стискуванні й відключають «плаваючий» режим гідроциліндра стріли при підйомі вантажу.

Запропонований пристрій дозволив знизити тиски в гідросистемі з 17,3 МПа до 4,0 МПа.

Розглянуто особливості передавання зовнішнього навантаження з боку маніпулятора на основний несучий елемент – раму при різних положеннях маніпулятора.

У **третьому розділі** наведено програму, методику експериментальних досліджень грейферного навантажувача «Карпатець», розглянуто процедури опрацювання експериментальних даних, вдосконалено методи досліджень у частині частотного аналізу, описано напівнатурні експерименти з дослідними збірками на стенді й результати досліджень.

Програмою та методикою експериментальних досліджень навантажувача «Карпатець» було передбачено отримати статистичні показники експлуатаційного навантаження несучих елементів у реальних умовах експлуатації машини, визначити особливості силового навантаження на маніпулятор при взаємодії робочого органу зі зв'язним матеріалом, вивчити особливості протікання перехідних процесів у гідросистемі, пов'язані з параметрами гідроапаратури. Слід було отримати значення додаткових параметрів математичної моделі грейферного навантажувача при роботі з маніпулятором та експериментально підтвердити адекватність математичної моделі й ефективність модернізацій конструкцій.

Відповідно до програми виділено такі напрямки експериментальних досліджень:

- трикомпонентних динамічних силових навантажень при роботі маніпулятора на несучі елементи грейферного навантажувача ПЕА-1А «Карпатець»;
- навантаження несучих елементів та НДС з урахуванням частотних характеристик;
- динамічної поведінки маніпулятора, які супроводжуються рухом його ланок;
- силової взаємодії робочого органу зі зв'язними матеріалами;
- перехідних процесів у гідросистемі.

Для вирішення поставлених завдань було складено номенклатуру датчиків та застосовано інформаційну вимірювальну систему (ІВС), що забезпечувала проведення комплексних досліджень та синхронної реєстрації величин, – параметри руху, силові компоненти, тиски у гідросистемі, напруження металоконструкції з відміткою у часі. Реєстрація сигналів від різноманітних датчиків здійснювалась на багатоканальну ІВС, яка забезпечувала отримання й опрацювання інформації в реальному масштабі часу.

В якості метрологічного забезпечення експериментальних досліджень застосовувалися спеціальні вимірювальні пристрої (рис. 8): тензометричні датчики тиску (ТДТ), датчики кутових швидкостей, акселерометри, тензорезистори, динамометри, які безпосередньо кріпилися у вузлах та конструкціях досліджуваної машини, сигнали від яких надходили на реєструючий пристрій.

Визначення динамічної навантаженості здійснювалося одночасно як за показниками тиску в гідросистемі навантажувача, так і за напруженнями в найнебезпечніших перерізах металоконструкції рами. Тензометричні датчики тиску застосовувалися для вимірювання показників тиску рідини в гідравлічній системі з верхньою межею вимірювання 20 МПа та 40 МПа. Тензорезистори наклеювалися на металоконструкцію рами навантажувача для визначення її напруженого стану у двох найнебезпечніших перерізах.

При визначенні реакцій в опорах машин використовувалися спеціальні динамометричні пристрої (динамометри).





Рис. 8. Схема досліджень динамічних показників грейферного навантажувача ПЕА-1А «Карпатець»:

1 – грейфер, 2 – надставка, 3 – стріла, 4 – колона, 5 – рама, 6 – домкрат, 7 – гідросистема, 8 – двигун, 9 – бульдозер

Для оцінювання динамічних характеристик мобільних машин до комплекту ІВС було включено п'єзоелектричні віброакселерометри ДН-1-3М, ДН-1-4М та датчики кутової швидкості, побудовані на основі мікросхеми фірми Analog Devices, що забезпечував вимірювання кутової швидкості в діапазоні  $\pm 300$  град/с при чутливості 0,5 мВ/град/с і частотному діапазоні до 40 Гц. Дані датчики застосовувалися для замірювання кутової швидкості колони, прискорень стріли і рами.

Експерименти з навантажувачем «Карпатець» було проведено в лабораторних та режимометричних умовах.

Місцем проведення лабораторних дослідів було вибрано бетонну площадку СКБ «Коломиясільмаш». Вантажем служив залізний циліндр вагою 10000 Н. Під час проведення експериментів вантаж піднімався на номінальну висоту, переносився по колу  $180^\circ$  і опускався, процес повторювався п'ять разів.

Режимометричні випробування проводилися у реальних умовах експлуатації на дослідному підприємстві «Еліта» у с. П'ядики Коломийського району при роботі навантажувача з сінажем, гноєм та виконанням екскаваторних робіт з глиною.

Реєстрація сигналів з різних типів датчиків відбувалася у файли цифрових форматів із заданою частотою дискретизації даних 50 – 100 Гц (рис. 9).

Програмне забезпечення на стадії натурального експерименту складалося з пакета прикладних програм для забезпечення функціонування системи та

статистичного опрацювання отриманих даних у пакетах Matlab, з підрахунком середніх статистичних і частотних показників досліджуваного процесу (рис. 10) та Bard і Spectrum отриманням частотного спектра процесу (рис. 11).

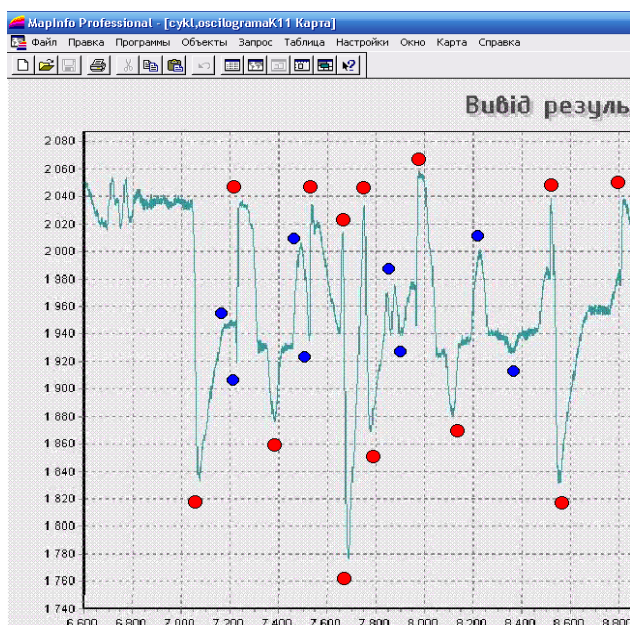


Рис. 9. Реєстрація даних тиску в гідросистемі навантажувача ПЕА-1А «Карпатець» для перегляду

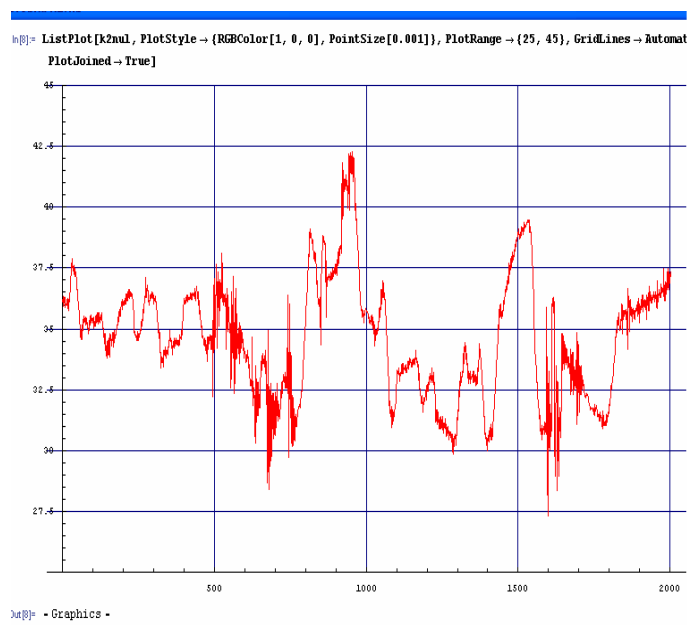


Рис. 10. Процедура опрацювання даних НДС несучої рами навантажувача ПЕА-1А «Карпатець»

Для вказаного фрагменту (рис. 10) за допомогою пакета Matlab встановлено такі фактичні значення напружень у рамі: мінімальні – 27,32 МПа, максимальні – 42,28 МПа; середньоарифметичне 34,61 МПа; середньоквадратичне відхилення 2,4 МПа; коефіцієнт варіації 0,0701.

Відзначено, що в елементах навантажувача протікають складні багаточастотні процеси, які суттєво впливають на міцність і довговічність несучих елементів конструкцій. Результати досліджень характеру навантаження виконано шляхом подання процесу у вигляді амплітудно-частотної характеристики. Спектр силового навантаження отримано методом швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) за алгоритмом Кулі-Тьюкі для дискретних даних із використанням програм аналізаторів спектра. Показано, що процес являє собою змінну складову навантаження з низькою частотою й великою амплітудою  $\sigma_{a1}$ . На ці навантаження накладаються високочастотні складові з меншою амплітудою  $\sigma_{a2}$ , викликані вібраційними процесами від незрівноваженості обертових мас двигуна і робочих органів та ін.

Накладання високочастотної складової (вібрацій) на основний цикл змінних напружень викликає прискорене накопичення втомних пошкоджень і призводить до суттєвого зниження циклічної довговічності матеріалів (зварних конструкцій), зародження тріщин на більш ранній стадії роботи машин.

Отримані спектральні характеристики (рис. 11) використано на етапі розроблення математичної моделі й при перевірці її адекватності.

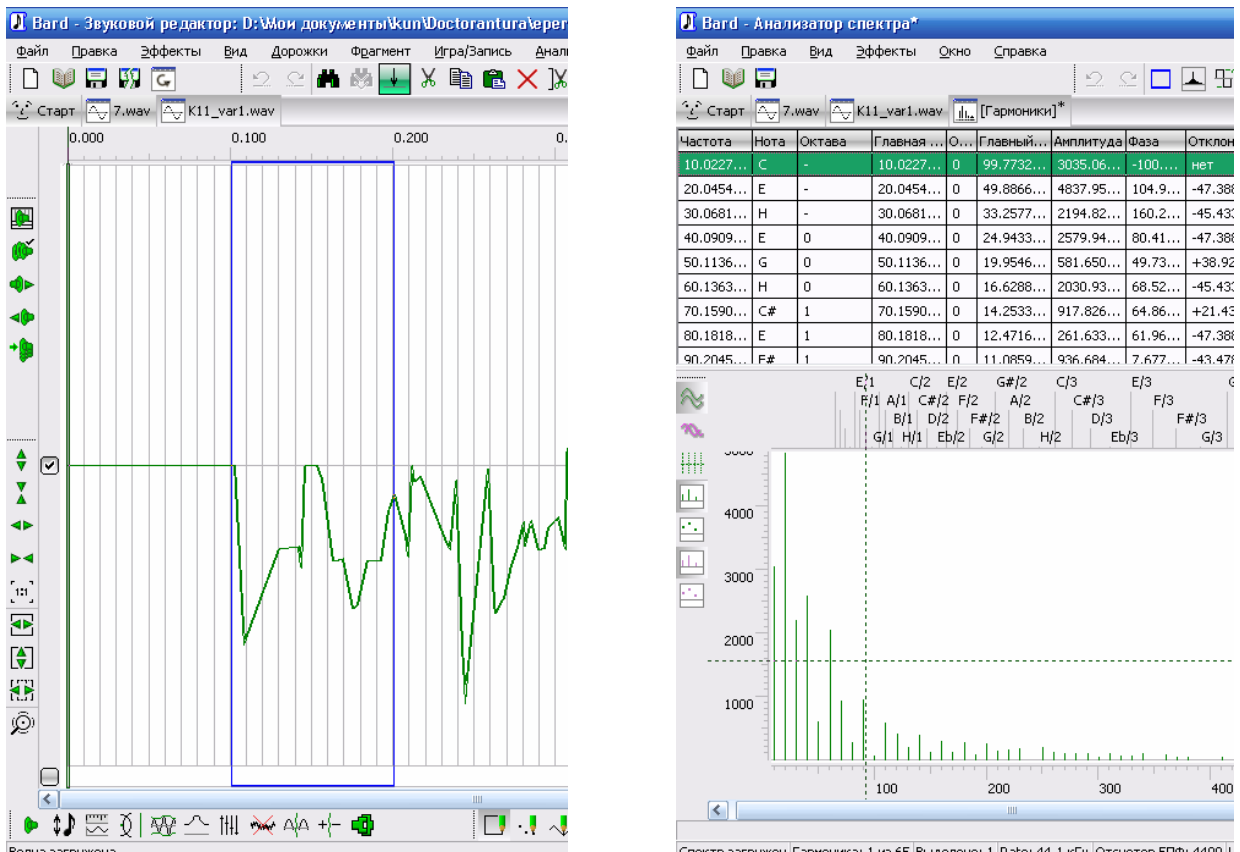


Рис. 11. Процедура опрацювання даних у програмах Bard і Spectrum з визначення частотних характеристик:  
а) виділення фрагменту для частотного аналізу; б) частотні характеристики

Метою проведення напівнатурного експерименту було визначення кінетики розвитку тріщини у дослідних зразках з концентраторами напружень в зоні термічного впливу біля зварних швів, що аналогічні конструктивним елементам. Особливість методики полягала в тому, що уточнення значення КІН тріщини визначалося при детальному аналізі геометричних параметрів на основі отриманої цифрової 3-D моделі тріщини. З цією метою запропоновано методику напівнатурних випробувань металоконструкцій несучих елементів, яка містить отримання втомних тріщин на різних стадіях їх розвитку, дослідження тріщин на растровому електронному мікроскопі РЕМ-БИ, отримання стереопар, обробка стереопар методами фотограмметрії, побудова цифрової моделі тріщини (ЦМТ), отримання геометричних параметрів тріщини на основі поперечного перерізу ЦМТ, уточнений розрахунок КІН.

Отримання втомних тріщин здійснювалося на гідропульсаторі з чотириточковим навантаженням взірців згідно зі стандартною методикою випробування на тріщиностійкість. При цьому розвивалося максимальне зусилля 2800 Н із частотою 10 Гц, асиметрія циклу  $R = 0,25$ . Після проведення 8 – 10 тис. циклів на дослідних взірцях від концентратора напружень спостерігалися зародження і поширення тріщини.

Внутрішні параметри утворених тріщин досліджували на растровому електронному мікроскопі РЕМ-БИ з отриманням растрових фотографій у вигляді

стереопари – двох знімків з різних позицій. Для отримання стереопар зразки з тріщинами фотографували під різними кутами нахилу. Це досягали поворотом установчої платформи в межах кута  $-6^\circ \dots +6^\circ$ .

Обробка стереопар здійснювалась на фотограмметричній станції «Дельта» методами фотограмметрії з урахуванням особливостей РЕМ-знімків. Дані з растрового мікроскопа у вигляді стереопар дозволили розрахувати просторові координати поверхні тріщини, на основі яких розроблена ЦМТ. Розроблено цифрову модель тріщини металу у вигляді поверхні в просторі з використанням програми Surfer 10 (рис. 12).

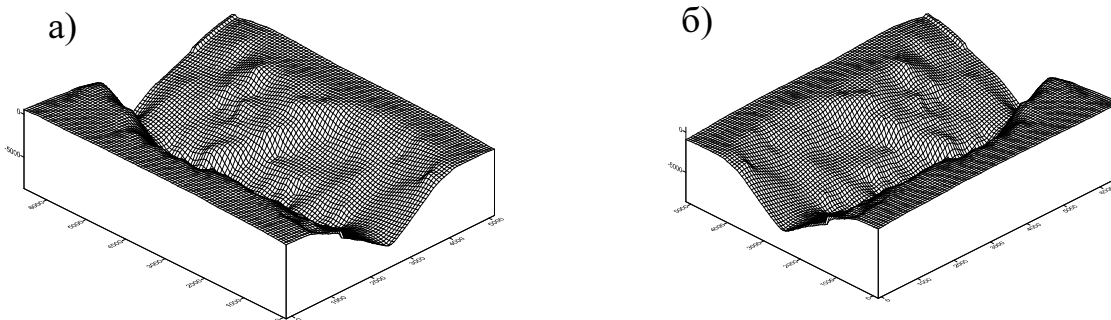


Рис. 12. Цифрова 3D-модель тріщини:  
а) основний вигляд; б) повернуто на  $90^\circ$

На основі ЦМТ було отримано поперечний профіль тріщини по фронту її впадини (рис. 13). Аналіз цифрової моделі встановив параметри поперечного профілю тріщини у процесі її росту. Показано, що у поперечному профілі тріщини фронтом її поширення є лінія складної конфігурації з утворенням гострої кромки у вигляді воронки. Розглядаючи поперечний профіль тріщини, було встановлено для них співвідношення між  $a$  – глибиною тріщини на поверхні і  $b$  – глибиною в середину металу у вигляді  $b = (1,1 \dots 1,3)a$ .

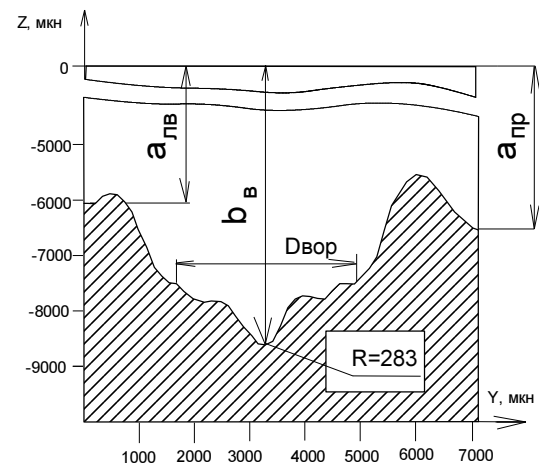


Рис. 13. Аналіз ЦМТ з отриманням поперечного профілю тріщини

Отримані результати використано для уточненого розрахунку КІН тріщин складної конфігурації. Отриманий поперечний профіль тріщини дозволяє апроксимувати її лінію фронту і підійти обґрунтовано до вибору типової форми тріщини.

Основою експериментально-теоретичних методів дослідження є використання даних про реальне навантаження несучих елементів машини. Роль експерименту в даному випадку полягала в отриманні статистичних діаграм експлуатаційного навантаження, які використовувалися б для розрахунку на втомну довговічність. Проаналізовано існуючі методи опрацювання осцилограм, вказано їх переваги й недоліки, запропоновано досконаліший метод

«полігональних вузлів». Суть методу полягає в тому, що він дозволяє не тільки виділити амплітуди циклу, але й враховує частотність процесу навантаження. Метод призначений для опрацювання даних цифрового сигналу навантаження у дискретній формі, в результаті якого формується навантаження у вигляді двох доріжок із високочастотними й низькочастотними процесами. Принцип роботи методу підпорядковується алгоритмам комп'ютерної графіки й полягає у застосуванні операції послідовного вилучення вузлів, у результаті якої ламана лінія сигналу змінює свою конфігурацію. Це дозволяє відокремити сигнал навантаження на дві доріжки: низькочастотного з більшими амплітудами (доріжка 1) і високочастотного з меншими амплітудами (доріжка 2).

Наведено приклад дії алгоритму довільно обраного фрагменту осцилограми, який схематично наведено на рис. 14а. Метод «полігональних вузлів» розглядає процес навантаження як полілінію, що послідовно проходить через піки екстремумів  $A-B-C-D-E-F-G-H-I$ , які названо вузлами.

За певною процедурою вузли  $C$  і  $H$  вилучаються, полілінія змінює конфігурацію  $A-B-C'-D-E-F-G'-H-I$ , з якою виділяються амплітуди основного циклу. Вилучені фрагменти поліліній  $B-C-C'$  і  $G-H-G'$  розглядаються як низькочастотні процеси (рис. 14б).

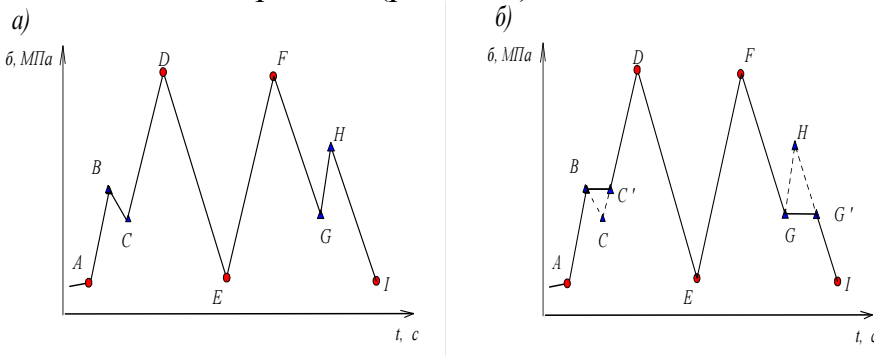


Рис. 14. Схематизація методу «полігональних вузлів» при обробці осцилограми навантаження хвостовика колони:

- а) процедура квантування й визначення вузлів;  
б) стадії обробки розподілу навантаження на дві доріжки

Групування по доріжках має вигляд:

1 доріжка:

$$\sigma_{\max D} - \sigma_{\min A},$$

$$\sigma_{\max D} - \sigma_{\min E},$$

$$\sigma_{\max F} - \sigma_{\min E},$$

$$\sigma_{\max F} - \sigma_{\min I};$$

2 доріжка:

$$\sigma_{\max B} - \sigma_{\min C},$$

$$\sigma_{\max H} - \sigma_{\min G};$$

$$\sigma_{\max C'} - \sigma_{\min C};$$

$$\sigma_{\max H} - \sigma_{\min G}.$$

Врахування низькочастотних процесів зменшує довговічність на 8 – 15% при випадкових факторах навантаження і до 20 – 30% при вібраційних процесах.

**Четвертий розділ** присвячено розробленню теоретико-експериментальних методів визначення динамічної навантаженості маніпулятора. Для описування навантажувальних режимів, які виникають у технологічному циклі, була розроблена двомасова динамічна просторова схема з зосередженими масами маніпулятора  $m$  і робочого органу  $M$  (рис. 15).

Елементи гідросистеми змодельовано у вигляді пружних систем із заданими жорсткостями  $C_{\text{стр}}$  і  $C_{\text{над}}$ . Залежно від кінематичного положення маніпулятора визначалися зведені маси й характеристики жорсткостей. Динамічна модель маніпулятора з гідроприводом була побудована на основі використання відомих законів Лагранжа-Ейлера.

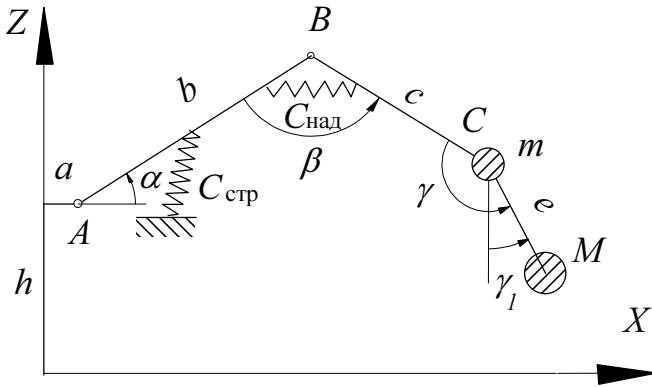


Рис. 15. Математична модель руху ланок маніпулятора:  
 $a$  – відстань на колоні;  
 $b, c$  – довжини стріли та надставки;  
 $e$  – відстань до центра мас робочого органу

Розв'язання задачі полягло в тому, щоб за заданими силами і моментами визначити зміну координат руху ланок  $\alpha, \beta, \gamma$ . Узагальнені сили  $Q_\alpha, Q_\beta, Q_\gamma$  прикладені до ланок маніпулятора і створюють моменти відносно шарнірів їх руху. Це сили від гідроциліндрів і сил тяжіння. Розглядалась лише вертикальна динаміка маніпулятора, так як за експериментальними даними динамічна навантаженість її значно вища.

Математична модель динамічної навантаженості маніпулятора з урахуванням коливання робочого органу має вигляд:

$$\begin{cases}
 (m + M) \cdot \{b^2 \ddot{\alpha} + c^2 (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta}) - bc[(2\ddot{\alpha} + \ddot{\beta}) \cos \beta - (2\dot{\alpha} + \dot{\beta}) \dot{\beta} \cdot \sin \beta]\} + Me^2 (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta} + \ddot{\gamma}) + \\
 + Me \cdot [b\ddot{\alpha} - c(\ddot{\alpha} + \ddot{\beta}) + (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta} + \ddot{\gamma})(b - c)] \cos(\beta + \gamma) + \\
 + Me \cdot [c(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) - b\dot{\alpha} - (\dot{\alpha} + \dot{\beta} + \dot{\gamma})(b - c)] \cdot (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) \cdot \sin(\alpha + \beta) + \\
 + (m + M)g \cdot [b \cos \alpha - c \cos(\alpha + \beta)] + Mge \cos(\alpha + \beta + \gamma) = Q_\alpha; \\
 (m + M) \cdot [c^2 (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta}) - bc(\ddot{\alpha} \cos \beta - \dot{\alpha} \dot{\beta} \sin \beta)] + Me^2 (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta} + \ddot{\gamma}) + \\
 + Me \cdot \{b\ddot{\alpha} - 2c(\ddot{\alpha} + \ddot{\beta}) - c\ddot{\gamma}\} \cdot \cos(\beta + \gamma) + [2c(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) - b\dot{\alpha} + c\dot{\gamma}] \cdot (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) \cdot \sin(\beta + \gamma) \} - \\
 - (m + M)bc\dot{\alpha}(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) \sin \beta - Me(\dot{\alpha} + \dot{\beta} + \dot{\gamma}) \cdot [c(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) - b\dot{\alpha}] \cdot \sin(\beta + \gamma) - \\
 - (m + M)gc \cos(\alpha + \beta) + Mge \cos(\alpha + \beta + \gamma) = Q_\beta; \\
 Me^2 (\ddot{\alpha} + \ddot{\beta} + \ddot{\gamma}) + Me \cdot \{b\ddot{\alpha} - c(\ddot{\alpha} + \ddot{\beta})\} \cdot \cos(\beta + \gamma) + [c(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) - b\dot{\alpha}] \times \\
 \times (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) \cdot \sin(\beta + \gamma) \} - \\
 - Me(\dot{\alpha} + \dot{\beta} + \dot{\gamma}) \cdot [c(\dot{\alpha} + \dot{\beta}) - b\dot{\alpha}] \cdot \sin(\beta + \gamma) + Mge \cos(\alpha + \beta + \gamma) = Q_\gamma.
 \end{cases} \quad (5)$$

Для визначення зусиль, які діють на базову несучу систему з боку маніпулятора, розглянуто основні навантажувальні режими: гальмування окремо гідроциліндром стріли і гідроциліндром надставки. В цих випадках розглядалося жорстке кріплення робочого органу, що дозволяло зафіксувати одну з узагальнених координат  $\gamma$  – коливання робочого органу. За розв'язком системи (5) отримано результати про прискорення ланок маніпулятора, частотні характеристики і записано у таблицю 2.

Вказані частоти узгоджуються з експериментальними даними зміни прискорення, які отримані швидким перетворенням Фур'є.

При шарнірному кріпленні робочого органу на систему накладається додаткове навантаження робочого органу від його маятникових коливань навколо шарніра кріплення до маніпулятора. Показано, що коливання робочого органу підвищують коефіцієнт динамічності додатково на 20 – 35%.

Динамічні характеристики маніпулятора при жорсткому кріпленні робочого органу

		Рух надставки		Рух стріли	
		Кутові прискорення, рад/с <sup>2</sup>	Макс.	3,37	4,02
	Мін.	-3,55	-4,44	-3,66	-4,58
Лінійні прискорення, м/с <sup>2</sup>	Макс.	9,61	5,55	9,28	5,43
	Мін.	-10,11	-6,12	-10,43	-6,32
Період коливань, с	α	0,32; 1,45			
	β				
Частота коливань, Гц (модель)	α	0,69; 2,77			
	β				
Частота коливань, Гц (експеримент)		0,71; 2,97			

Для з'ясування обставин динамічного навантаження маніпулятора з боку робочого органу було розглянуто траєкторію переміщення базової точки С і на її підставі отримано спрощену дослідну систему. На рис. 16а, б наведено теоретичні результати побудови траєкторії переміщення у системі координат XOZ, отримані при розв'язуванні системи рівнянь (5). Етапами її побудови були перехід від узагальнених до декартових координат і виключення параметра *t* із результатів розв'язку.

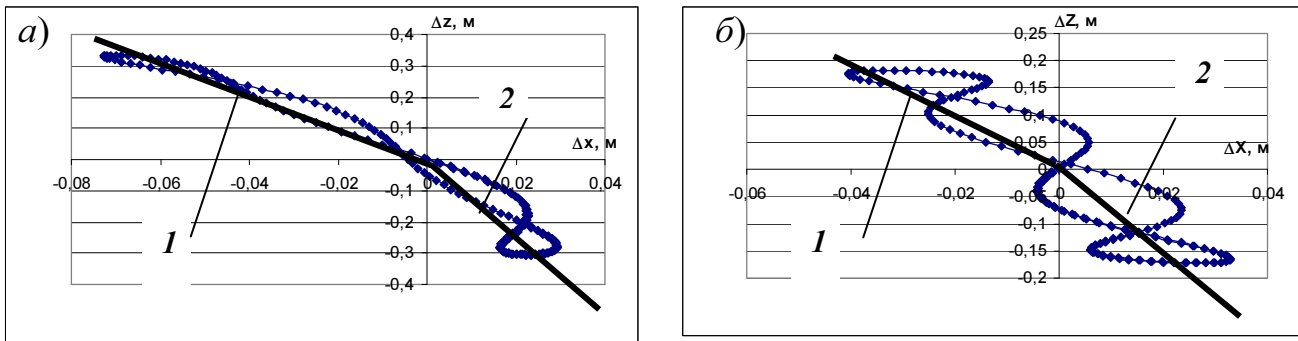


Рис. 16. Траєкторія переміщень базової точки маніпулятора – шарніра С при жорсткому кріпленні робочого органу:

а) при гальмуванні надставкою; б) при гальмуванні стрілою

Отримані траєкторії переміщень в обох випадках розбито на дві ділянки, що знаходяться в другій і четвертій октантах системи координат. У межах кожної з ділянок здійснено лінійну апроксимацію отриманих траєкторій. В результаті траєкторію переміщень представлено двома прямими лініями – 1 і 2 зі спільною точкою на початку системи координат (рис. 16 а, б). Для отриманих прямих встановлено лінійні коефіцієнти *k* із зазначеними лінійними коефіцієнтами (табл. 3).

Отримання апроксимованих залежностей для формування спрощеної математичної моделі динаміки маніпулятора

Гальмування надставкою (рис. 16 а).	Гальмування стрілою(рис. 16 б).
$\Delta x = \frac{1}{k} \Delta z$ при $\begin{cases} \Delta z > 0, & k = -4,706; \\ \Delta z < 0, & k = -11,428. \end{cases}$	$\Delta x = \frac{1}{k} \Delta z$ при $\begin{cases} \Delta z > 0, & k = -5,236; \\ \Delta z < 0, & k = -9,767. \end{cases}$

Аналізуючи різницю у значеннях отриманих лінійних коефіцієнтів у зв'язку з переходом рухомої базової точки  $C$  з однієї ділянки траєкторії на другу, відзначено зміни кутів нахилу лінійних траєкторій від  $2,8^\circ$  до  $7^\circ$ . Якщо вважати, що точка  $C$  рухається по прямолінійних траєкторіях, то при переході з першої ділянки на другу буде змінюватися напрям вектора швидкості. Кут зміни вектора швидкості відповідатиме куту зміни напрямку траєкторії. Тому можна зробити висновок про появу додаткового вектора прискорення, який буде викликати навантаження ударного характеру в шарнірі  $C$  з боку робочого органу.

Таким чином, у шарнірі  $C$  кріплення робочого органу виникають динамічні навантаження ударного характеру. Для більш довговічної роботи у шарнірі  $C$  запропоновано використовувати полімерні втулки, які мають більш ударостійкі характеристики.

Крім того, показано, що наявність навіть незначних горизонтальних переміщень точки  $C$  призводить до розгойдування робочого органу грейфера, при його шарнірному кріпленні.

Отримані апроксимовані залежності (табл. 3) дозволили встановити спрощену математичну модель, за допомогою якої аналізували додаткові динамічні навантаження від коливання грейфера, розглядаючи лише горизонтальні переміщення шарніра  $C$ .

Математична модель (5) у даному випадку зведена до відомих систем з віброгасінням, відмінність якої в іншому співвідношенні зведених мас ( $M > m$ ):

$$\begin{cases} (m + M)\ddot{x} - Me\ddot{\gamma} \cos \gamma_1 = -c_{\text{top}}x - e\dot{\gamma}^2 \sin \gamma_1; \\ -\ddot{x} \cos \gamma_1 + e\ddot{\gamma} = -g \sin \gamma_1. \end{cases} \quad (6)$$

За результатами аналізу отриманого рівняння (6) було побудовано графіки зміни кутової швидкості коливання грейфера  $\dot{\gamma}_1 = \frac{d\gamma_1}{dt}$  при кутах відхилення його від вертикалі  $\gamma_1$  (рис. 17). Спостерігаючи за графіком стан коливання, а саме перехід від початкової точки 1 до кінцевої точки 2, показано, що система при маятникових коливаннях робочого органу прагне зайняти свій стійкий стан рівноваги. Показано, що в умовах роботи грейферного навантажувача спостерігається як зниження амплітуди коливань (рис. 17а), так і розгойдування робочого органу (рис. 17б).

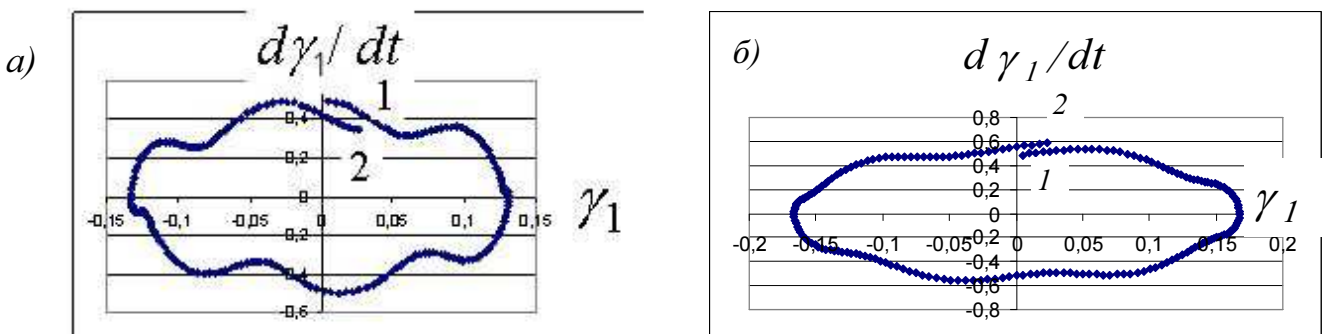


Рис. 17. Результати досліджень впливу горизонтальної піддатливості маніпулятора на коливання грейфера:

а) гасіння коливань; б) збільшення амплітуди коливань



Для забезпечення усунення можливості розгойдування робочого органу і гасіння коливань в конструкції маніпулятора запропоновано демпферний пристрій з кріпленням до механізму грейфера.

Зовнішні зусилля від маніпулятора передаються на раму, де замикаються на опорних елементах навантажувача, утворюючи статично невизначену систему. Показано, що при роботі маніпулятора відбувається перерозподіл реакцій між опорами навантажувача. Визначальним фактором розкриття зовнішньої статичної невизначеності є значення жорсткостей опор. У складніших умовах працюють задні домкрати, в механізмах яких пружними елементами є гідроциліндр та амортизатор під плитою з відповідними жорсткостями  $C_{г\text{ідр}}$  і  $C_{амор}$ . На основі кінематичної схеми (рис. 18) встановлено залежності між переміщенням шарнірів рами і зусиллям, що дозволило отримати значення приведеної жорсткості задніх домкратів через запропоновані коефіцієнти кінематичного приведення для гідроциліндра і амортизатора (рис. 19).

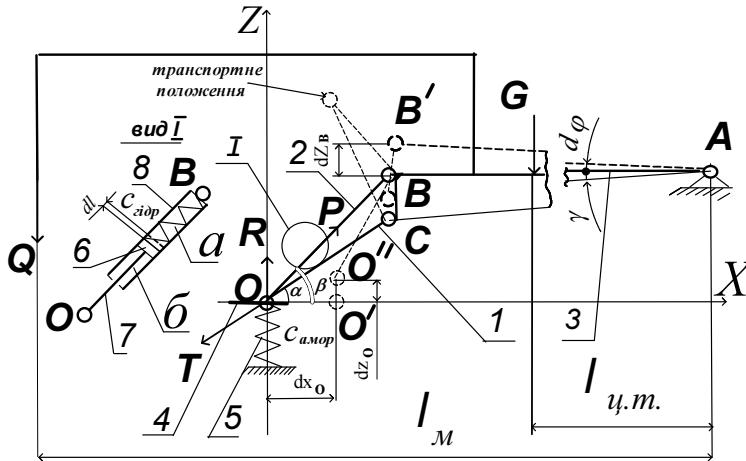


Рис. 18. Розрахункова схема з визначення жорсткості опорних домкратів грейферних навантажувачів:  
1 – лапа домкрата; 2 – гідроциліндр; 3 – рама; 4 – плита; 5 – амортизатор; 6 – поршень; 7 – шток гідроциліндра; 8 – гільза

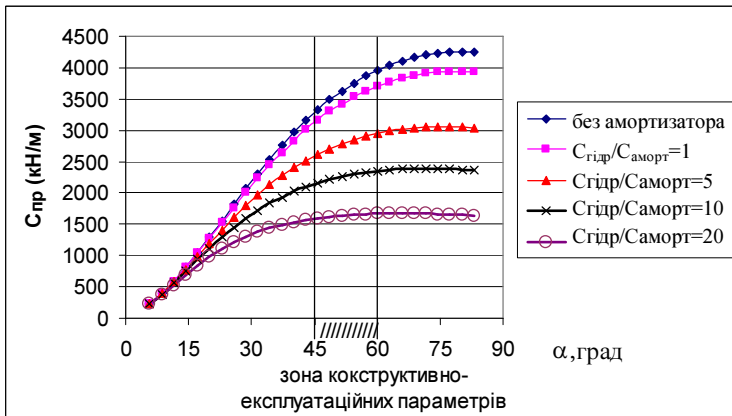


Рис. 19. Графік залежності приведеної жорсткості  $C_{пр}$  опорних домкратів від параметрів пружних елементів гідроциліндра та амортизатора

Відзначено, що приведена жорсткість опорних домкратів залежить як від кінематичних параметрів механізмів, так і від співвідношення жорсткостей окремих його ланок – гідроциліндра та амортизатора  $C_{г\text{ідр}}$  і  $C_{амор}$ . Показано, що використання додаткових амортизаторів є ефективним, якщо досягається зниження величини приведеної жорсткості домкратів на 30 – 40%.

На основі отриманих залежностей (рис.19) визначено зону конструктивно-експлуатаційних параметрів кінематики опорного механізму домкрата навантажувача ПЕА-1А :

$$45^\circ < \alpha < 60^\circ, 55^\circ < \beta < 68^\circ, C_{г\text{ідр}}/C_{амор\text{т}} \quad (7)$$

Вказані конструктивні параметри дозволяють досягти зниження динамічних навантажень машини за рахунок обґрунтованого підбору пружних характеристик амортизатора при існуючих кінематичних параметрах опорних домкратів.

**П'ятий розділ** присвячено розробленню методів оцінювання напружено-деформівного стану базової несучої системи – рами грейферного навантажувача. Особливу увагу звернуто на місце утворення тріщин, найчастіше поява яких фіксувалася в районі третьої поперечки базової конструкції рами, та прийняття конструктивних рішень з їх усунення. У модернізованому варіанті раму підсилено додатковою поперечкою і розроблено методика її раціонального конструювання.

Таким чином, дослідження носять конкретизований характер з визначення напружень у місцях полонки рами та оцінювання ефективності заходів зі зниження напружень у небезпечному перерізі рами.

Рама грейферного навантажувача розглядається як багаторазова статично-невизначена система. Для знаходження напружень в її лонжеронах використано модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації (МММПЕД), у якому аналітичний вираз функції потенціальної енергії деформації складається лише з її домінуючих складових.

На підставі проведених досліджень показано, що у спрощеному вигляді застосування МММПЕД для рамної конструкції навантажувача є ефективним з урахуванням лише енергії деформації від кручення. Втрати точності 5 – 8% компенсуються суттєвим спрощенням процедур обчислення та аналізу рами.

Враховуючи особливість дії поворотного маніпулятора зовнішнього навантаження на раму є його представлення зосередженими силами від нерухомих і рухомих мас (рис. 20). Одинадцять з них відносяться до нерухомих елементів навантажувача і розміщуються в межах опорного контуру навантажувача. До першої групи силового навантаження віднесено зовнішні зусилля від двигуна та КПП  $P_1, P'_1, P_2, P'_2$ ; переднього моста  $P_3, P'_3$ ; редуктора та задніх коліс  $P_4, P'_4$ ; поворотних циліндрів  $P_5, P'_5$ . Друга група сил ваги від маніпулятора  $G_{\text{об}}$  та вантажу  $G_{\text{в}}$  імітують навантаження від рухомого маніпулятора при його поворотах. Опорно-поворотний механізм, розміщений у корпусі рами, сприймає не тільки вертикальні навантаження від стріли останніх двох сил, але, крім того, додатково навантажує раму моментом  $M_{\text{ман}}$ . Унаслідок цього рамна конструкція зазнає дії згинального та крутного моментів залежно від розміщення маніпулятора, яке задається кутом  $\varphi$  відносно поздовжньої осі.

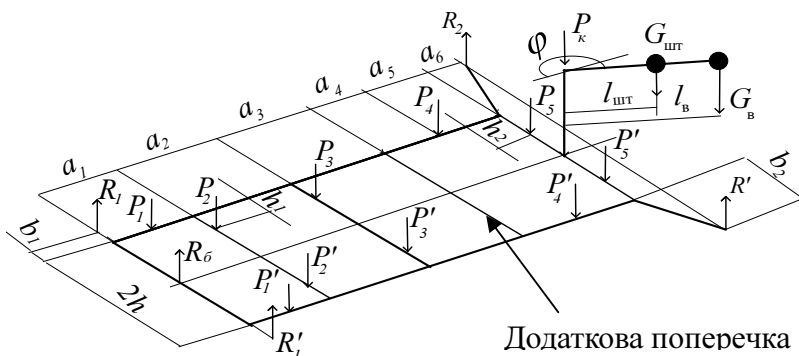


Рис. 20. Розрахункова схема рами з визначення НДС модифікованим методом мінімуму потенціальної енергії деформації

Прикладені зусилля урівноважуються реакціями бульдозерного відвалу передньої опори  $R_1$ ,  $R'_1$ ,  $R_a$  і задніми відкидними домкратами  $R_2$ ,  $R'_2$ . Точки кріплення з поверхнею визначають опорний контур навантажувача.

Значення реакцій було отримано розрахунковими методами після розкриття статично невизначеної системи опор навантажувача та порівняно з експериментальними даними при виконанні машиною технологічного процесу.

З відхиленням маніпулятора від поздовжньої осі рами конструкція зазнає кососиметричного навантаження від дії моментів з боку маніпулятора.

У кожному поперечному перерізі елементів рами залишаються три невідомі: загальний крутний момент –  $K_i$ ; згинальний момент –  $M_i$ , загальна поперечна сила –  $Q_i$ , що діє у площині, перпендикулярній до рами.

Після прийнятих допущень та узагальнень отримаємо 9 разів статично невизначену систему для базового варіанту, відповідно для модернізованого – 12 разів.

Показано особливості розрахунку рами навантажувача МММПЕД при виконанні операції її перетину вертикальною площиною на дві частини (рис. 22). Конкретизовано дії у випадку попадання маніпулятора в допоміжну площину перетину. Потенціальну енергію деформації конструктивної системи, яку розглядаємо у такому випадку запишемо у вигляді суми потенціальних енергій двох її частин:

$$U = U_{IK} + U_{IIK}, \quad (8)$$

де  $U_{IK}$ ,  $U_{IIK}$  – складові потенціальної енергії деформації від кручення елементів відповідних частин рами – лівої (рис. 21а) та правої (рис. 21б).

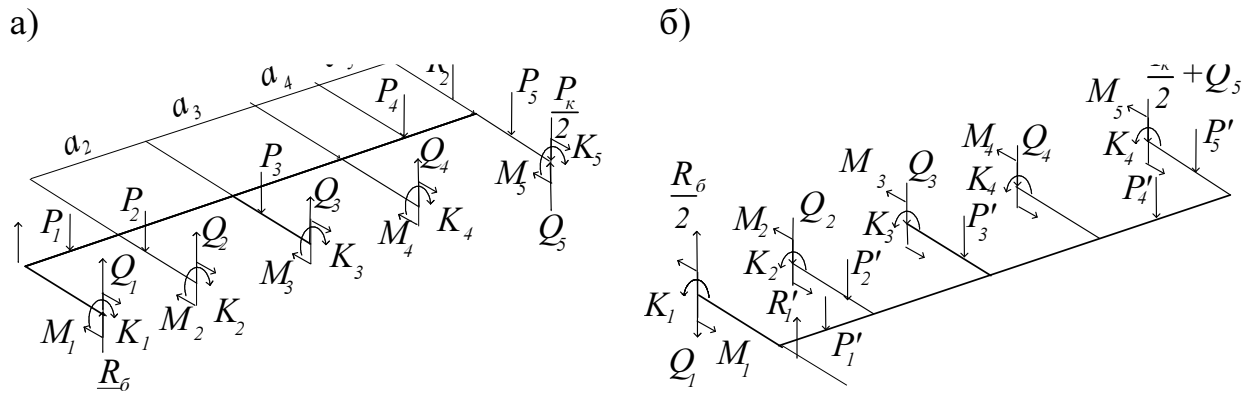


Рис. 21. Схема розкриття статичної невизначеності рами:

а) ліва частина рами; б) права частина рами

Враховуючи симетрію рами, аналогічно запишемо потенціальну енергію деформації від кручення  $U_{IK}$  та  $U_{IIK}$ , частин рами I і II одним спільним виразом:

$$\begin{aligned}
U_{IK,IIIK} = & \frac{1}{2GI_{k6}} \int_0^h K_1^2 dS + \frac{1}{2GI_{k1}} \int_0^{a_1} \left( M_1 \mp Q_1 h - \frac{R_a}{2} h + R_1 b_1 \right)^2 dS + \\
& + \frac{1}{2GI_{k7}} \int_0^h K_2^2 dS + \frac{1}{2GI_{k2}} \int_0^{a_2} \left( M_1 + M_2 \mp (Q_1 + Q_2) h - \frac{R_a}{2} h + R_1 b_1 + P_1 h_1 \right)^2 dS + \\
& + \frac{1}{2GI_{k8}} \int_0^h K_3^2 dS + \frac{1}{2GI_{k9}} \int_0^h K_4^2 dS + \frac{1}{2GI_{k10}} \int_0^h \left( K_5 \mp \frac{K_{\hat{\sigma}\delta}}{2} \right)^2 dS + \\
& + \frac{1}{2GI_{k3}} \int_0^{a_3} \left( M_4 \mp Q_4 h + R_2 b_2 \mp \frac{P_{\hat{\epsilon}}}{2} h + P_5 h_2 \mp Q_5 h + M_5 - M_{i\hat{a}i} \right)^2 dS + \\
& + \frac{1}{2GI_{k4}} \int_0^{a_4} \left( R_2 b_2 + P_5 h_2 + \frac{P_{\hat{\epsilon}}}{2} h \mp Q_5 h + M_5 - M_{i\hat{a}i} \right)^2 dS + \\
& + \frac{1}{2GI_{k5}} \int_0^{a_5} \left( R_2 b_2 + P_5 h_2 + \frac{P_{\hat{\epsilon}}}{2} h \mp Q_5 h + M_5 - M_{i\hat{a}i} \right)^2 dS.
\end{aligned} \tag{9}$$

У виразі (9) верхній знак відноситься до функції  $U_{IK}$ , а нижній – до  $U_{IIIK}$ .

Вважаємо, що перший переріз «умовно нерозривний», тому його силові фактори перерізу  $Q_1, K_1, M_1$  визначено через рівняння статки. Для наступних перерізів з індексами  $i = 2...5$  фактори зовнішнього навантаження визначаються за умовою МММПЕД, суть якого – розкрити статичну невизначеність рами:

$$\frac{dU}{dM_i} = 0, \quad \frac{dU}{dQ_i} = 0, \quad \frac{dU}{dK_i} = 0. \tag{10}$$

Виконавши операції (10) окремо над виразами  $U_{IK}$  та  $U_{IIIK}$  (10) та на основі МММПЕД (при  $i = 2...5$ ), отримуємо систему канонічних рівнянь з 12 невідомими внутрішніми силовими факторами:

$$\begin{aligned}
\sum_{j=2}^5 c_{1,j} Q_j + \sum_{j=2}^5 c_{1,j+3} K_j + \sum_{j=2}^5 c_{1,j+7} M_j = G_1(P_1...P_6, P'_1...P'_6, P_{\hat{\epsilon}}, G_{\hat{a}}, G_{\hat{\sigma}\delta}, R_1...R'_2) \\
\sum_{j=2}^5 c_{2,j} Q_j + \sum_{j=2}^5 c_{2,j+3} K_j + \sum_{j=2}^5 c_{2,j+7} M_j = G_2(P_1...P_6, P'_1...P'_6, P_{\hat{\epsilon}}, G_{\hat{a}}, G_{\hat{\sigma}\delta}, R_1...R'_2) \\
\cdots \cdots \cdots (11) \\
\sum_{j=2}^5 c_{12,j} Q_j + \sum_{j=2}^5 c_{12,j+3} K_j + \sum_{j=2}^5 c_{12,j+7} M_j = G_{12}(P_1...P_6, P'_1...P'_6, P_{\hat{\epsilon}}, G_{\hat{a}}, G_{\hat{\sigma}\delta}, R_1...R'_2),
\end{aligned}$$

де  $c_{i,j}$  – коефіцієнти канонічного рівняння при невідомих  $M_1, M_2, \dots, M_5, K_1, K_2, \dots, K_5, Q_1, Q_2, \dots, Q_5$ ;

$G_1(P_1...P_6)...G_{12}(P_1...P_6)$  – функції зовнішніх зусиль  $P_1, P_2...P_6, P'_1, P'_2 \dots P'_6$ .

Універсальність отриманої системи рівнянь (11) полягає в тому, що вона одночасно дозволяє аналізувати конструктивні покращення рами за рахунок раціонального розміщення поперечки та розраховувати базовий варіант (без

додаткової поперечки), прийнявши в рівняннях (11) значення коефіцієнтів, що дорівнюють нулю при силових факторах  $Q_4, K_4, M_4$ .

Розв'язок системи рівнянь (11) було здійснено матричним методом із використанням пакета Matlab

$$X = C^{-1}G, \quad (12)$$

де  $X$  – матриця невідомих зусиль внутрішніх силових факторів, її транспонований вигляд

$$X^T = \|Q_2 \dots Q_5, K_2 \dots K_5, M_2 \dots M_5\|; \quad (13)$$

$C$  – матриця розміром  $12 \times 12$  коефіцієнтів;

$G$  – матриця-стовпець виразів функціоналів  $G_2 \dots G_3$  правої частини рівнянь.

На основі розв'язку системи рівнянь (12) було визначено силові фактори базового варіанта рами й модернізованого, підсиленого додатковою поперечкою.

За отриманими силовими факторами після розкриття статичної невизначеності рами побудовано епюри навантаження. Це дозволило отримати розрахункові значення згинальних моментів і напружень в перерізах лонжеронів, де утворювалися тріщини на відстані 2,33 м від осі домкрату, а також порівняти навантаженість правого і лівого лонжеронів рами. Результати розрахунків наведено в таблиці 4.

Внаслідок кососиметричного навантаження рами значення згинаючих моментів лівого і правого лонжеронів відрізнялися між собою. Для оцінювання ефективності застосування додаткової поперечки було введено показник коефіцієнта кососиметричного навантаження  $k = \frac{M_{max}}{M_{min}}$ , який фіксує відношення згинаючих моментів на лонжеронах по обидва боки рами. При менших значеннях цього коефіцієнта загальний згинаючий момент у перерізі рами розподілявся більш рівномірно між лівим та правим лонжеронами рами, що приводило до зниження значень максимального напружень.

Таблиця 4

Аналіз ефективності використання поперечки в конструкції рами за рівнем її навантаженості у різних положеннях поворотної стріли

Кут повороту стріли	Базовий варіант			Модернізований варіант			Зниження навантаженості, %
	Максимальний момент, Нм	Мінімальний момент, Нм	Коефіцієнт кососиметричного навантаження	Максимальний момент, Нм	Мінімальний момент, Нм	Коефіцієнт кососиметричного навантаження	
90°	30734,5	5281,3	5,82	22579	13436	1,68	26,5
120°	26352,3	4328,8	6,09	19291	11390	1,69	26,8
135°	23217,4	5252,7	4,42	17453	11016	1,58	24,8
180°	12671,7	12671,7	1,00	12671,7	12671,7	1,00	0

Таким чином, при кососиметричному навантаженні додаткова поперечка ( $i = 4$ ) знижує рівень номінальних напружень у рамі до 27%. Особливо ефективна

дія поперечки при повороті маніпулятора на кут  $90 - 135^\circ$ . При симетричному навантаженні ( $\varphi = 180^\circ$ ) поперечка не діє і номінальні напруження у базовому та модернізованому варіантах однакові, але за своїм рівнем ці напруження у 2,5 – 6 разів менші за максимальні.

У шостому розділі розроблено методичні підходи до розрахунку рам несучих систем методом мінімуму потенціальної енергії при динамічному навантаженні. Дослідження зведено до аналізу коливних процесів рамної конструкції, які виникають при транспортних переїздах навантажувача та під час виконання технологічного циклу. Особливу увагу приділено частотним характеристикам динамічного навантаження від збурюючих сил та запобіганню, у зв'язку з цим, появи резонансних явищ.

Для розв'язання поставлених задач про вплив коливних процесів на функціональну та несучу здатність запропоновано експериментально-теоретичні методи визначення власних частот рами за частотним спектром навантаженості, отриманим швидким перетворенням Фур'є (алгоритм Кулі-Тьюкі) та співставлення теоретичних результатів з даними кінцево-елементної моделі рами. Теоретичну складову методу представлено розрахунковою моделлю рами у вигляді кінцевих елементів із зосередженими масами й характеристиками жорсткостей (рис. 22). Раму розбито на 10 кінцевих елементів, на яку діють п'ять зосереджених мас. Їх значення визначаються за даними попереднього розділу.

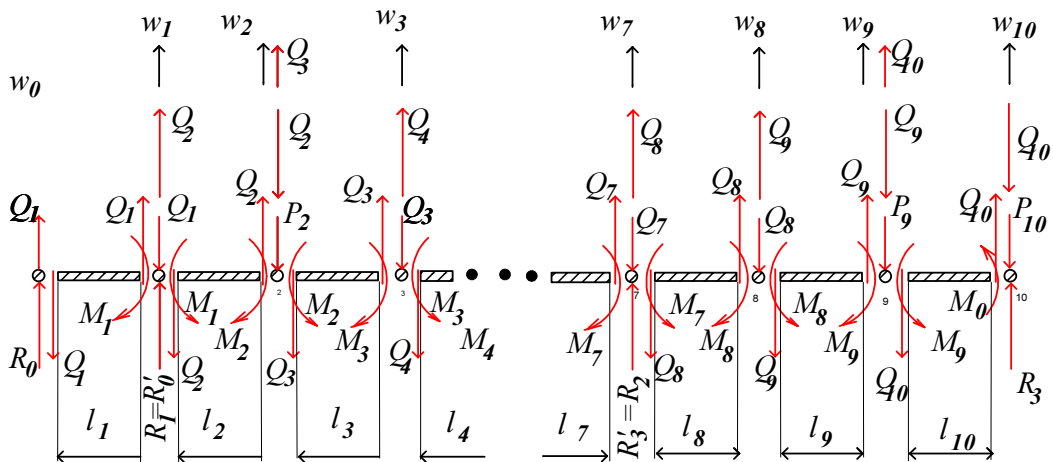


Рис. 22. Кінцево-елементна модель рами із зосередженими масами і пружними властивостями

Коливні процеси вивчаються на основі диференціального рівняння матричного виду для одинадцяти невідомих переміщень  $W_0, W_1, W_2, W_3, \dots, W_{10}$ :

$$\frac{d^2}{dt^2}(M \cdot W) = R \cdot W + D_1 \cdot K_1 \cdot W_1^0 + D_2 \cdot K_7 \cdot W_7^0, \quad (14)$$

яке отримано з очевидної системи п'яти диференціальних рівнянь у перерізах, де розміщено маси:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2 \cdot \frac{d^2 w_2}{dt^2} = Q_3 - Q_2; \\ m_4 \cdot \frac{d^2 w_4}{dt^2} = Q_5 - Q_4; \\ m_6 \cdot \frac{d^2 w_6}{dt^2} = Q_7 - Q_6; \\ m_9 \cdot \frac{d^2 w_9}{dt^2} = -\frac{1}{l_{10}} (l_1 \cdot Q_1 + l_2 \cdot Q_2 + l_3 \cdot Q_3 + l_4 \cdot Q_4 + l_5 \cdot Q_5 + l_6 \cdot Q_6 + l_7 \cdot Q_7 + l_8 \cdot Q_8 + l_9 \cdot Q_9) - Q_9; \\ m_9 \cdot \frac{d^2 w_{10}}{dt^2} = -\frac{1}{l_{10}} (l_1 \cdot Q_1 + l_2 \cdot Q_2 + l_3 \cdot Q_3 + l_4 \cdot Q_4 + l_5 \cdot Q_5 + l_6 \cdot Q_6 + l_7 \cdot Q_7 + l_8 \cdot Q_8 + l_9 \cdot Q_9) \end{array} \right. \quad (15)$$

та системи шести рівнянь поперечних сил, де маси дорівнюють нулю:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = 0; \\ -Q_1 + Q_2 - 2K_1 \cdot W_1 + K_1 \cdot W_1^0 = 0; \\ -Q_3 + Q_4 = 0; \\ -Q_5 + Q_6 = 0; \\ -Q_7 + Q_8 - 2K_7 \cdot W_7 + K_7 \cdot W_7^0 = 0; \\ -Q_8 + Q_9 = 0. \end{array} \right. \quad (16)$$

Власні частоти  $\omega_i$  коливань системи елементів рами знайдено із однорідного матричного рівняння (14). На його підставі отримано характеристичне рівняння п'ятого порядку відносно невідомих частот  $\omega_i^2$ :

$$\left\| \begin{array}{cccccc} R_{0,0} & R_{0,1} & R_{0,2} & \dots & R_{0,9} & R_{0,10} \\ R_{1,0} & R_{1,1} - 2K_1 & R_{1,2} & \dots & R_{1,9} & R_{1,10} \\ R_{2,0} & R_{2,1} & R_{2,2} - m_2 \omega^2 & \dots & R_{2,9} & R_{2,10} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{9,0} & R_{9,1} & R_{9,2} & \dots & R_{9,9} - m_9 \omega^2 & R_{9,10} \\ R_{10,0} & R_{10,1} & R_{10,2} & \dots & R_{10,9} & R_{10,10} - m_{10} \omega^2 \end{array} \right\| = 0 \quad (17)$$

Рівняння зі знаходження власних частот (17) розв'язано чисельними методами за спеціально розробленою програмою, за якою обчислювали визначник рівняння (17) і визначали ті частоти, при яких цей визначник переходив через нуль. За отриманим характеристичним рівнянням (17) знайдено п'ять власних частот коливання рами, а результати розв'язку записано в таблицю 6.

Експериментальні дослідження проводили для двох випадків: при розміщенні навантажувача на колесах і на виносних опорах. Для реєстрації коливних процесів використовували акселерометр із частотними характеристиками до 2000 Гц, який був закріплений на рамі.

Теоретичні та експериментальні дані значення власних частот  
рами навантажувача

Умови дослідження рами		Частоти, Гц				
		$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$
Теорія	На колесах	0,606	0,85	20,48	50,15	214,15
	На домкратах	0,810	2,60	16,81	45,81	163,0
Експеримент	На колесах	0,53	0,98	22,49	52,09	–
	На домкратах	0,71	2,83	15,7	47,13	–

Похибка теоретичних та експериментальних даних в умовах симетричного навантаження рами не перевищувала 13,2%.

Найбільшу небезпеку для рамної конструкції створюють резонансні процеси, при яких частота збуджень близька до однієї з власних частот об'єкту. Спектр частоти роботи двигуна знаходиться між власними частотами рами, які позначені як третя гармоніка (16–21 Гц) і четверта гармоніка (45–50 Гц).

При роботі навантажувача частота обертів двигуна може наближатися до однієї з власних частот рами. Це означає, що напруження в рамі будуть змінюватися зі зростаючою амплітудою. Резонансні явища призводять до зростання навантажень в елементах конструкцій, що негативно відображається на показниках надійності.

Щоб уникнути резонансних явищ в конструкції рами, запропоновано еластичні подушки при кріпленні двигуна.

У **сьомому** розділі описано результати впровадження аналітично-експериментальних методів оцінювання несучих систем на втомну довговічність і тріщиностійкість за металоємністю й регламентованим ресурсом роботи. В основу оцінювання ресурсу покладено принцип статистичного опрацювання результатів за запропонованим методом полігональних вузлів з отриманням даних про амплітуди циклу різного частотного характеру.

Розрахунки базувалися на діаграмах втомного руйнування рамних конструкцій (стадія зародження тріщини) і діаграми циклічної тріщиностійкості (стадія розповсюдження тріщини).

Колону маніпулятора розраховували з позицій тріщиностійкості. Аналізуючи поломки маніпулятора, можна стверджувати, що найслабшим місцем є галтельний перехід у зоні колони хвостовика. Кількість циклів навантаження  $N_p$  елемента з тріщиною визначали при рості поверхневої напівеліптичної тріщини в зоні галтельного переходу при досягненні критичної глибини:

$$N_p = \int_{a_0}^{a_k} \frac{da}{C(K_{I,пов})^n}, \quad (18)$$

де  $a_0$ ,  $a_k$  – початковий і граничний розміри півосі поверхневої напівеліптичної тріщини; для металу колони –  $a_0 = 0,3 - 0,5$  мм.



$K_{I,пов}$  – коефіцієнт інтенсивності напружень у найглибшій точці  $a$  поверхневої тріщини, МПа $\sqrt{м}$ ;

$C, n$  – параметри кінетичної діаграми втомного руйнування сталі 20ХН3А (константи матеріалу хвостовика колони).

Граничний розмір напівеліптичної тріщини, що поширюється в колоні, дорівнював 30% поперечного перетину або з умови  $K_{I,пов} < K_{fc}$ , де  $K_{fc}$  – циклічна в'язкість руйнування.

Параметри  $C, n$  матеріалу сталі 20ХН3А визначені експериментально на лабораторних зразках, випробуваних на спеціально сконструйованій установці за схемою чотириточкового згину. У нашому випадку  $C = 1,37 \cdot 10^{-11} \frac{м/цикл}{(МПа\sqrt{м})^n}$ ;  
 $n = 2,8$ .

При розрахунках КІН прийнято, що тріщина нормального відриву:

$$K_I = K_{Si} \cdot \sigma'_0 \sqrt{\pi a} \cdot F(\varepsilon), \quad (19)$$

де  $\sigma$  – номінальне напруження в бездефектному перетині, МПа;

$a$  – характерний розмір тріщини, м;

$F(\varepsilon)$  – поправкова функція, що залежить від геометрії тіла й умов навантаження;

$K_{Si}$  – теоретичний коефіцієнт концентрації в зоні потовщення хвостовика .

Оскільки тріщина зосереджується і розвивається у хвостовику в зоні концентратора напружень від одночасно діючих двох факторів: галтельний перехід з більшого діаметру на менший і термічний вплив зварки, то отримано модифіковані інтерполяційні поправкові функції, що враховують розподіл напружень в зоні концентрації.

На рис. 23 наведено результати розвитку тріщини у хвостовику колони від початкового розміру  $a_0$  до критичного  $a_k$ .

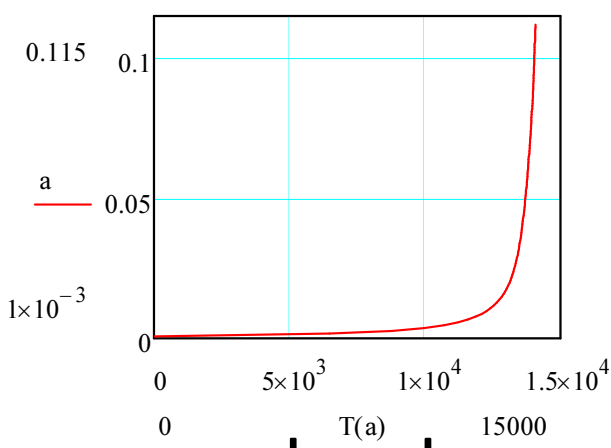


Рис. 23. Прогнозований ресурс роботи модернізованого хвостовика колони

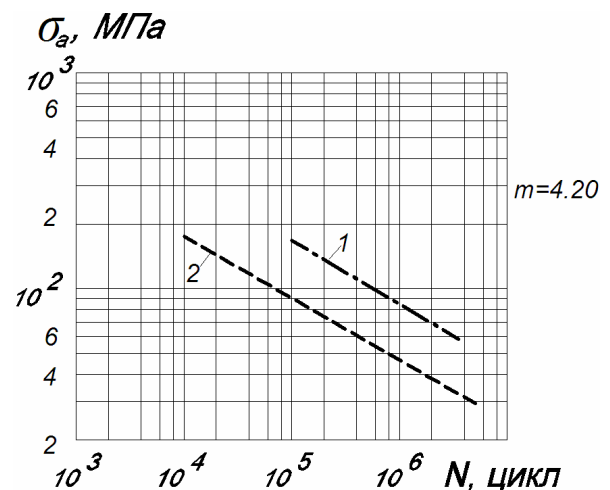


Рис. 24. Діаграма втомного руйнування рами навантажувача

Запропоновано збільшити радіус галтельного переходу у хвостовику колони з  $R=35$  мм до  $R=40$  мм, у результаті чого підвищено живучість маніпулятора на 8%.

Оцінено втомну довговічність рамної конструкції за номінальними напруженнями (рис. 24). Отримано криві циклічної втоми несучих рам навантажувача: бездефектної конструкції (пряма 1) і реальної рамної конструкції з допустимим дефектом (пряма 2). Розрахунок рамних конструкцій здійснено для рам навантажувача до та після модернізації. Проведено розрахунок втомної довговічності модернізованих рамних конструкцій при роботах грейферного навантажувача зі сінажем та при екскаваторних роботах. Відзначено, що довговічність рам при зменшенні напружень на 35% у найнебезпечнішому перерізі рами збільшилася практично у 6 разів. Розрахунки проведені для еквівалентних напружень  $\sigma_{\text{екв}} = 42,3$  МПа при роботі зі сінажем та при екскаваторних роботах  $\sigma_{\text{екв}} = 31,4$  МПа, вказують, що нормативна довговічність рам модернізованих грейферних навантажувачів буде забезпечена.

На основі теоретичних результатів попередніх розділів розглянуто відмінності циклічної зміни напружень при перенесенні вантажу та взаємодії робочого орану зі зв'язними матеріалами для базової і модернізованої рам. Розроблено алгоритм раціонального синтезу несучих конструкцій з гарантованим ресурсом роботи, основою якого є встановлення зв'язку у співвідношеннях між теоретичними даними напружень і даними нестационарних режимів навантажень.

У результаті комплексних розрахунково-експериментальних досліджень удосконалено раму грейферного навантажувача ПЕА-1А «Карпатець». Завдяки внесенню проектних змін довговічність рам досягла заданого терміну експлуатації (7 років).

## **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ**

Розроблено комплекс методів для оцінювання й покращення параметрів функціональних і несучих систем сільськогосподарських грейферних навантажувачів, що вирішує важливу наукову-технічну проблему. В основу цього покладені наступні результати:

1. Проведено комплексні дослідження у розробленні методів оцінювання функціональних та несучих параметрів сільськогосподарських грейферних навантажувачів, що дозволило встановити шляхи покращення їх роботи, напрацювати системний підхід до раціональних конструкторсько-пошукових рішень, що базуються на експериментально-теоретичних засадах.

2. Розроблено метод оцінювання кінематичних параметрів маніпулятора. На основі цього отримано критерії (1–3) визначення раціонального співвідношення ланок маніпулятора з урахуванням технології роботи грейферного навантажувача. Визначено раціональні співвідношення довжин стріла-надставка, які становлять 1,3–1,6 при роботі з поверхневими вантажами, і 0,6–0,8 – при роботі з матеріалами, що знаходяться нижче рівня землі.

3. Розроблено методика синтезу чотириланкового механізму маніпулятора для знаходження взаємного розміщення шарнірів на колоні, при яких стабільність величини зусилля гідроциліндра підйому знаходиться в межах  $\pm 10\%$ . Покращено параметри грейферного навантажувача ПГБ-1А, які дозволили знизити максимальні зусилля гідроциліндра підйому з 66 кН до 52 кН, тобто на 21%.

4. Запропоновано модель «маніпулятор – грейфер – зв'язний матеріал», на основі якої досліджено силові зусилля маніпулятора при завантаженні грейфером зв'язних матеріалів. Розкрито причини навантаженості маніпулятора, які пов'язані з зануренням грейфера у зв'язний матеріал, що виникає під час його забору щелепами і сягає 0,18–0,25 м залежно від типу матеріалу – сінаж, органічні добрива, глина. Проаналізовано шляхи ефективного зниження навантажень, запропоновано гідравлічний пристрій захисту і знайдено ефективне місце його встановлення. Використання гідравлічного пристрою за оригінальною схемою дозволило знизити на цих роботах тиск у гідроциліндрі стріли з 17,3 МПа до 4,0 МПа.

5. Експериментально доведено, що коливання робочого органу підвищують коефіцієнт динамічності додатково на 20–35%. Теоретично оцінено виникнення ударних навантажень у шарнірах грейфера при маятникових коливаннях робочого органу й запропоновано використання в шарнірах кріплення грейфера полімерних втулок. Для запобігання розгойдуванню введено пристрої – амортизатори.

6. Удосконалено технологію опрацювання даних дискретних цифрових сигналів при отриманні амплітуд циклічної навантаженості несучих систем, що у подальшому використано для побудови статистичних моделей експлуатаційного навантаження. Запропоновано метод «полігональних вузлів», який дозволяє відокремити сигнал навантаження на дві доріжки: низькочастотний з більшими амплітудами (доріжка 1) і високочастотний з меншими амплітудами (доріжка 2). Врахування високочастотних процесів зменшує довговічність на 8–15% при випадкових факторах навантаження й до 20–35% – при вібраційних процесах.

7. Розрахунок НДС рами проведено модифікованим методом мінімуму потенціальної енергії деформації, який розглядає раму як цілісну конструкцію, що навантажена поворотним маніпулятором. Отримані результати розрахунку забезпечили вибір оптимальних варіантів рами, запропоновано варіанти рам навантажувачів із введенням підсилених елементів у вигляді поперечних траверс. У модернізованій рамі досягнуто зниження максимальних напружень до 21%.

8. В основу динамічного розрахунку рами покладено розвинений в роботі варіант методу кінцевих елементів стосовно розрахунку рамних конструкцій. Застосування принципів методу мінімуму потенціальної енергії при динамічному навантаженні дозволило розробити кінцево-елементну модель рами (14–16) при визначенні її НДС у мовах коливань.

9. Розроблено експериментально-теоретичні методи визначення власних частот коливання рами за частотним спектром навантаженості, отриманим швидким перетворенням Фур'є (алгоритм Кулі-Тьюкі) й порівняння теоретичних результатів з кінцево-елементною моделлю рами. Встановлено, що частота вимушених коливань від двигуна знаходиться між третьою (16–21 Гц) і четвертою (45 – 50 Гц) власними частотами рами. Для недопущення резонансних явищ в конструкції рами запропоновано еластичні подушки при кріпленні двигуна.

10. В умовах виконання напівнатурних експериментів застосовано нові підходи у дослідженні кінетики розвитку втомних тріщин на основі цифрової моделі. Досліджено кінетику розвитку втомних тріщин із використанням цифрових 3D-моделей і встановлено співвідношення геометричних параметрів тріщини, які використовувалися для визначення КІН.

11. На основі проведених досліджень здійснено оцінювання втомної довговічності хвостовика колони маніпулятора на стадії розповсюдження втомної тріщини. Запропоновано збільшити радіус галтельного переходу у хвостовику колони, у результаті чого підвищено живучість маніпулятора на 8%.

12. У результаті комплексних розрахунково-експериментальних досліджень роботи навантажувача з сільськогосподарськими матеріалами розроблено алгоритм раціонального синтезу несучих конструкцій з гарантованим ресурсом роботи. На підставі алгоритму удосконалено раму грейферного навантажувача ПЕА-1А «Карпатець». Конструкція такої модернізованої рами впроваджена у виробництво на ВАТ «Коломиясільмаш». За рахунок внесення проектних змін довговічність рам досягла заданого терміну експлуатації (7 років).

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Ріпецький, Є.Й. Конструктивні та кінематичні особливості маніпулятора сільськогосподарських грейферних навантажувачів [Текст] / Є.Й. Ріпецький, Т.І. Рибак, І.Ф. Зарічний // Збірник наукових праць ЛДТУ «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, ЛДТУ, 2007. – Вип. 15. – С. 235 – 238.
2. Ріпецький, Є.Й. Експлуатаційні характеристики сільськогосподарських грейферних навантажувачів випуску ВАТ «Коломиясільмаш» [Текст] / Є.Й. Ріпецький, Т.І. Рибак, І.Ф. Зарічний // Вісник ХНТУ «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків. – 2007. – Вип. 51. – С. 218 – 222.
3. Ефекти блокування лімітуючої негельмгольцевої ємності в нанопористих і нанокомпозитних структурах та їх застосування для створення зміннострумових суперконденсаторів [Текст] / І.І. Григорчак, В.З. Каліцінський, Є.Й. Ріпецький, М.М. Міцов // Вісник Національного ун-ту «Львівська політехніка». – 2007. – № 592. – С. 72 – 79.
4. Термодинамика, кинетика интеркаляции и применение бентонита [Текст] / Б.П. Бахматюк, И.И. Григорчак, А.Ю. Пидлужная, Е.И. Рипецкий // Неорган. материалы. – 2007. – Т. 43, № 5. – С. 611 – 615.
5. Аналітичні методи оцінки тримкої здатності конструкції сільгоспмашин [Текст] / Є.Й. Ріпецький, Т.І. Рибак, В.Т. Костюк, О.В. Ферендюк // Вісник ХНТУ «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків. – 2008. – Вип. 69. – С. 65 – 70.
6. Рибак, Т.І. Застосування модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації при розрахунку несучих систем сільськогосподарських машин в динамічній постановці задачі [Текст] / Т.І. Рибак, М.Я. Сташків, Є.Й. Ріпецький // Вісник ХНТУ «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» – Харків. – 2008. – Вип. 69. – С. 85 – 91.
7. Ріпецький, Є.Й. Тенденції розвитку конструкцій універсальних навантажувачів з поворотною стрілою [Текст] / Є.Й. Ріпецький, І.Ф. Зарічний, М.І. Підгірський // Вісник ХНТУ «Технічний сервіс АПК, техніка та технологія у сільськогосподарському машинобудуванні». – Харків. – 2009. – Вип. 76. – С. 353 – 356.

8. Рибак, Т.І. Комплексна методика досліджень навантажувальних режимів модернізованих навантажувачів-екскаваторів ПЕА-1,0 [Текст] / Т.І. Рибак, Є.Й. Ріпецький, М.І. Підгурський // Вісник ХНТУ «Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технологія лісового комплексу». – Харків. – 2010. – Вип. 94. – С. 206 – 210.
9. Ріпецький, Є.Й. Вплив пружності опор несучої рами на її завантаженість [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Вісник ХНТУ «Проблеми технічної експлуатації машин». – Харків. – 2011. – Вип. 109. – С. 204 – 210.
10. Ріпецький, Є.Й. Автоматизований розрахунок стійкості грейферних навантажувачів на основі просторового аналізу [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: Вид-во РВВ НЛТУ України, 2011. – Вип. 21.4. – С. 323 – 329.
11. Ріпецький, Є. Визначення жорсткості опорних домкратів на основі їх кінематичної подібності для грейферних навантажувачів [Текст] / Є. Ріпецький // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, №2. – С. 77 – 83.
12. Пошукове конструювання на сучасному розвитку експериментальних засобів та аналітичних досягнень – концептуальна триєдина модель [Текст] / Т. Рибак, П. Попович, А. Бабій, Є. Ріпецький // Вісник ТНТУ.– 2011. – Спец. випуск. – Част. 2. – С. 164 – 72.
13. Ріпецький, Є.Й. Застосування геодезичних вимірів в експериментальних дослідженнях переміщень рами навантажувача [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Національний вісник НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21; 17. – С. 128 – 132.
14. Метрологічне забезпечення експериментальних досліджень динаміки грейферних навантажувачів [Текст] / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, Є.Й. Ріпецький, М.Я. Сташків. П.В. Паламарчук // Вісник Львівського національного університету. Агро. – Львів. – 2011. Інженерні дослідження №15. – С. 151 – 158.
15. Ріпецький, Є. Обґрунтування пружних характеристик опор у моделі грейферного навантажувача при роботі з маніпулятором на основі масивів дискретних даних [Текст] / Є. Ріпецький, Р. Ріпецький // Вісник ТНТУ. Машинобудування. Автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. – 2011. – Т. 16, №3. – С. 101 – 108.
16. Ріпецький, Є.Й. Визначення оптимального кінематичного співвідношення ланок маніпулятора грейферного навантажувача з урахуванням режимів роботи [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Вісник ХНТУ «Технічні системи і технології тваринництва». – Харків. – 2012. – Вип. 120. – С. 410 – 417.
17. Рибак, Т. Напружено-деформований стан несучої системи грейферного навантажувача ПЕА-1А [Текст] / Т. Рибак, Є. Ріпецький, С. Сікорський // Вісник ТНТУ. Машинобудування. Автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. – 2012. – Т. 66, № 2. – С. 97 – 107.
18. Ріпецький, Є.Й. Особливості силового навантаження маніпулятора за взаємодії грейфера з матеріалом [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Вісник Львівського національного університету. Агро. – Львів. – 2012. Інженерні дослідження №16. – С. 119 – 126.
19. Ріпецький, Є.Й. Експериментальна оцінка узагальнених жорсткостей опор грейферних навантажувачів [Текст] / Є.Й. Ріпецький, Р.Й. Ріпецький //

- Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ. – Вип. 2. – 2012. – С. 102 – 110.
20. Зубков, В. Обґрунтування технологічної доцільності сепарації коренобульбоплодів у блоковому псевдозрідженому шарі [Текст] / В. Зубков, Є. Ріпецький // Вісник ТНТУ. Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. – 2012. – Т. 67, № 3. – С. 255 – 260.
  21. Рибак, Т. Удосконалення методики оцінки ресурсу роботи несучих систем сільськогосподарських машин [Текст] / Т. Рибак, Є. Ріпецький, Т. Довбуш. // Вісник ТНТУ. Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. – 2012. – Т. 68, № 4. – С. 107 – 113.
  22. Ріпецький, Є.Й. Наукова концепція проектування сільськогосподарських грейферних навантажувачів [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць: – Львів: Вид-во РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 22.13. – С. 127 – 131.
  23. Рибак, Т. Триєдина модель пошукового конструювання мобільних сільськогосподарських машин [Текст] / Т. Рибак, Є. Ріпецький, О. Ферендюк // Машинознавство. – 2012. – №1 (175). – С. 23 – 27.
  24. Рибак, Т. Ефективність модифікацій енергетичних методів для оцінки працездатності сільськогосподарських машин [Текст] / Т. Рибак, Є. Ріпецький, Т. Довбуш. // Машинознавство. – 2012. – № 2 (176) – С. 32 – 35.
  25. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 33031. Триєдина модель пошукового конструювання сільськогосподарських машин [Текст] / Рибак Т.І., Бабій А.В., Ріпецький Є.Й.; заявник і патентовласник Тернопільський державн. технічн. університет ім. І. Пулюя; заявл. 29.04.10; опубл.: авторське право і суміжні права. – Київ, 2010, Бюл. № 21.
  26. Ріпецький, Є.Й. Використання методів ГІС для аналізу напруженого стану металоконструкцій [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Сучасні методи прогнозування та управління процесами техногенного і природного походження з використанням геоінформаційних систем: міжн. наук.-практ.конф., 10 грудня 2009 р.: тези доп. – Коломия: ІУПР. – 2009. – С. 89 – 93.
  27. Окремі аспекти використання ГІС-технологій в управлінні сільськогосподарською технікою [Текст] / І.А. Шувар, Є.Й. Ріпецький, Р.Й. Ріпецький, І.І. Гереджук // Інноваційно-інвестиційна діяльність у сфері земельних відносин як основа реформування соціально-економічного розвитку Прикарпаття: Міжн. наук.-практ. конф., 25 листопада 2010 р.: тези доп. – Коломия: ІУПР. – 2010. – С. 61 – 65.
  28. Підгурський, М. Оцінка впливу дефектності зварних з'єднань на довговічність конструкцій мобільних машин [Текст] / М. Підгурський, Б. Татарин, Є. Ріпецький // Праці за матеріалами Другої міжнар. наук.-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення й експлуатації машинобудівних конструкцій», присвяченої 40-річчю Західного наукового центру Національної академії наук України, 11 – 13 листопада 2010 р. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 68 – 70.
  29. Ріпецький, Є. Концепція експериментально-теоретичних досліджень динаміки грейферних навантажувачів [Текст] / Є. Ріпецький, М. Підгурський, П. Паламарчук // Зб. наук. праць за матеріалами десятого міжн. симпозіуму

- українських інженерів-механіків у Львові, 25–27 травня 2011р. – Львів: КІРПАТРИ ЛТД, 2011. – С. 365 – 366.
30. Дослідження живучості важконавантажених несучих систем [Текст] / Т. Рибак, А. Бабій, П. Попович, Є. Ріпецький // Зб. наук. праць за матеріалами Десятого міжн. симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові, 25 – 27 травня 2011р. – Львів: КІРПАТРИ ЛТД 2011. – С. 59 – 60.
  31. Ріпецький, Р.Й. Статистична лінеаризація пружних параметрів опори рами в математичній моделі навантажувача [Текст] / Р.Й. Ріпецький, Є.Й. Ріпецький // Зб. наук. праць за матеріалами Всеукраїнської наукової конференції «Прикладні задачі математики», 13 – 15 жовтня 2011 р. – Яремче. – 2011. – С. 100 – 102.
  32. Ріпецький, Є.Й. Збір та обробка геодезичних даних в експериментальних дослідженнях грейферного навантажувача [Текст] / Є.Й. Ріпецький, І.І. Гереджук, В.Д. Ілюк // Зб. наук. праць за матеріалами наук.-практ. конференції «Суспільно-економічні відносини та стратегія інноваційної діяльності у період реформування аграрної сфери економіки», 16 грудня 2011р. – Коломия: ІУПР. – 2011. – С. 69 – 74.
  33. Ріпецький, Є.Й. Отримання статистичної моделі експлуатаційного навантаження мобільних машин з використанням інформаційних технологій збору та оброблення даних [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Зб. наук. праць за матеріалами Третьої міжнар. наук.-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 7 – 9 листопада 2012 р. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2012. – С. 96 – 97.
  34. Рибак, Т. Триєдина модель пошукового конструювання мобільних сільськогосподарських машин [Текст] / Т. Рибак, Є. Ріпецький, О. Ферендюк // Зб. наук. праць за матеріалами Третьої міжнар. наук.-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 7 – 9 листопада 2012 р. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2012. – С. 8 – 9.
  35. Ріпецький, Є.Й. Адаптація методів фотограмметрії при побудові цифрової 3D-моделі тріщини металу [Текст] / Є.Й. Ріпецький, О.М. Іванчук, І.І. Гереджук // Зб. наук. праць за матеріалами наук.-практ. конф. «Землекористування та розвиток земельних відносин в умовах аграрної реформи», 11 грудня 2012 р.: тези доп. – Коломия: ІУПР. – 2012. – С. 78 –82

## АНОТАЦІЯ

***Ріпецький Є.Й.* Методи оцінки й покращення параметрів функціональних та несучих систем сільськогосподарських грейферних навантажувачів.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2013.

У дисертаційній роботі розроблено комплексні аналітично-

експериментальні підходи для розв'язування важливої науково-технічної проблеми з покращення якості і підвищення ресурсу грейферних сільськогосподарських навантажувачів.

Теоретичні дослідження процесів перенесення вантажів, силової взаємодії робочих органів зі зв'язними матеріалами, динамічної навантаженості маніпулятора і рамної конструкції, а також коливних процесів у несучих системах та гідроприводі виконано на основі різного класу моделей.

Сформульовано критерії оптимального співвідношення довжин ланок маніпулятора й умови синтезу чотириланкового механізму підйому для визначення його раціональних параметрів. Розроблено методику раціонального конструювання рами навантажувача з урахуванням кососиметричного навантаження від маніпулятора.

В експериментальних дослідженнях було застосовано сучасні технології збирання та опрацювання інформації з фіксацією результатів у числові формати.

Отримано аналітичні вирази КІН для визначення граничного стану хвостовика колони з урахуванням змінних факторів силового навантаження.

Розрахунок на довговічність та живучість проведено із використанням даних статистичних моделей експлуатаційного навантаження.

За результатами роботи отримано інженерну методику раціонального конструювання несучих систем грейферних навантажувачів з гарантованим ресурсом роботи.

*Ключові слова:* грейферні навантажувачі, несучі рами, грейфер, маніпулятор, домкрати, експлуатаційне навантаження, тріщина, ресурс, експериментально-теоретичні методи.

## АННОТАЦІЯ

***Рипецкий Е.И.* Методы оценки и улучшение параметров функциональных и несущих систем сельскохозяйственных грейферных погрузчиков. – Рукопись.**

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 – Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2013.

В диссертационной работе предложены комплексные аналитико-экспериментальные подходы для решения важной научно-технической проблемы по улучшению качества и увеличения ресурса работы грейферных сельскохозяйственных погрузчиков.

Теоретические исследования процессов переноса грузов, силового взаимодействия рабочих органов со связными сельскохозяйственными материалами, динамической нагруженностью маніпулятора и рамной конструкции, а также колебательных процессов в несущих системах и гидроприводе выполнены на основе различных моделей.

Разработаны методы улучшения кинематических и силовых параметров маніпулятора по характеристикам его рабочей зоны и технологии выполнения работ.



Сформулированы критерии оптимального соотношения длин звеньев манипулятора и условия синтеза четырехзвенного механизма подъема для определения его рациональных параметров. Достигнута стабильность величины усилия при подъеме грузов с допустимым отклонением  $\pm 10\%$ , что привело к снижению максимальной нагруженности на 21%. Значительно снижены силовые усилия на манипулятор при загрузке связных материалов рабочим органом путем применения гидравлических устройств защиты. Использование данных устройств за оригинальной схемой привело к снижению давления в гидроцилиндре стрелы с 17,3 МПа до 4,0 МПа.

В экспериментальных исследованиях использовано современные технологии сбора и обработки информации с фиксацией в числовые форматы данных. Усовершенствовано технологию обработки цифровых дискретных данных с выделением амплитуд циклической нагруженности несущих систем, используемых в дальнейшем для формирования статистических моделей эксплуатационного нагружения. Показано, что учет высокочастотных процессов дает уменьшение долговечности на 8 – 15% при случайных факторах нагружения и до 20 – 35% – в случае вибрационных процессов. Приведены частотные характеристики процесса нагружения, полученные быстрым преобразованием Фурье в специальных программных продуктах.

Проведение полунатурных экспериментов позволило реализовать новые подходы в исследовании кинетики развития усталостных трещин на основании ее цифровой 3D-модели. Установлено соотношение геометрических параметров трещины, которое используется для определения КИН.

Предложены методы исследования эксплуатационных характеристик манипулятора на основе математической модели его динамического нагружения с учетом маятниковых колебаний рабочего органа. Показано, что факторами увеличения динамической нагруженности на 20–30% являются раскачивание грейфера, что подтверждено экспериментальными исследованиями. Теоретически доказано возникновение ударных нагрузок в шарнирах крепления грейфера и предложено использование в шарнирах полимерных втулок. Для предотвращения произвольного раскачивания рабочего органа в конструкцию введено специальное приспособление – амортизатор.

Расчет напряженно-деформированного состояния рамы проведен с использованием метода минимума потенциальной энергии деформации в его модифицированном варианте. Достигнут эффект получения более простых уравнений с одновременным сохранением надлежащей точности расчета. В модернизированном варианте конструкции рамы введены усиливающие элементы в виде дополнительной поперечины, что позволило снизить максимальные напряжения до 27%.

Применение метода конечных элементов при динамическом нагружении позволило разработать конечно-элементную модель рамы для определения ее НДС в условиях колебаний.

Расчеты на долговечность и живучесть проведены с использованием данных статистических моделей эксплуатационного нагружения для работы грейферных погрузчиков в условиях сельского хозяйства.

На основании проведенных исследований осуществлено оценку

усталостной долговечности хвостовика колонны манипулятора на стадии развития и распространения трещины. Предложено увеличить радиус галтельного перехода в хвостовике колонны, в результате чего живучесть манипулятора увеличивается на 8%.

За результатами комплексных теоретико-экспериментальных исследований была усовершенствована рама грейферного сельскохозяйственного погрузчика ПЕА-1А «Карпатець». За счет внесения изменений долговечность рам достигла заданного срока эксплуатации (7 лет).

По результатам работы получена инженерная методика рационального конструирования несущих систем грейферных погрузчиков с гарантированным ресурсом работы.

*Ключевые слова:* грейферный погрузчик, несущая рама, грейфер, манипулятор, домкраты, эксплуатационные нагрузки, трещина, ресурс, экспериментально-теоретические методы.

## SUMMARY

***Ripetskyi E.Y. Evaluating and improving methods for functional and load-carrying systems of agriculture grab loaders.*** – Manuscript.

The thesis submitted for the scientific degree of Doctor of Sciences (Engineering) in speciality 05.05.11 – Machines and mechanization means of agricultural production. – Ternopil Ivan Pul'uj State Technical University, Ternopil, 2013.

The doctoral thesis presents developed comprehensive analytical and experimental approaches to solve paramount scientific and technical problem about quality boost and service life increase for agriculture grab loaders.

Theoretical researches of load transfer processes, force interaction between functioning units and binding agents, dynamic load of manipulator and frame constructions as well as oscillation processes in load-carrying systems and hydraulic actuator have been carried out on the basis of different class models.

There have been developed methods that assess and increase manipulator kinematic and power parameters on the basis of its working area indexes and work performance technology. Criteria for optimal ratio between manipulator link lengths and synthesis condition of four-link lifting mechanism to define its rational parameters have been formulated.

The experimental research relied on modern techniques of data collection and processing. All the results have been recorded in a digital form.

Obtained analytical SIF expressions have been used to detect limiting boundary state of column shank with an allowance of variable power load factors. Calculations for service life and operability have been conducted applying these statistical working load models. On the basis of the research results we have obtained engineering methodology to construct carrying load systems for grab loads rationally with warranted service life.

*Key words:* grab loads, bearer frames, grab, manipulator, jack, working loads, crack, resource, experimental and theoretical methods.

Підписано до друку 16.09.2013 р.  
Папір ксероксний Times New Roman  
Обл. вид. арк. 2,8  
Наклад 100 прим. Зам. № 2202

Видавництво Тернопільського національного  
технічного університету імені Івана Пулюя

вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001