

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

АНДРЕЄВ Юрій Михайлович

УДК 519.682.6

**РОЗРОБКА АНАЛІТИЧНИХ КОМП'ЮТЕРНИХ МЕТОДІВ
АНАЛІЗУ ТА СИНТЕЗУ ДИНАМІКИ МАШИН**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2009

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі теоретичної механіки в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий консультант доктор технічних наук, професор
Морачковський Олег Костянтинович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,
завідувач кафедри теоретичної механіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Зіньковський Анатолій Павлович,
Інститут проблем міцності
ім. Г.С. Писаренка НАН України, м. Київ,
завідувач відділом коливань та
вібраційної надійності;

доктор технічних наук, професор
Грищак Віктор Захарович,
Запорізький національний університет,
м. Запоріжжя, завідувач кафедри прикладної
математики і механіки;

доктор технічних наук, професор
Ткачук Микола Анатолійович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,
завідувач кафедри теорії і систем
автоматизованого проектування
механізмів та машин.

Захист відбудеться « 17 » червня 2009 р. о 14-30 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий « 8 » травня 2009 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

В.Г. Сукіасов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Визначення динамічних властивостей технологічних, енергетичних, транспортних машин та інших технічних систем складної конфігурації з урахуванням реальних умов експлуатації, а також тенденцій до скорочення строків, що відводяться для створення нової техніки, є необхідною умовою забезпечення їх подальшого надійного функціонування. Це вимагає побудови ускладнених динамічних моделей таких систем, яка полягає у збільшенні числа ступенів вільностей, уточнення моделювання діючих сил з урахуванням їх фізичної природи. Складність дослідження динамічних процесів полягає в неможливості точного аналітичного аналізу, оскільки їх, як правило, описують системами диференціальних або диференціально-алгебраїчних рівнянь, найчастіше нелінійних, рішення яких в явному виді одержати у більшості випадків неможливо. Існуючі чисельні методи, які широко застосовують в задачах динаміки та міцності машин, - початкових параметрів, динамічних жорсткостей або скінчених елементів – навіть при сучасному рівні розвитку обчислювальної техніки не дозволяють здійснити повний опис всіх аспектів динамічної поведінки технічних об'єктів, в першу чергу, в галузях машинобудування, з урахуванням їхньої складної структури й особливостей в'язей поміж складовими елементами, зокрема, нестационарних та неголономних.

Багато сучасних об'єктів техніки, наприклад, силові передачі транспортних машин з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), автомобілі та гусеничні машини, підйомно-транспортні та сільськогосподарські машини, а також верстати, маніпулятори роботів, космічні апарати та інші технічні системи, повинні розглядатися з урахуванням різноманітних, перш за все, просторових рухів їхніх частин. На теперішній час найбільш ефективно це можна здійснити, якщо моделювати динамічні процеси за допомогою систем багатьох твердих тіл (multibody system) або у більш широкому розумінні - дискретних систем складної структури із довільними в'язями. Вони дозволяють, по-перше, провести більш адекватне моделювання сил взаємодії твердих та деформівних тіл, а саме, інерційних, пружних, дисипативних та інших, що мають різну фізичну природу. По-друге, у рамках однієї механічної системи розглянути різні види руху її елементів, насамперед, просторові, з урахуванням накладених на них геометричних і кінематичних в'язей. По-третє, здійснити розв'язування задач аналізу динамічних процесів, що протікають у таких системах, з визначенням законів руху будь-яких їхніх складових частин разом із визначенням положень рівноваги, початкових і поточних конфігурацій тіл системи та їхнього силового забезпечення. В-четвертих, на етапі проектування провести обчислювальні експерименти при варіюванні значень невідомих параметрів системи, а, можливо, та її структури, що є характерним для задач параметричного і структурного синтезу.

Існуючі методологічні підходи до вирішення задач динамічного аналізу об'єктів техніки, як свідчить огляд результатів сучасних наукових досліджень, не задовольняють з точки зору ефективності й універсальності, що розуміють тут як можливість автоматичного одержання компактних в обчислювальному аспекті рівнянь руху в різних координатах і псевдокоординатах на базі мінімальних даних і проведення комплексних розрахунків динамічних властивостей процесів широкого кола механічних систем.

Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин та інших технічних систем, а також комплексне комп'ютерне автоматизоване дослідження їх динаміки з метою встановлення закономірностей впливу характерних особливостей структури, зміни параметрів на основі використання дискретних моделей складної структури з великою кількістю ступенів вільностей є актуальною та важливою науково-практичною проблемою динаміки та міцності машин, приладів та апаратури. Особливо це стосується досліджень перехідних процесів і коливань у силових передачах транспортних машин з урахуванням процесів в системі згоряння двигунів і для розв'язання задач віброізоляції технічних об'єктів, при аналізі динаміки підйомно-транспортних машин, маніпуляторів і космічних об'єктів, де необхідно розглядати складні просторові рухи твердих і пружних тіл, що супро-

воджуються відносно малими коливаннями несучих частин, і задовольняти високим вимогам до точності позиціонування в умовах істотного підвищення ролі сил інерції та високої продуктивності технологічних операцій. Все це складає напрямок дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота зроблена на кафедрі теоретичної механіки НТУ «ХПІ» при виконанні науково-дослідних робіт за госпдоговірною темою: «Розробка теоретичних основ і розрахунків динаміки двигунів і трансмісій промислових тракторів» (замовник – Чебоксарський завод промислових тракторів, № ДР 0187.0003585, здобувач - виконавець окремих розділів), за держбюджетними темами МОН України: «Створення методів аналізу нелінійних динамічних процесів, біфуркацій і повзучості в тонкостінних конструкціях» (№ ДР 0103U001486, здобувач - виконавець окремих розділів), «Створення методів аналізу нелінійної динаміки й повзучості деформованих тіл і дискретних систем» (№ ДР 0106U001465, здобувач - відповідальний виконавець).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка аналітичних комп'ютерних методів і створення програмних засобів на основі спеціальної системи комп'ютерної алгебри (ССКА) розрахунку динамічних процесів у дискретних системах загального виду, що моделюють енергетичні, транспортні, технологічні машини та інші технічні системи, і розв'язання за їхньою допомогою прикладних завдань аналізу та синтезу динаміки різноманітних технічних об'єктів на предмет встановлення нових закономірностей впливу характерних особливостей структури та зміни параметрів на динамічні процеси, які виникають у реальних умовах експлуатації.

Для досягнення сформульованої мети в дисертації були поставлені наступні завдання:

1) створити обґрунтовану теорію розрахунку динамічних процесів у дискретних системах із застосуванням аналітичних комп'ютерних методів й програмних засобів у вигляді спеціальної системи комп'ютерної алгебри;

2) розробити універсальний аналітичний опис та ефективні алгоритми автоматичного комп'ютерного формування методами аналітичної механіки в узагальнених і псевдокоординатах рівнянь динаміки технологічних, енергетичних, транспортних машин і технічних систем, що розглядаються як голономні, неголономні, стаціонарні та нестаціонарні дискретні системи складної структури з довільними в'язями при плоскому та просторовому русі в умовах квазістатичних й динамічних навантажень;

3) провести розрахунки динамічних процесів у конструктивних елементах широкого класу машин і технічних систем на основі використання розробленої ССКА та здійснити порівняння їхніх результатів із відомими аналітичними й числовими даними;

4) отримати аналітичні та кількісні оцінки ефективності рівнянь динаміки машин, приладів і апаратів, що автоматично формуються комп'ютером, за допомогою розроблених методів, порівняти їх з відомими;

5) вирішити на розробленій теоретичній основі із застосуванням аналітичних комп'ютерних методів і програмних засобів прикладні задачі розрахунків динамічних процесів для аналізу та синтезу конструкцій, машин, приладів і апаратів сучасної техніки, а саме:

- аналіз коливань і перехідних процесів у силових передачах з ДВЗ;
- аналіз динамічних процесів у стержньових і балочних конструкціях;
- аналіз та синтез динаміки маніпуляційних систем;
- розв'язання задач віброізоляції транспортних засобів і висотних споруд;
- синтез систем з кулачковими механізмами, стрілових приладів портових кранів і систем підвіски сільськогосподарських машин;
- аналіз перехідних та ударних процесів у космічних конструкціях і в контейнерах для транспортування високоактивних відходів АЕС.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси у дискретних механічних системах при плоскому та просторовому русі в умовах квазістатичних й динамічних навантажень, якими моделюються енергетичні, технологічні, транспортні машини та технічні системи складної структури, з урахуванням в'язей між елементами, у тому числі, неголономних, нестаціонарних, неутримуючих.

Предметом дослідження є розроблені аналітичні комп'ютерні методи розрахунку коливань, стаціонарних, ударних і перехідних динамічних процесів у дискретних механічних моделях складних енергетичних, технологічних, транспортних машин та інших технічних систем.

Методи дослідження. Всі теоретичні висновки дисертації засновані на фундаментальних положеннях аналітичної механіки, прикладній теорії коливань та удару. При створенні ССКА та програмних засобів використані методи об'єктно-орієнтованого програмування та візуального проектування програм. Для аналітичного визначення інерційних характеристик тіл по геометричних параметрах їхніх частин реалізований метод Фаворіна. При розв'язанні повної проблеми власних значень і векторів дійсних і комплексних симетричних матриць у задачах аналізу малих лінійних коливань використані обчислювальні алгоритми - Якобі, QL і Холецького. Приведення динамічних рівнянь до форми Коші здійснюється методом Краута. Чисельне інтегрування таких рівнянь проводиться методами Рунге-Кутта з автоматизованим вибором кроку й Адамса.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розробці нового аналітичного комп'ютерного методу аналізу динамічних процесів дискретних механічних систем на основі загального варіаційного принципу механіки та програмних засобів його реалізації у вигляді спеціальної системи комп'ютерної алгебри, використання яких на основі розв'язку задач аналізу та синтезу широкого класу технічних систем дозволило встановити нові закономірності, а саме:

- вимушених коливань і перехідних процесів у силових передачах з ДВЗ з урахуванням процесів у системі згоряння, які полягають у тому, що при порушенні процесу згоряння та внаслідок цього зменшується пик індикаторної діаграми в одному з циліндрів і зростає амплітуда першої гармоніки збудження коливань силової передачі, що треба враховувати при відстройці системи від резонансів;

- віброізоляції висотних споруд і транспортних засобів, що взаємодіють із твердими тілами й здатні проявляти неголономність в'язей при просторовому русі, на основі яких показано, що використання кульового віброгасника еквівалентно застосуванню антивібратора, якій налаштовано на найнижчі частоти;

- перехідних та ударних процесів, що відбуваються у стержньових і балочних конструкціях транспортних систем, у космічних конструкціях і в контейнерах для транспортування високоактивних відходів АЕС з одночасним розв'язанням задач силового забезпечення положень рівноваги та заданих рухів, пошуку початкових і поточних конфігурацій тіл;

- динаміки маніпуляційних систем з урахуванням складних просторових рухів їхніх ланок, які супроводжуються коливаннями, що дозволило в умовах істотного підвищення ролі сил інерції визначити приводні сили з урахуванням обходу перешкоди, які задовольняють високим вимогам до точності позиціонування;

- параметричного та структурного синтезу на етапі проектування нових кулачкових механізмів, зубчастих рейок стрілових пристроїв портових кранів і систем підвіски сільськогосподарських машин у рамках однієї механічної системи з урахуванням накладених різних геометричних і кінематичних в'язей та зміни структури.

Практичне значення одержаних результатів. Теоретичні результати роботи можуть бути використаними при створенні нових аналітичних комп'ютерних методів розрахунку динаміки машин і технічних систем, а програмні продукти – у практиці машинобудівних проектно-конструкторських і науково-дослідних установ для аналізу й синтезу сучасної і нової техніки на стадіях проектування, доводки, виробництва та експлуатації.

Результати роботи використано при проведенні фундаментальних наукових дослідженнях, проведених на кафедрі теоретичної механіки НТУ «ХП» - розрахунки динаміки робототехнічних маніпуляційних систем та інших систем з нестационарними, неголономними, неутримуючими в'язями, а також у прикладних науково-технічних роботах для ряду промислових підприємств і науково-дослідних організацій: КБСД ДП «Завод імені Малишева» (м. Харків) – програмні засоби для розрахунків коливань і перехідних процесів у силових

передачах з ДВЗ; машинобудівного підприємства «УКР.АГРО-СЕРВІС» (м. Харків) – механічні моделі та результати розрахунків динамічних процесів при кінематичному збудженні від комбайну та нерівностей ґрунту для обґрунтування працездатності базових конструкторських рішень і суттєвих змін у проекті конструкції жниварок; Національного наукового центру «Харківський фізико-технічний інститут» (ННЦ «ХФТІ», м. Харків) – метод і результати аналізу міцності, дані розрахунків ударних взаємодій з в'язко-пружними перешкодами, висновки та рекомендації щодо проектування контейнеру-упаковки для високоактивних радіаційних відходів атомних станцій; Чебоксарського заводу промислових тракторів (м. Чебоксари, Росія) – експлуатація розроблених програмних засобів і проведення серії розрахунків динаміки силових передач промислових тракторів та інших систем.

Отримані результати досліджень знайшли впровадження у навчальному процесі кафедр НТУ «ХПІ», Клайпедському морехідному інституті (Литовська республіка), Чуваському державному університеті (Росія).

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати дисертації, які виносяться на захист, одержано здобувачем самостійно, серед них: аналітичні алгоритми формування рівнянь руху голономних і неголономних стаціонарних і нестаціонарних дискретних систем в узагальнених і псевдокоординатах без використання формалізмів Лагранжа або Аппеля, безпосередньо на базі варіаційного принципу д'Аламбера-Лагранжа; єдиний опис моделей і задач аналізу кінематики, статички, динаміки та кінетостатички, вільних і вимушених коливань структурно складних систем; реалізація комплексного методу рішення задач динамічного аналізу, що передбачає розрахунок законів зміни узагальнених (псевдо)координат шляхом чисельного інтегрування, і на базі цього або одночасно із цим - визначення сил у перетинах моделі за принципом звільнення від в'язей; динамічний метод розв'язання оберненої задачі кінематики та задачі пошуку положень рівноваги нелінійних систем; визначення верхньої межі числа арифметичних операцій у рівняннях руху голономних систем твердих тіл зі структурою «дерево», що формуються автоматично; створення ССКА та реалізація на її базі сучасного проблемно-орієнтованого комплексу програм для автоматизації аналізу й синтезу машин і систем; розробка методів аналітичної комп'ютерної діагностики вхідних даних і моделей механічних систем складної структури, що мають голономні та неголономні в'язі; отримання на підставі розроблених комп'ютерних засобів рішень прикладних задач проектування транспортних, робототехнічних та інших машин і їхніх вузлів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на: 1-му Всеукраїнському з'їзді з ТММ (Харків, 1997 р.), 7-му та 8-му Міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків (Львів, 2005, 2007 рр.), III-й науково-технічній конференції «Підвищення надійності та довговічності машин і споруд» (Запоріжжя, 1988 р.), XXII Всесоюзній науковій нараді з проблем міцності двигунів (Москва, 1988 р.), Всесоюзній робочій нараді «Методи комп'ютерного конструювання моделей механіки систем твердих тіл» (Ленінград, 1988 р.), II Всесоюзній науково-технічній конференції «Вібрація та вібродіагностика. Проблеми стандартизації» (Горький, 1988 р.), Всесоюзній конференції «Аналітичні перетворення на ЕОМ в автоматизації науково-дослідних робіт» (Вільнюс, 1990 р.), IV науково-технічній конференції «Динаміка верстатних систем гнучких автоматизованих виробництв» (Нижній Новгород, 1992 р.), Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 1993, 1997-1998, 2003-2006 рр.), XI Всеукраїнській науковій конференції «Сучасні проблеми прикладної математики та інформатики» (Львів, 2004 р.), Міжнародній науковій конференції «Математичні проблеми технічної механіки» (Дніпропетровськ, 2005 р.), Міжнародній науково-технічній та методичній конференції «Актуальні проблеми математики, механіки й комп'ютерних технологій» (Хмельницький, 2005 р.), Міжнародній конференції «Моделювання та дослідження усталеності динамічних систем» (DSMSI-2005, 2007, Київ, 2005, 2007 рр.), Міжнародній науково-технічній конференції «Динаміка, міцність і ресурс машин та конструкцій» (Київ, 2005 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Обчислювальна механіка деформованого твердого тіла» (Москва, 2006 р.), XI

та XII Міжнародних наукових конференціях імені академіка М.Кравчука (Київ, 2006, 2008 рр.), 5-й Міжнародній конференції «Неруйнівний контроль і діагностика» (Москва, 2006 р.), Міжнародній науковій конференції «Актуальні проблеми прикладної математики та механіки» (Харків, 2006 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях «Фізичні і комп'ютерні технології в народному господарстві» (Харків, 2002-2006 рр.), Національній конференції з теплоенергетики «НКТЭ-2006» (Казань, 2006 р.), Міжнародній науковій конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2007» (Дніпродзержинськ-Дніпропетровськ, 2007 р.), Міжнародній конференції «Проблеми динаміки та міцності в газотурбобудуванні. ГТД-2007», (Київ, 2007 р.), 2-й Міжнародній конференції «Нелінійна динаміка» (Харків, 2007 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Гідродинаміка. Механіка. Енергетичні установки» (Чебоксари, 2008 р.).

Результати дисертаційної роботи обговорювалися на наукових семінарах кафедр НТУ «ХП»: теоретичної механіки (1998-2008 рр.), колісних і гусеничних машин ім. О.О. Морозова (2005 р.), теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин (2008 р.); на сумісному засіданні кафедр теоретичної механіки та теорії механізмів і машин Навчально-наукового технічного інституту Національного аграрного університету (2006 р.); на науковому семінарі відділу динаміки складних систем Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України (2008 р.), на науковому семінарі кафедри динаміки та міцності машин НТУУ «КП» (2008 р.), на науковому семінарі «Актуальні проблеми прикладної математики та механіки» Запорізького національного університету (2008 р.).

Публікації. За результатами досліджень, наведених у дисертації, опубліковано 40 наукових праць, у тому числі: 1 – глава у монографії, 26 - статті, опубліковані у фахових виданнях ВАК України; 1 - свідоцтво на авторське право.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 8 розділів, висновків, додатків, списку використаних літературних джерел. Повний обсяг роботи складає 391 сторінку, у тому числі 38 рисунків і 10 таблиць у тексті, 84 рисунка та 6 таблиць на 34 окремих сторінках, 2 додатки на 18 сторінках, список літератури з 292 найменувань на 32 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету й основні задачі досліджень, висвітлено наукову новизну, теоретичне та практичне значення одержаних результатів, наведено відомості про публікації, особистий внесок здобувача, ступінь апробації роботи.

У **першому розділі** надано огляд досліджень за темою дисертації, де представлено сучасні досягнення у вирішенні науково-технічних проблем динаміки систем багатьох твердих тіл, у теорії аналітичної динаміки та комп'ютерних обчислювальних методів і програмних систем комп'ютерного аналітичного моделювання. Існуючий досвід в області розробок аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин характеризується досить високими науковими досягненнями, які широко використовуються у практиці створення сучасної техніки.

При вирішенні завдань механіки народилися і набули розповсюдження у зв'язку з бурхливим розвитком машинобудування основні ідеї математичного та комп'ютерного моделювання в інженерних розрахунках. Спочатку вирішувалися переважно завдання про малі деформації систем при відсутності рухів тіл як твердих, що деформуються. На теперішній час для чисельного вирішення завдань динаміки та міцності машин широко застосовуються скінчено-елементні програмні пакети Nastran, Ansys, Cosmos, MSC.Adams, APM WinMachine та інші.

У 80-х роках ХХ сторіччя в комп'ютерному моделюванні механічних процесів почали використовувати системи аналітичних обчислень (САО, зараз - системи комп'ютерної алгебри - СКА, Коал). Відомі САО засновані на доробках таких вчених, як Єфімов Г.Б., Грошева М.В., Клімов Д.М., Руденко В.М., Веліченко В.В.; Бурлакова Л.А., Іртегов В.Д., Почтаренко

М.В., Конопльов В.А., Белоус Л.Ф., Мітін В.М., Штейнвольф Л.І., Кульветіс Г.П. і Кульветене Р.В., Погорелов Д.Ю. та інших.

Розглянуто аналітичні комп'ютерні методи моделювання динаміки технічних систем, критично проаналізовано запропоновані форми рівнянь динаміки машин і систем, аналітичні методи опису кінематики та динаміки маніпуляційних роботів. Встановлено, що одним з основних критеріїв оцінки обчислювальної ефективності аналітичного методу для виведення рівнянь руху систем твердих тіл є число арифметичних операцій при автоматичному виведенні рівнянь динаміки. Другий критерій – універсальність, яка характеризується, по-перше, можливістю використання узагальнених і псевдокоординат, по-друге, широтою охопту класів систем та їхніх в'язей (нестационарних, неголономних, неутримуючих), по-третє, спектром вирішуваних задач при динамічному аналізі та синтезі сучасних об'єктів техніки – визначенням законів руху будь-яких їхніх складових частин, положень рівноваги, відповідних їм початкових і поточних конфігурацій тіл системи та їхнього силового забезпечення.

Аналіз підходів, запропонованих у відомих роботах Й. Віттенбургом, В.А. Конопльовим, W. Schiehlen, Д.Ю. Погореловим, дозволив зробити висновок про їхню недостатню ефективність. Першим із загальновизнаних універсальних методів опису кінематики складних просторових систем є метод Денавіта-Хартенберга, який при цьому не є оптимальним для розв'язування задач динаміки. Коротко розглянуто підходи авторів J. Uicker, M. Kahn, M. Vukobratovic, S. Mahil, M. Renaud, M. Thomas і D. Tesar, J. Hollerbach, C. Li, Y. Stepanenko, M. Walker, D. Orin, W. Armstrong, L. Wang і B. Ravani, C. Balafoutis, Е.П. Попова, А.Ф. Верещагіна, С.Л. Зенкевіча та інших.

Залишаються маловивченими питання щодо реалізації розроблених підходів до завдань робототехніки, включно, завдань з побудови робочої зони, планування траєкторій, визначення узагальнених (приєднаних) координат за заданими декартовими координатами ланок, завдання з визначення моментів і сил, що управляють, у вузлах ланок механізмів. З'ясовано, що кінематика таких систем може бути добре описана лише із залученням однорідних матриць перетворення координат розмірністю 4×4 , параметрів Родріґа-Гамільтона, ортогональних тензорів, кватерніонів, векторних параметрів із використанням груп.

Надано огляд аналітичних комп'ютерних методів вирішення задач динаміки машин, систем комп'ютерної алгебри для аналітичного моделювання механічної поведінки машин, а також універсальних систем аналітичного моделювання динаміки машин. Серед універсальних СКА згадані найбільш поширені Maple, Maxima, Reduce, Derive та інші. Найбільш ефективними є пакети із символьним виведенням рівнянь руху, як, наприклад, система DynaFlexPro – додаток програми Maple. Окремо розглянуто результати, які розвинуті у дисертації, що раніше були отримані В.М. Мітіним і Л.І. Штейнвольфом.

Сформульовано завдання досліджень, які вирішено у дисертації. За зробленим аналізом розробок в області алгоритмів аналітичного вирішення завдань механіки із застосуванням універсальних та існуючих спеціальних програмних комплексів комп'ютерної алгебри надано обґрунтування актуальності, теоретичної та практичної цінності теми дисертаційної роботи. Актуальними завданнями в роботі прийняті – розробка ефективних аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин та інших технічних систем, комплексне комп'ютерне автоматизоване дослідження їхньої динаміки з метою встановлення закономірностей впливу характерних особливостей структури, зміни параметрів на основі використання дискретних моделей складної структури з великою кількістю ступенів вільності та довільними в'язями.

У другому розділі за прийнятим підходом аналітичних комп'ютерних розрахунків динамічних процесів у машинах розглянуто теоретичні положення та методи аналізу та синтезу динаміки машин. На відміну від відомих розробок за темою дисертації, які спираються на рівняння Ньютон-Ейлера, Лагранжа 2-го роду та Аппеля, застосовано універсальний класичний принцип механіки – загальне варіаційне рівняння динаміки.

Запропоновано аналітичний опис механічних систем з голономними (геометричними та кінематичними) стаціонарними та нестационарними в'язями. Введено поняття інерційних,

пружних, дисипативних і силових елементів механічної моделі, геометричних і кінематичних (диференціальних) структур, які містять формульні аналітичні вирази їхніх характеристик і координат. Це надає можливість оптимальним чином побудувати основні динамічні характеристики систем: узагальнені сили – у вигляді лінійних форм проєкцій сил і моментів, кінетичну та потенційну енергії, функцію дисипації Релея - у вигляді канонічних квадратичних форм:

$$Q_k^a = \sum_{i=1}^p P_i \frac{\partial \rho_i}{\partial q_k}, \quad T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m I_i \dot{\alpha}_i^2, \quad \Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^c C_i \gamma_i^2, \quad R = \sum_{i=1}^b D_i \dot{\beta}_i^2, \quad (1)$$

де $\{I_i, \beta_i\}$, $\{D_i, \beta_i\}$, $\{C_i, \gamma_i\}$ $\{P_i, c_i\}$ – характеристики та координати інерційних, дисипативних, пружних і силових елементів; $\mathbf{q} = \{q_k\}$ – узагальнені координати, $k = 1, 2, \dots, s$. Для координат елементів мають бути заданими геометричні структури – функції виду $\alpha_i = \alpha_i(\mathbf{q}, t)$, $\beta_i = \beta_i(\mathbf{q}, t)$, $\gamma_i = \gamma_i(\mathbf{q}, t)$, $\rho_i = \rho_i(\mathbf{q}, t)$.

Сукупність дискретних елементів та їхніх структур з точки зору автоматичної побудови рівнянь руху та рівноваги є повним описом голономних механічних систем. За умов використання узагальнених координат і швидкостей безпосередньо можна отримати приведені до них сили і пари сил інерції тіл, дисипативні, пружні, активні сили, та сформулювати рівняння виду

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\vec{R}_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \mathbf{W}_{\vec{M}_i}^T \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} + \mathbf{W}_D^T \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{W}_C^T \mathbf{C} \boldsymbol{\gamma} = \mathbf{W}_P^T \mathbf{P}, \quad (2)$$

де $\mathbf{W}_{\vec{R}_i}^u = \left[\frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}} \right]$, $\mathbf{W}_{\vec{M}_i}^u = \left[\frac{\partial \vec{\omega}_i^{(i)}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right]$, $\mathbf{W}_P^u = \left[\frac{\partial \boldsymbol{\rho}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right]$, $\mathbf{W}_C^u = \left[\frac{\partial \boldsymbol{\gamma}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right]$, $\mathbf{W}_D^u = \left[\frac{\partial \boldsymbol{\beta}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right]$ – відповідні

структурні матриці. З виразу (2) для реалізації в ССКА отримано рівняння, в яких не використовуються векторно-матричні операції.

На основі введеного у роботі формального опису систем типу «дерево» запропоновано модифікацію методу Денавіта-Хартенберга, яка застосовує рекурсивний алгоритм при формуванні інерційних структур і перетворення зв'язаних з тілами систем координат (СК). Наведено приклади формування рівнянь для плоского двох-ланцюгового маніпулятора, підготовки даних для опису механічних моделей просторового стрибаючого робота та маніпуляторів ПУМА і Стенфордського університету.

Розглянуто механічні системи твердих тіл з лінійними неголономними в'язями, рівняння яких $\mathbf{A}(\mathbf{q}, t) \dot{\mathbf{q}} + \boldsymbol{\alpha}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$ дозволяють виразити узагальнені швидкості через незалежні швидкості або псевдошвидкості $\dot{\boldsymbol{\pi}}$

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}(\mathbf{q}, t) \dot{\boldsymbol{\pi}} + \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{q}, t). \quad (3)$$

Рівняння Аппеля та загальне рівняння динаміки для голономних і неголономних систем в псевдокоординатах отримано у двох формах:

$$\mathbf{U} = \mathbf{G}^T \left(\sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\vec{R}_i}^{uT} m_i \vec{a}_{C_i} + \mathbf{W}_{\vec{M}_i}^{uT} \left[\vec{J}_i^{(i)} \right] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times \left[\vec{J}_i^{(i)} \right] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} - \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} \right) = \mathbf{0}, \quad (4)$$

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^n \tilde{\mathbf{W}}_{\vec{R}_i}^{uT} m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\vec{M}_i}^{uT} \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\omega}_i - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = \mathbf{0}. \quad (5)$$

У першій формі спочатку отримують рівняння (2), а далі помножують їх зліва на транспоновану диференціальну структурну матрицю $\mathbf{G}^T = \partial \dot{\mathbf{q}} / \partial \dot{\boldsymbol{\pi}}^T$, яку обчислюють з виразу (3) диференціюванням вектора узагальнених швидкостей по вектору псевдошвидкостей (незалежних швидкостей), і отримують рівняння (4). У другій формі структурні матриці отри-

мують аналітичним диференціюванням координат дискретних елементів безпосередньо по псевдошвидкостям, а замість узагальнених підставляють псевдошвидкості з рівняння (3).

На базі загального рівняння механіки запропоновано алгоритми автоматичного комп'ютерного формування рівнянь руху голономних і неголономних систем твердих тіл, які не потребують побудови виразів кінетичної енергії або енергії прискорень Аппеля та об'єднують достоїнства рівнянь Лагранжа і Ейлера. Вибір незалежних параметрів, що характеризують механічний стан системи, автоматично формує рівняння в узагальнених або псевдокоординатах.

Розглянуто аналітичні алгоритми комп'ютерного перетворення динамічних диференціальних рівнянь руху голономних і неголономних систем у форму Коші для їхнього чисельного інтегрування при вирішенні основних завдань динаміки в узагальнених і псевдокоординатах. Приведено алгоритми формування диференціальних та алгебраїчних рівнянь для чисельного розв'язання прямих і обернених задач динаміки, статички, а також аналітичного вирішення прямих задач кінематики, які потрібні при комплексному вирішенні задач аналізу та синтезу динаміки машин і інших технічних систем.

Розв'язування прямої задачі динаміки зводиться до інтегрування системи рівнянь у формі Коші, отриманих з формул (2) або (4), (5) у вигляді для систем:

$$\text{голономних} - \begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{v} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \text{ та для неголономних} - \begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases}, \quad (6)$$

де матриця інерції визначається як $\mathbf{M} = \partial\mathbf{U}/\partial\dot{\mathbf{v}}$ чи через структурні матриці

$$\mathbf{M} = \sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\bar{R}_i}^T m_i \mathbf{W}_{\bar{R}_i} + \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^T [\bar{J}_i] \mathbf{W}_{\bar{M}_i}, \quad (7)$$

а вектор правої частки - через $\mathbf{F} = -\mathbf{U}|_{\dot{\mathbf{v}}=0}$ або через структурні матриці

$$\mathbf{F} = \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} - \sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^T \bar{\omega}_i^{(i)} \times [\bar{J}_i] \cdot \bar{\omega}_i^{(i)} - \mathbf{W}_D^T \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{\beta}} - \mathbf{W}_C^T \mathbf{C} \boldsymbol{\gamma}. \quad (8)$$

При вирішенні задач про малі вільні та вимушені коливання одержують розв'язки алгебраїчних рівнянь з матрицями, які генеруються за матрицями інерції $\mathbf{M} = \mathbf{W}_J^T \mathbf{J} \mathbf{W}_J$, пружності $\mathbf{K} = \mathbf{W}_C^T \mathbf{C} \mathbf{W}_C$ та дисипації $\mathbf{B} = \mathbf{W}_D^T \mathbf{D} \mathbf{W}_D$. Чутливості частот до характеристик інерційних та пружних елементів систем визначаються чисельно через форми коливань за формулами

$$\frac{\partial\omega_i/\omega_i}{\partial J_j/J_j} = -\frac{1}{2} \frac{T_j^i}{T^i}, \quad \frac{\partial\omega_i/\omega_i}{\partial C_k/C_k} = \frac{1}{2} \frac{\Pi_k^i}{\Pi^i}, \quad (9)$$

де i, j, k – номери власної частоти, варійованої маси та жорсткості; T_j^i, Π_k^i - кінетична та потенційна енергія на i -й формі коливань.

Обернена задача динаміки та основна задача статички (силові розрахунки машин і пристроїв) розв'язується вирішенням системи лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) $\mathbf{A}\mathbf{R} = \mathbf{B}$ з невідомими силами \mathbf{R} , де матриця $\mathbf{A} = \mathbf{W}_P^T \partial\mathbf{P}/\partial\mathbf{R}$, а вектор \mathbf{B} визначають у таких задачах

за формулами $\mathbf{B} = \mathbf{W}_C^T \mathbf{C} \boldsymbol{\gamma} - \mathbf{W}_P^T \frac{\partial\mathbf{P}}{\partial\mathbf{F}} \mathbf{F}$;

$$\mathbf{B} = \sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\vec{r}_i}^T m_i \vec{a}_\zeta + \mathbf{W}_{\vec{M}_i}^T \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} + \mathbf{W}_D^T \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{W}_C^T \mathbf{C} \boldsymbol{\gamma} - \mathbf{W}_P^T \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{F}} \mathbf{F}.$$

СЛАР вирішується методом Краута. Для задач статички - один раз, а для обернених задач динаміки – багаторазово для кожного моменту часу в циклі з діапазону його зміни. При цьому узагальнені та псевдокоординати, швидкості та прискорення задають функціями часу. Обчислення узагальнених і псевдоприскорень у рівняннях (6) для кожного моменту часу в процедурі чисельного інтегрування Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку також здійснюється методом Краута для СЛАР виду $\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{F}$.

Розрахунки характеристик руху точок і тіл провадять аналітичним диференціюванням введених структур: $\vec{r}_i = \vec{r}_i(\mathbf{q}, t)$, $\vec{v}_i = \vec{v}_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$.

Визначення положення рівноваги та рішення оберненої задачі кінематики механічної системи знаходиться в роботі так званим динамічним методом. За цим методом у вихідну модель вводять фіктивні або реальні інерційні, пружні, дисипативні, а при необхідності, й силові елементи. Координатами пружних і дисипативних елементів задають розходження між отримуваним $\mathbf{q}(t)$ і заданим $\tilde{\mathbf{q}}(t)$ законами руху системи. Характеристики дискретних елементів системи підбирають так, щоб процес руху мав загасаючий характер, а подальший рух ставав досить близьким до заданого закону $\tilde{\mathbf{q}}(t)$. При необхідності отриманий закон руху системи згладжують чисельним розкладанням у ряд Фур'є, нехтуючи вищими гармоніками, або кубічним сплайном, зі збільшеним кроком за часом. Для одержання положення стійкої рівноваги механічної системи \mathbf{q}^0 так само у вихідну її модель додатково вводять такі інерційні та дисипативні елементи, за якими з деякого початкового положення система при умові загасаючого перехідного процесу наближається до цього положення $\mathbf{q} \approx \mathbf{q}^0$. Обчислювальні проблеми зводять до вибору початкового наближення та введених дійсних значень інерційних і дисипативних елементів. Інерційні елементи можуть відповідати натуральним інерційним характеристикам системи, а дисипативні елементи повинні забезпечити загасання перехідного процесу. Їхній вибір легко здійснюють за декількома пробними розрахунками.

Детально розглянуто ударні процеси в механічних системах твердих тіл, як системах з неутримуючими в'язями. Для дослідження ударних процесів у роботі розроблено два підходи. Один використовує заздалегідь відомий коефіцієнт відновлення при ударі, а другий – пряме пружно-дисипативне моделювання контактних взаємодій.

У першому підході використовують традиційні припущення: тривалість удару вважають нульовою, усіма іншими силами у момент удару нехтують, вихідні геометричні та кінематичні в'язі і структури зберігають, елементи матриць приймають за постійні. За цим із рівнянь (1) автоматично формують аналітичні рівняння відносно приростів узагальнених швидкостей у процесі удару

$$\mathbf{M}\Delta\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{W}_s\mathbf{S}, \quad (10)$$

де матриця інерції \mathbf{M} є відповідною до рівняння (6); \mathbf{W}_s – структурна матриця ударних сил і пар; \mathbf{S} - вектор, що містить проекції ударних імпульсів сил і пар. Використовуючи структури для декартових координат точок $\vec{r}_j = \vec{r}_j(\mathbf{q})$ і кутових швидкостей $\vec{\omega}_k = \vec{\omega}_k(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ тіл, до яких прикладаються ударні сили і моменти, отримують залежності між приростами швидкостей точок і тіл та приростом швидкостей узагальнених координат $\Delta\vec{v}_j = \left[\partial\vec{r}_j / \partial\mathbf{q} \right] \Delta\dot{\mathbf{q}}$, $\Delta\vec{\omega}_k = \partial\vec{\omega}_k / \partial\dot{\mathbf{q}} \Delta\dot{\mathbf{q}}$. Ударні імпульси сил і пар обчислюють через коефіцієнти відновлення, а після їх підстановки у рівняння (10) визначають прирости узагальнених швидкостей за розв'язуванням СЛАР виду $\left[\partial\vec{r}_j / \partial\mathbf{q} \quad \partial\vec{\omega}_k / \partial\dot{\mathbf{q}} \right]^T \mathbf{M}^{-1} \mathbf{W}_s \mathbf{S} = \left[\Delta\vec{v}_j \quad \Delta\vec{\omega}_k \right]^T$.

Звідси обчислюють механічний стан системи після удару для розрахунку її подальшого руху.

За другим підходом в механічну модель системи вводять пружні та дисипативні елементи, якими моделюють сили, що виникають у місцях ударних взаємодій. За координати цих силових елементів приймають величини лінійних і кутових відносних переміщень тіл, що співударяються, а їхні характеристики (коефіцієнти пружності та дисипації) записують умовними виразами відповідно до умов зіткнення та підбирають за даними тривалості і пружності удару. Їхні ненульові значення можуть лінійно залежати від координат або відповідати різним гіпотезам, наприклад, гіпотезі Герца.

Обґрунтовано ефективність запропонованих у роботі алгоритмів для автоматичного формування рівнянь руху для найбільш поширених голономних механічних систем твердих тіл типу «дерево», в яких тіла сполучені кінематичними обертальними або поступальними парами. Надано порівняння з відомими методами виведення рівнянь руху маніпуляційних систем, зокрема, з методом Ньютона-Ейлера, що на теперішній час у робототехніці визнаний оптимальним з точки зору мінімуму операцій у рівняннях руху.

У дисертації з тілами систем зі структурою «дерево» зв'язують головні центральні СК, які автоматично формуються зрушенням і поворотом СК попереднього за ієрархією «дерево» тіла. Такі кінематичні та динамічні системи є певно визначеними, якщо для кожного i -го тіла задати: назви i -ї та j -ї ланок; перелік послідовності кутів поворотів $\alpha = \alpha_1, \alpha_2, \dots$ і зсувів $\mathbf{d} = d_1, d_2, \dots$, якими описують перетворення СК j -ї ланки в СК i -ї ланки; перелік інерційних параметрів - мас та головних центральних моментів інерції. Це дозволяє виразити кінематичні параметри руху i -го тіла через параметри руху j -го. Для більшої ефективності перший доданок лівої частки рівняння (2) обчислюють через швидкість і прискорення центру мас у СК i -го тіла.

Для запропонованого у роботі метода автоматичного формування рівнянь руху систем n твердих тіл із структурою типу «дерево» отримано верхню оцінку обчислювальної ефективності за кількістю арифметичних операцій в наступному вигляді $128 + 3n \otimes + 112 + 2n \oplus$. Наприклад, для відомого маніпулятора ПУМА за цією оцінкою маємо $876 \otimes + 672 \oplus$, що складає 1448 операцій. Між тим, підрахунок операцій безпосередньо на ПК дає ще кращий результат $730 \otimes + 417 \oplus$, тобто 1147 операцій.

Обґрунтування чисельної ефективності запропонованого методу містить наступне: по-перше, фактично здійснюється пряме приведення сил інерції, активних, пружних і дисипативних сил до узагальнених або псевдокоординат без отримання кінетичної та потенційної енергій або віртуальної роботи активних сил і функцій Аппеля та Релея; по-друге, використання механічної моделі у вигляді дискретних елементів гарантує, що зазначені функції у власних СК мають вид канонічних квадратичних форм; по-третє, розв'язуються системи диференціальних рівнянь в узагальнених або псевдокоординатах, для котрих не треба підбирати початкові умови, як це вимагають диференціально-алгебраїчні рівняння.

У третьому розділі розглянуто створену в роботі спеціальну систему комп'ютерної алгебри (ССКА), яка є базою проблемно-орієнтованого комплексу програм «КІДИМ» для автоматизації розрахунків динамічних процесів, аналізу й синтезу динаміки у машинах та інших технічних системах. Розглянуто структури, реалізації та результати тестування інформаційного і програмного забезпечення розробленої у роботі ССКА. Проблемно-орієнтований пакет програм містить комплекс програм і технічних засобів, які забезпечують функціонування ССКА та служать для зберігання, пошуку і видачі інформації у зручному для користувача виді. Концептуальна і внутрішня моделі інформаційного забезпечення представлені відкритою архітектурою ССКА (рис. 1), описом її об'єктів, їхньою програмною та файловою реалізацією (Додаток Б дисертації).

Рис. 1. Структура ССКА

Редактор вхідних даних дозволяє в діалоговому режимі формувати файли, що містять числову, формульну та графічну інформацію, яка описує механічну модель. Після підготовки таких даних редактор викликає відповідні модулі для виконання розрахунків, а потім управ-

ліній повертається редакторові для проведення подальшого редагування та іншого розрахунку. Така архітектура дозволяє удосконалювати модулі програмного комплексу незалежно один від одного. Вихідний файл містить таблиці, графіки, формули (кубічні сплайни та розклад в ряди Фур'є).

Представлено інформацію щодо реалізації в ССКА різних видів діагностики введених даних: синтаксичну та семантичну, діагностику потенційності сил, лінійності структур, голономності та неголономності системи за складеними списками незалежних координат і швидкостей, узагальнених або псевдокоординат та інших даних. ССКА автоматизовано формує для цілей діагностики канонічні квадратичні форми кінетичної та потенційної енергій, дисипативної функції Релея та перевіряє повноту даних для проведення розрахунку за завданням. Порівняння розміру та складу списків узагальнених координат і незалежних швидкостей встановлюється відповідно від системи таким чином:

– система голономна, описується в узагальнених координатах, якщо розміри та склад списків однакові;

– система голономна, описується у псевдокоординатах, якщо розміри списків однакові, але склад є різним;

– система неголономна, задана в узагальнених координатах, якщо розмір списку незалежних швидкостей менш, ніж розмір списку узагальнених координат, але склад 1-го списку є підмножиною 2-го, крім того, кінематичні співвідношення, що виражають залежні швидкості через незалежні, не інтегруються;

– система неголономна, задана у псевдокоординатах, якщо розмірність списку незалежних швидкостей менш, ніж розмір списку узагальнених координат, і 1-й список містить швидкості змінних, які відсутні у 2-му, крім того, кінематичні співвідношення, що виражають залежні швидкості через незалежні, не інтегруються.

Сформульовано аналітичні критерії діагностики: критерій інтегрованості l рівнянь кінематичних в'язей виду $\dot{\mathbf{q}}_1 = \mathbf{B}(\mathbf{q}, t)\dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{b}(\mathbf{q}, t)$ полягає в тому, що елементи матриці \mathbf{B} задовольняють тотожностям $\partial b_{ij} / \partial q_k \equiv \partial b_{ik} / \partial q_j$, де $i = 1, \dots, l$, $j, k = 1, \dots, s$, s - кількість ступенів вільності; q_j, q_k - j -та і k -та компоненти вектору узагальнених координат; критерій потенційності k -го силового елемента з характеристикою P_k і координатою $k(\mathbf{q})$ полягає у

задоволенні тотожностям $\frac{\partial}{\partial q_j} \left(P_k \frac{\partial k}{\partial q_i} \right) \equiv \frac{\partial}{\partial q_i} \left(P_k \frac{\partial k}{\partial q_j} \right)$, $i, j = 1, \dots, s$, такий елемент може бути

заміненим пружними елементами на узагальнених координатах зі значеннями

$$c_i = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial q_i^2} = - \frac{\partial}{\partial q_i} \left(P_k \frac{\partial k}{\partial q_i} \right) = - \left(\frac{\partial P_k}{\partial q_i} \frac{\partial k}{\partial q_i} + P_k \frac{\partial^2 k}{\partial q_i^2} \right); \quad (11)$$

критерій коректності запису інерційних, дисипативних і пружних силових елементів полягає в перевірці того, що характеристики цих елементів не залежать від узагальнених координат, але можуть бути кусково-постійними (при ударі).

У розділі розглянуто аналітичні методи й алгоритми щодо автоматичного отримання інерційних властивостей механічної моделі через маси, компоненти тензорів інерції та положення центру мас тіл. Запропоновано два алгоритми, які засновані на використанні аналітичних та експериментальних даних. У 1-му реалізовано метод Фаворіна за аналітичними даними для тіл канонічної форми, що розміщені у спеціальній базі даних. У 2-му для отримання експериментальних даних запропоновано спеціальний стенд, на якому методом підвішування і прокачування можна визначити необхідні інерційні характеристики тіл.

Наведено приклади використання інформаційного та програмного забезпечення (ПЗ) ССКА для САПР динаміки машин. У тестових прикладах методично встановлено властивості ПЗ ССКА щодо діагностики неголономності та потенційності силових структур та їхньої лінеаризації, щодо алгоритмів аналітичної побудови рівнянь руху нестационарних, неголономних дискретних систем з плоским і просторовим рухом ланок, а також обґрунтовано точ-

ність отримуваних рішень комплексних завдань шляхом співставлення одержаних із застосуванням ССКА розв'язків з відомими із літератури аналітичними та чисельними розв'язками. Розглянуто важливі теоретичні та прикладні задачі віброзахисту системи висотних споруд (колона-сферичний гаситель коливачів) з кінематичними неголономними в'язями при просторових рухах і голономними в'язями при плоских рухах за розв'язуванням класичних задач динаміки твердого тіла (випадки Ейлера і Лагранжа), за дослідженнями плоских лінійних і нелінійних коливачів, стійкості руху та хаотичних коливачів зверненого подвійного маятника з додатковими пружно-дисипативними в'язями. Аналітичні результати, отримані для розглянутих систем у різних узагальнених і псевдокоординатах, співпадають між собою та з відомими з літератури, а чисельні - з достатньою точністю з відомими із літератури.

Четвертий розділ присвячено вирішенню проблем аналізу та синтезу крутильних коливачів і перехідних процесів у силових передачах машин з ДВЗ, плоских і просторових рухів у стержневих моделях мостів і портових кранів з пружними та дисипативними лінійними силами, кінематичним і силовим збудженням, що представляють собою замкнуті й незамкнуті системи.

Розглянуто розрахунки крутильних коливачів і перехідних процесів у силових передачах машин з ДВЗ. Наведено аналітичні алгоритми, за якими, на відміну від існуючих, автоматизовано усереднюються за цикл роботи ДВЗ змінні моменти інерції кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) і приводяться до колінчастого валу газіві сили, що визначаються за індикаторними діаграмами (ІД) з урахуванням сил інерції рухомих циліндрових мас, череди спалахів і швидкісного режиму роботи ДВЗ. Отримані моменти на колінчастому валу, як функції часу, розкладаються в ряд Фур'є на кожній частоті обертання та використовуються у розрахунках вимушених полігармонічних коливачів. Приведені сили дозволяють визначити сили й моменти, що прикладені до опорних і шатунних шийок колінчастого валу на різних швидкісних режимах ДВЗ за умов експлуатації. Ці дані дають можливість, спираючись на запис аналітичних співвідношень, одержати в величини запасів міцності для опорних і шатунних шийок. Аналітичне приведення до узагальнених координат газових сил, діючих у циліндрах, дозволяє моделювати порушення у роботі чи відмову одного або кількох циліндрів. Використання енергетичних форм вільних коливачів дає змогу визначити пружно-інерційні елементи, що найбільш впливають на власні частоти, і оптимально вирішити задачі відходу від резонансних режимів. Приведено результати комплексних досліджень вільних і вимушених коливачів при нормальній роботі валопроводу стенда для випробувань реверс-редукторних передач, що включають 8-міцліндровий V-образний дизельний двигун 8ЧН16.5/18.5, муфту МЕКШ500x130, реверс-редукторну передачу РРП-5252 Л/П, карданний вал, муфту Ст.16.07.Сб, індукторне гальмо W700. За аналітичними алгоритмами ССКА автоматично отримано лінійну крутильну модель силової передачі. Встановлено, що у робочому діапазоні двигуна 600-1960 об/хв можливі два резонанси – на 2 та 3-й власних частотах системи. Аналіз отриманих при цьому коефіцієнтів чутливості (9) для вказаних частот показує, що вони викликані низькочастотними контурами навісного устаткування, зокрема, пружно-інерційними характеристиками муфти. Рівень коливачів на цих частотах понижений підбором пружних характеристик муфти МЕКШ500x130.

Результати розрахунків зміненої таким чином системи свідчать про практичну відсутність істотних за амплітудою коливачів у силовій передачі, навіть у випадку порушень процесу згоряння впритул до відмови у роботі одного з циліндрів. Це ілюструється рис. 2 (ліворуч), де зображено амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) кута закрутки муфти МЕКШ500x130 у залежності від рівня піку ІД відносно номінального (в %) для проведеної раніше відстройки. На рис. 2 (праворуч) зображено АЧХ кутів закрутки пружного валу ψ_{15} та муфти МЕКШ500x130 ψ_7 після відстройки в умовах дії тиску у 8-му циліндрі, пик ІД якого становить 10 % від номінального.

Рис. 2. АЧХ кутів закрутки муфти з викривленням ІД до відстройки (зліва) та АЧХ кутів закрутки перетинів вала ψ_{15} і муфти ψ_7 після відстройки для 10 % рівня пікового тиску у 8-му циліндрі від номінального (справа)

Приведено рішення задачі віброізоляції 8-циліндрового чотирьохтактного V-образного дизелю 8V0700П з двома шатунами на одній шийці з кутом розвалу циліндрів 90^0 , встановленого на рамі промислового трактора. Завдання полягає у визначенні пружних і дисипативних характеристик двокаскадної системи віброізоляції за умови мінімізації сили, що передається корпусу. Рішення цієї комплексної задачі включають наступне: визначення власних частот і форм коливань системи та коефіцієнтів чутливості пружних параметрів віброізоляції (9), встановлення рівня та характеру сил збурення, якими є сили інерції КШМ двигуна, і, нарешті, розрахунки вимушених коливань корпусу двигуна та визначення сил, що передаються на корпус машини. При цьому в розрахунках розглядаються просторові коливання корпусу двигуна.

Двигун, як показано на рис. 3, встановлено на чотирьох пружних опорах – дві з них кріпляться безпосередньо до корпусу машини, а дві інші з'єднуються із балкою, також закріпленою на пружних опорах. Пружні елементи, що сполучають двигун з балкою, встановлені під кутом до горизонталі.

При вирішенні комплексу вказаних завдань блок двигуна та балку вважають за абсолютно тверді тіла, а корпус машини – нерухомим. Блок двигуна має шість ступенів вільності, а балка – п'ять, оскільки у неї не враховується зсув у перетині. Узагальненими координатами прийнято декартові координати центрів мас блоку двигуна та балки, а також кути повороту довкола осей ξ , η , ζ блока двигуна ($\alpha_{\delta\sigma}$, $\beta_{\delta\sigma}$, $\gamma_{\delta\sigma}$) та осей η і ζ балки (β_{σ} , γ_{σ}). У припущенні малості цих кутів формули для абсолютних декартових координат характерних точок механічної моделі за заданими їхніми координатами у зв'язаних СК автоматично генеруються спеціальною процедурою.

Рис. 3. Схема кріплення двигуна на рамі машини та модель КШМ

Рис. 4. Приведені до подовжньої осі сили інерції деталей КШМ ДВЗ (H)

На корпус ДВЗ передаються лише рухомі уздовж ходу поршня складові сил інерції, для чого відповідно до принципу звільнення від в'язей у цьому напрямку забирається опора (рис. 3, справа знизу) і до неї приводяться усі сили інерції циліндрових мас. В даному випадку ССКА формує силу за формулою

$$X_o = - \sum_{j=1}^n \frac{\partial \alpha_j}{\partial x_o} J_j \left(\frac{\partial^2 \alpha_j}{\partial \varphi^2} \dot{\varphi}^2 + \frac{\partial \alpha_j}{\partial \varphi} \ddot{\varphi} + 2 \frac{\partial^2 \alpha_j}{\partial \varphi \partial x_o} \dot{\varphi} \dot{x}_o + \frac{\partial^2 \alpha_j}{\partial x_o^2} \dot{x}_o^2 + \frac{\partial \alpha_j}{\partial x_o} \ddot{x}_o \right),$$

а потім сила, отримана на одній опорі, поширюється на решту опор з урахуванням ладу та фазового зрушення роботи циліндрів. На рис. 4 показана результуюча сила 1-го КШМ. Таким чином, приведення сил інерції до вказаних узагальнених координат системи ДВЗ-балка-корпус здійснюється автоматизовано у два етапи: спочатку – до корінних шийок колінчастого валу, а потім вже - до узагальнених координат.

Аналіз значень власних частот показав, що у робочий діапазон (1200-1700 об/хв) потрапляє 8-а частота. На основі аналізу її енергетичної форми коливань, частково зображеної на рис. 3, точки M , F , G , N , визначено, що найбільший вплив на неї має зсувна жорсткість амортизаторів M і N . Після зміни їх від початкового значення $C_{\zeta N} = 4 \cdot 10^5 \text{ Нм}$ до

$C_{\zeta N} = 7 \cdot 10^5 \text{ Нм}$ рівень вібрацій корпусу зменшився до нормованої величини. Розрахунки вимушених коливань показали, що навіть без урахування демпфування розмах коливань корпусу ДВЗ з редуктором не перевищує 2 мм, а сила, що передається на корпус машини при коливаннях, не більш, ніж 6,5 кН (при тому вага конструкції дорівнює $\approx 34 \text{ кН}$).

Надано результати за дослідженнями плоских рухів у стержньових моделях конструкцій мостів і портовому крані з пружними та дисипативними лінійними силами, геометричною нелінійністю, кінематичним і силовим збудженням. За використанням методу підсистем, якій розмножує однакою спільну частину ферми мосту, визначено динамічні сили у вузлах плоскої моделі та їхні переміщення, стержні якої пружно розтягуються або стискаються

під час проходження транспортного засобу. Сили тиску його коліс розподіляються пропорційно відстаням між найближчими вузлами нижньої площини ферми.

За узагальнені координати прийнято декартові координати вузлів, саме по них визначають деформації стержнів. Деякі результати приведено на рис. 5 і 6, де y_i ($i = 4, 8, \dots, 16$) - ординати нижніх окремих вузлів мосту, а N_{i-j} ($i-j = 4_6, 7_6, 7_4$) – внутрішні сили у горизонтальному, вертикальному та похилому стержнях ферми. Зроблено висновок, що сили та деформації у стержнях не перевищують граничних для сталевих виробів, а залишкові деформації не виникають.

Рис. 5. Зміна у часі ординат точок моста (m)

Рис. 6. Внутрішні сили у стержнях (κH)

З використанням динамічного методу визначено положення рівноваги стріловидного пристрою портового крану, плоска стержньова модель якого представлена на рис. 7. У розрахунковій моделі за динамічним методом враховано сили ваги ланок, вантажу $Q = 294 \kappa H$, противаги $P = 157 \kappa H$, а також пружні деформації стержнів при розтягу-стиску, дисипативні сили, які є пропорційними масам і діють у точках, де ці маси розміщені. Для точнішого моделювання динамічних властивостей системи маси кожного стержня довжиною l розміщували у точках, що знаходяться на відстані $l/2\sqrt{3}$ від центру мас.

Інерційні параметри стержнів визначено за величинами мас деталей крану, а за врахуванням їхніх довжин, перетинів і матеріалу – пружні характеристики стержнів на розтяг-стиск. За узагальнені координати прийнято декартові координати точок C, D, E, F, N . Їхні початкові значення відповідають положенню стріли крану за базовими розмірами при нульових швидкостях вузлів. Як і в дослідженнях стержневої системи мосту, поточні координати точок C, D, E, F, N розраховувались чисельним інтегруванням автоматично сформованих ССКА рівнянь динаміки, за якими визначались поточні довжини стержнів, і по них – їхні деформації. На рис. 8 показано траєкторію руху точки підвісу вантажу F від початкового значення до встановлення положення рівноваги. Оцінюючи деформаційні властивості стріловидного пристрою портового крану, можна зробити висновок про те, що його деталі досить жорсткі. Статичні укорочення ланок не перевищують 8 мм , а максимальне просідання конструкції складає у точці $E \sim 15 \text{ мм}$.

Рис. 7. Стержньова модель стрілового пристрою портового крану

Рис. 8. Траєкторія точки підвісу вантажу F (m)

Розглянуто розв'язок задачі динаміки незамкнутої системи, що складається з двох твердих тіл, сполучених пружним стержнем (рис. 9), яку раніше розглядали Кравцов В.В. і Кришко Є.П. За узагальнені координати прийнято: декартові координати центру мас більшої $x_{C_1}, y_{C_1}, z_{C_1}$ і меншої кулі $x_{C_2}, y_{C_2}, z_{C_2}$, кути Ейлера-Крилова $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ орієнтації більшої кулі, що відлічені в абсолютній СК, і кути Ейлера-Крилова $\alpha_2, \beta_2, \gamma_2$ орієнтації малої кулі, що відлічені у головній центральній СК більшої кулі.

У роботі таку задачу розв'язано із застосуванням розробленої ССКА для автоматизованого складання рівнянь руху з подальшим інтегруванням за часом. Для аналітичного опису просторового згину прямолінійного стержня використано теорію стержнів Бернуллі-Ейлера - до центру тяжіння поперечного перетину стержня приведено внутрішні сили $R^T = M_1, M_2, M, Q_1, Q_2, N$ і геометричні $d^T = \varphi_1, \varphi_2, \varphi, w_1, w_2, u$ параметри (рис. 10), зв'язані співвідношенням $R = Cd$. Матриця жорсткості C визначається жорсткістю стержня довжиною l , площею поперечного перетину F при згині - EJ_1, EJ_2 , при крученні - GJ , і розтягу-стиску - EF .

Потенційна енергія стержня у канонічному виді має вигляд $\Pi = 0,5 d^T C d$ з діагональною матрицею $C = \text{diag} \left\{ \frac{EJ_1}{l}, \frac{EJ_2}{l}, \frac{GJ}{l}, \frac{12EJ_2}{l^3}, \frac{12EJ_1}{l^3}, \frac{EF}{l} \right\}$ і вектором деформацій

$\mathcal{G} = \{\varphi_1, \varphi_2, \varphi, w_1 - 0,5\varphi_2 l, w_2 + 0,5\varphi_1 l, u\}^T$. У СК 1-ї кулі компоненти вектора d на кінці стержня, який зв'язаний з 2-ю кулею, визначено так: $\varphi_1 = \alpha_2$, $\varphi_2 = \gamma_2$, $\varphi = \beta_2$, $w_1 = dx^1$, $w_2 = dy^1$, $u = \sqrt{dx^{1\ 2} + dy^{1\ 2} + dz^{1\ 2}} - l$. Далі форму просторової осі стержня відносно 1-ї кулі та силові фактори в будь-якому перерізі при деформації стержня розраховано за значеннями переміщень і кутів поворотів у точці, що є жорстко зв'язаною з 2-ю кулею. Ці значення одержано за узагальненими координатами меншого тіла.

Рис. 9. Розрахункова схема вільної системи двох тіл, сполучених пружним стержнем

Рис. 10. Стержень у деформованому стані

Розрахунки проведено для двох варіантів навантаження: $P_0 = 800\text{ Н}$, $P_1 = 0$, $P_2 = 800\text{ Н}$ – плоского і $P_0 = 0$, $P_1 = 800\text{ Н}$, $P_2 = 800\text{ Н}$ – просторового рухів. Для плоского руху закони зміни переміщення точки O_2 по вертикалі (суцільна крива) і кута повороту перетину стержня у плоскості $O_1 y_1 z_1$ (пунктирна крива) показані на рис. 11, а форма осі стержня у фронтальній плоскості для $t = 4,53\text{ с}$ – на рис. 12. Максимальні сумарні нормальні напруги від вигину балки (для $t = 4,54\text{ с}$) становили $\sim 270\text{ МПа}$, що досить багато і що свідчить про серйозне її навантаження (границя текучості для сталі $\sigma_T = 300\text{--}450\text{ МПа}$), але потім вони суттєво зменшуються. Дотичні напруги, навпаки, з терміном збільшуються, але не досягають небезпечної величини.

Рис. 11. Вертикальне переміщення (z) правого краю стержня (m) – суцільна крива та кут повороту (β_2) перетину (pad) – пунктир

Рис. 12. Форма осі стержня (m) у фронтальній площині в момент часу $t = 4,53\text{ с}$

У п'ятому розділі на базі аналітичних комп'ютерних методів здійснено аналіз перехідних та ударних процесів у маніпуляційних системах роботів і віброударних системах. Розглянуто розв'язання оберненої задачі кінематики та динаміки для маніпулятора ПУМА. Показано можливості створеного програмного забезпечення для здійснення контролю точності результатів досліджень за рахунок проведення комплексних розрахунків – розв'язання прямих і обернених задач кінематики та динаміки, задач статички й кінетостатички.

Надано рішення двох завдань, з яких перше – визначення закону руху по заданому положенню і орієнтації захвату на краях траєкторії та друге – визначення сил і моментів у кінематичних парах, за якими можна здійснити заданий рух маніпуляційної системи робота ПУМА–560. Маніпулятор розглядався багатоланковим механізмом, який здійснював просторовий рух під дією 6-ти обертальних моменти в у вузлах ланок. Маніпулятор представлено шістьма твердими тілами – «колоною», «плечем», «ліктем», «зап'ястям», «долонею» та «захватом». За узагальнені координати вибрано відносні кути повороту ланок. Інерційна структура описана за допомогою списку твердих тіл, для кожного з яких вказується перетворення головних центральних СК. Враховано сили тяжіння ланок і дисипативні сили, які пропорційні моментам інерції рухомих мас, а також наявність перешкоди у вигляді штиря. Облік перешкоди проводився включенням фіктивної сили відштовхування між захватом і кінцем штиря, яка обернено пропорційна відстані між ними. Для вирішення 1-го завдання використано динамічний метод, для 2-го – метод розв'язання обернених задач динаміки по заданих законах зміни узагальнених координат, які отримано за рішенням 1-го завдання. Для перевірки точності визначених сил і моментів у кінематичних парах додатково розв'язано пряму задачу динаміки маніпулятора. На рис. 13 представлено горизонтальну проекцію траєкторії точки кріплення захвату без перешкоди та з перешкодою в області руху (зображено точкою на правому рисунку).

Для нульових початкових умов час виходу захвату маніпулятора у задане положення склав $0,08\text{ с}$. Рух точки на захваті практично є прямолінійним, а відхилення складають менш, ніж $1,3\text{ см}$ за аплікатою та $0,48\text{ см}$ за ординатою, якщо перешкода в області руху відсутня.

При наявності сил відштовхування від перешкоди помітнішими є відхилення траєкторії точки захвату від прямої лінії – більш, ніж 7 см від штиря по обох горизонтальних координатах. Відхилення траєкторії від заданої пояснюється необхідністю долання сил інерції ланок маніпулятора та сил демпфування у вузлах механізму.

Рис. 13. Проекції на горизонтальну площину траєкторії руху точки на захваті без перешкоди (зліва) і з перешкодою (справа) в області руху (m)

Здійснено контроль точності результатів досліджень за проведеними комплексними розрахунками – із розв’язування прямої та оберненої задач кінематики і прямої та оберненої задач динаміки. На рис. 14 представлено порівняння ординат точки центру захвату у заданому та розрахованому законах руху. Видно, що найбільші відхилення досягаються наприкінці руху та складають $\sim 3,5\text{ мм}$, що є припустимим. Вони можуть бути компенсовані системою керування роботою зі зворотним зв’язком. Точність позиції наприкінці руху для координат точок захвату є достатньо високою, відхилення складають $\sim 10^{-7}\text{ м}$.

Досліджено вплив характеристик пружно-дисипативної взаємодії панелей сонячних батарей

Рис. 14. Ординати точки захвату у заданому (суцільна крива) і визначеному (пунктир) законах руху (m)

спутника Землі при їх розкритті на кількість спрацьовувань рушійних електродвигунів. За допомогою ССКА складено рівняння руху та розраховано нестационарні ударні динамічні процеси розкриття панелей, на які накладаються додаткові в’язі при розкритті кожної пари батарей, що відповідає забороні розкриватися їм більш, ніж на заданий кут, відносно один до одного і корпусу супутника. Такі системи моделювались шляхом введення лінійної та нелінійної пружно-дисипативної взаємодії між тілами. Здійснено мінімізацію числа включень двигунів.

Рис. 15. Розрахункова схема пружній щогли з кульовим віброгасником

У шостому розділі наведено приклади розрахунків коливань, перехідних і стаціонарних динамічних процесів систем із нестационарними та неголомними в’язями при застосуванні аналітичних комп’ютерних методів. Спочатку розглянуто задачу про коливання стержньової щогли, на якій встановлено кульовий гаситель, при порушенні просторових коливань горизонтальною гармонійною силою (рис.15). Показано, що такий віброгасник працює як антивібратор, здатний зменшити тільки нижчу гармоніку коливань. Ефект дії такого пристрою встановлено на основі розрахунків просторових коливань щогли. У разі, коли власна частота кулі, що перекочується по сферичній чашці, є близькою до першої резонансної частоти щогли, амплітуда збуджених коливань, зменшується у кілька разів (рис. 16).

Рис. 16. Траєкторії руху нижньої точки чашки: ліворуч – без, праворуч - з віброгасником

Оцінку ефективності кульового віброгасника в умовах сейсмічного зсуву підстави щогли проведено шляхом порівняння амплітуд коливань верхньої точки щогли із різним розташуванням віброгасника вздовж неї. Встановлено, що зменшення розмаху коливань при зазначеному сейсмічному порушенні пропорційно висоті, на якій розташовано віброгасник на щоглі.

Розглянуто задачу про визначення сили тяги автопоїзду – тягача з причепленими до нього одноосними візками з колесами. Ця механічна система, як раніше встановлено у роботах Лобаса Л.Г., Антонюка Є.Я., Матіясевіча В.М., є неголомною.

Надано аналітичний опис системи з n візками, як постійної частки (передня вісь тягача із кермом) і часткою, що регулярно повторюється (візки). Положення передньої осі тягача визначається координатами її центру та кутом повороту, положення кожного візка – координатами центру мас і кутом повороту. Враховані геометричні в’язі, що відповідають зчепленню візків, і кінематичні в’язі, які забороняють рух візків перпендикулярно до площини коліс.

Встановлено, що незалежно від числа візків n система має один ступень вільності. Розраховано, наскільки при зменшенні n сила тяги приводить до збільшення швидкості автопоїзда після маневру, і наскільки при збільшенні n - до її зменшення (рис. 17). Одержано результати розв'язування задачі про визначення закону зміни сили тяги при різній кількості візків автопоїзду за умови, коли швидкість тягача після маневру поверталася до початкового значення (рис. 18).

Рис. 17. Швидкість тягача (m/c) для різного числа візків

Рис. 18. Сила тяги (H) для постійної швидкості при $n = 6, 5, 4$ (зверху-вниз)

Для визначеного закону руху системи при зигзагоподібному маневрі знайдено сили, що прикладені до коліс. Точність розв'язків встановлено шляхом порівняння заданої сили тяги з відновленою по розрахованому закону руху автопоїзда. Достовірність результатів також встановлено порівнянням розрахункових законів руху кожного візка із законами, поразкованими для всього автопоїзда.

У сьомому розділі комп'ютерними аналітичними обчисленнями отримано розв'язки задач аналізу динаміки та синтезу зубчастих рейок стрілового пристрою портових кранів, кулачкових механізмів і систем підвіски сільськогосподарських машин.

Розраховано зусилля S_G , що прикладене до зубчастої рейки, рух якої призводить до зміни конфігурації пристрою (рис. 7) та переміщення вантажу Q . Встановлено, що точка F підвісу троса із вантажем переміщується по горизонталі, наближаючись або віддаляючись від корпусу. Вихідне положення рівноваги стрілового пристрою портового крану отримано у розділі 4. Розрахунок кінематики механізму показав, що діапазон горизонтального переміщення точки F забезпечується зміною довжини ділянки $s(t)$ рейки CG від 7,1 до 2,1 м. Для лінійного за часом закону її зміни $s(t) = 7,1 - t/6$ проведено розрахунки S_G : спочатку для невагомій жорсткій моделі пристрою з обліком лише ваги та маси вантажу і противаги, потім - для пружної стержневої моделі, для якої вище визначено положення рівноваги.

У першому випадку зусилля S_G змінюється у часі за законом, що відображено нижньою кривою на рис. 19.

Рис. 19. Зусилля на зубчастій рейці

У другому випадку для встановлення законів зміни у часі узагальнених координат пружної системи спочатку розв'язано пряму задачу динаміки стрілового пристрою з відомими масами вантажу, противаги, стержнів. Початкові умови визначені за даними розрахунків положення рівноваги. Рух рейки моделювався шляхом задання функції часу $s(t)$.

На рис. 19 верхні криві відповідають зміні у часі зусилля S_G (гладка крива – сплайнова апроксимація). За розрахунками встановлено, що закон зміни зусилля на рейці має коливальний характер, пружність та облік мас деталей стрілового пристрою потребує більших значень сили, прикладеної до рейки.

Розв'язано задачі про визначення рушійного моменту, який треба прикласти до важеля поворотного пристрою читання жорсткого диску ПК (рис. 20) для здійснення його повороту на заданий кут за заданий час.

Положення рівноваги визначено з використанням динамічного методу, а для знаходження рушійного моменту вжито метод підсистем сумісно із динамічним методом для розв'язування першої та другої задач динаміки геометрично нелінійної пружної стержневої моделі кабелю. Геометрично нелінійна модель пружно деформованого при великих переміщеннях точок вісі кабелю прийнята відповідною системою багатьох твердих стержнів (до 40), як показано на рис. 21.

Маси стержнів, пружні та дисипативні сили розміщувалися по вузлах системи та визначалися за матеріальними і геометричними даними перетину кабелю, а коефіцієнти дисипації приймалися пропорційними масам і коефіцієнтам жорсткості. Система тіл замикалася так: у 1-й моделі - у вузлі $N-2$ фіктивним пружним елементом C з великою жорсткістю (рис. 20), у 2-й моделі – пружністю стержнів на розтяг-стиск. Обидві моделі еквівалентні за ре-

зультатами розрахунків форми кабелю та прикладеного моменту, що повертає механізм, однак друга дає можливість визначити ще й поздовжню силу.

Пружний кабель здійснює загасаючі хвилеподібні коливання й встановлюється в рівноважне положення за 2 мс. На рис. 22 показано, як у цьому положенні розподілена поздовжня сила у 2-й моделі кабелю (відносні одиниці) при зміні загальної пружності кабелю на розтяг-стиск (в Н/м - 10^4 , 10^5 , 10^6 , 10^7 , 10^8 – знизу-вверх). Після знаходження рівноваги положення кабелю, що відповідає куту повороту $\alpha = 30^\circ$, було задано рух пристрою голівок шляхом примусової зміни кута за рівномірним законом ($\varphi^\circ = 30 + 3000t$). Знайдений момент, якій необхідно прикласти до важеля, представлено рис. 23 (відносні одиниці).

Рис. 20. Пристрій зчитування вінчестера
Рис. 22. Поздовжня сила по довжині кабелю

Рис. 21. Стержньова модель пристрою
Рис. 23. Пружний момент кабелю

Наведено аналітичні дослідження синтезу кулачкового механізму підіймальної платформи формувального верстата, що одержані за допомогою ССКА й аналітичним обчислюванням. У дослідженнях застосовані спеціальні програмні розробки, які включені до ПЗ САПР динаміки машин для виконання завдань з автоматизованого проектування профілю кулачка по заданому закону руху вхідної ланки механізму і його геометричних передавальних функцій. Підхід до проблеми синтезу засновано на аналітичному завданні профілю кулачка кубічним сплайном $\rho = \rho(\beta)$ у зв'язаній з ним полярній СК. За рівнянням профілю в кожній його точці визначається кут нахилу дотичної й залежно від типу кулачкового механізму аналітично формується неявна функція вихідної ланки – поступальне (h) або обертальне (z) переміщення. І, навпаки, по необхідному вихідному переміщенню та закону повороту кулачка може бути побудовано рівняння його профілю.

Приведено розрахунки кулачка верстату для формовки виробів із пластику по заданому технологічним процесом закону руху платформи. Розрахункова схема представлена на рис. 24. Спочатку встановлено закон повороту кулачка, зумовлений заданим ходом поршнів пневмоциліндрів 1 і 2. Після цього вирішено дві кінематичних задачі. Перша з них передбачує визначення аналітичних законів вертикального переміщення платформи $y_C(t)$, її швидкості $v_C = \dot{y}_C$, прискорення $a_C = \dot{v}_C$ та куту тиску θ за заданим профілем кулачка. Друга задача передбачує за законами руху платформи y_C та кулачка φ , які відомі за технологічних умов, визначення параметричного закону передавальної функції кулачка $y_C = f(\varphi)$. Вирішення цих задач дозволяє остаточно отримати профіль кулачка, який можна порівняти з профілями 1 і 2, раніше запроєктованими на підприємстві конструкторами. У розрахунках профілі задавали масивом точок для кулачка 1 і масивом дуг кіл для кулачка 2, додатково вводили ексцентриситет $e = 20$ мм. На рис. 25 дано порівняння зміни куту тиску при рівномірному русі запроєктованих пневмоциліндрів ($\theta_1^\circ, \theta_2^\circ$) та одержаного в роботі (θ°), з чого видно, що останній має менші значення куту тиску, а його розподілення є більш рівномірним. Отримана у розрахунках величина сили тиску на кулачок зі сторони ролика дозволила остаточно визначити геометрію кулачка та ролика.

Рис. 24. Конструктивна схема механізму підйому платформи верстату для формовки

Рис. 25. Кути тиску запроєктованих кулачків ($\theta_1^\circ, \theta_2^\circ$) й одержаного в роботі (θ°)

Викладено результати динамічного синтезу пристрою зрівноваження навісної двохбарбанної жнивarki «Слов'янка УАС-7», схему якої показано на рис. 26. За умов плоского руху (відносно корпусу жнивarki) вирішується кінематичне завдання щодо визначення положення точок H, L, C, B залежно від куту повороту жнивarki у вертикальній площині. З урахуванням сил тяжіння ланок жнивarki, жорсткості пружин, величин тиску її лап на ґрунт $N_l = N_r = 294$ Н визначено статичні деформації пружин для кутів повороту важелів у діапазоні $[-5^\circ, +5^\circ]$. Виявлено, що на краях діапазону їх зміни сили тиску лап жнивarki занадто ве-

ликі, а також встановлено, що для забезпечення нормативного тиску на ґрунт необхідно або мати нелінійні пружини, або скоректувати закон переміщення точок B і L при повороті трикутних важелів.

Якщо виходити із заданих граничних значень сили тиску на ґрунт $98H$ і $492H$ на краях діапазону зміни кута α° , то можна підібрати статичну деформацію пружин і кут розвалу трикутного важеля. В цьому випадку сила тиску для середніх значень кута α° стає негативною, що підтверджується динамічними розрахунками та свідчить про наявність двох положень рівноваги – верхнього (стійкого) та нижнього (нестійкого).

За результатами розрахунків зроблено висновок про те, що запропонована конструкція механізму зрівноваження жнивarki не задовольняє вимогам критичності сил тиску на ґрунт у робочому діапазоні кутів її нахилу. Тому розглядалися варіанти із розміщенням кулачкового механізму між трикутними важелями та пакетами пружин (рис. 27, ліворуч).

а) вид збоку

б) вид позаду

Рис. 26. Схема пристрою зрівноваження жнивarki

Для визначення передавальної характеристики кулачкового механізму знайдено попередній розтяг пружин і кут розвалу трикутних важелів, що забезпечило рівні нормативного тиску лап жнивarki на ґрунт як у верхньому, так і нижньому її положеннях. Одержано характеристики деформації пружин і переміщень пружинного краю важеля залежно від куту α° . На рис. 27 (праворуч) представлена залежність сили тиску лап для жатки з кулачком.

Аналіз розрахункових даних свідчить про здатність жнивarki з кулачком задовольнити вимоги до сил тиску на ґрунт у робочому діапазоні кутів її нахилу. У центральній зоні, де $\alpha^\circ \in [-3,75^\circ, +3,75^\circ]$, тиск збільшується від 10 до 400 H , а стан жнивarki саме тут є близьким до стану байдужої рівноваги.

Рис. 27. Жнивarka з кулачком: схема (ліворуч), сила тиску (H) на ґрунт (праворуч)

У восьмому розділі надано розрахункові моделі та чисельні результати за комплексними дослідженнями ударних процесів у контейнерах-упаковках (КУ) для захоронення та транспортування високоактивних відходів атомних станцій, які проектується в Національному науковому центрі «Харківський фізико-технічний інститут» (ННЦ «ХФТІ»); приведено перелік нормативних стандартних випробувань при падінні КУ.

Конструктивну схему КУ приведено на рис. 28, де 1, 2, 7, 8 – торцеві затвори; 3, 9 – фланці зі вкладишами 4, 10; 5 – трьохшаровий корпус із вуглець-вуглецевим заповнювачем; 6 – касета з теплоізолюючими зборками (ТВЗ). Там же показано плиту, фізико-механічними властивостями якої імітують умови удару при падінні КУ. Дослідження виконано з метою оцінювання міцності та герметичності затворів КУ при різних умовах падіння (висота H , кут нахилу φ) за програмою нормативних стандартних випробувань.

За розробленим у роботі підходом у механічну модель системи введено пружні та дисипативні елементи, якими моделюють сили, що виникають у місцях ударних взаємодій. За координати цих силових елементів приймають величини лінійних і кутових відносних переміщень тіл, що співударяються, а їхні характеристики записують умовними виразами відповідно до умов зіткнення і потім підбирають за даними тривалості взаємодії та пружності удару. При цьому ненульові значення характеристик можуть лінійно залежати від координат або відповідати різним гіпотезам, наприклад, гіпотезі Герца.

Механічна модель КУ представлено у вигляді системи багатьох твердих тіл із відомими пружними та дисипативними характеристиками інерційних і силових елементів. Між корпусом КУ або касетою з ТВЗ і торцевими затворами та

Рис. 28. Конструктивна схема КУ і узагальнені координати

вкладишами прийнято пружно-дисипативну взаємодію у сполученні з граничним сухим тертям. Фізико-механічні властивості плити для імітації удару КУ при падінні встановлено за умов пружно-дисипативних властивостей із нелінійним зв'язком між контактною силою опору плити з нормальним переміщенням за законом Герца. Для імітування характеру відс-

тупування характеру відс-

коку підібрано постійні пружно-дисипативні властивості плити та тривалість удару КУ з плитою. При описі контактної взаємодії за коефіцієнтами нелінійних сил пружності та сил тертя використано релейні функції, які при негативних значеннях величин H , l , L , zA , zD , \dot{x}_A , \dot{x}_D (рис. 28) приймали ненульові значення.

Чисельним інтегруванням динамічних рівнянь удару КУ при падінні на плиту визначено величини прискорень в окремо заданих точках тіл для кожної деталі КУ за тривалість удару; нормальні та дотичні до затвору сили, які необхідно враховувати для оцінювання міцності та герметичності торцевих затворів контейнера. Нормативні стандартні випробування при падінні КУ містять прямі падіння на плиту та вузькій штир, падіння під кутом (рис. 28, $\varphi = 30^\circ$). Характер останнього – це послідовні удари у плиту нижнім і верхнім кінцями та боковою стороною. У розрахунках прийнято, що касета з ТВЗ не закріплена усередині контейнеру і може ударити по затворах зсередини, спонукуючи вибивання затвору. Ударна взаємодія між касетою з ТВЗ і затворами призводить до додавання значних контактних сил, що діють між ними та створюють небезпеку в порушенні герметизації КУ. Внутрішній удар касети з ТВЗ по верхньому затвору після удару КУ о плиту боковою поверхнею є небезпечним для затвору.

Надано розрахункові схеми та результати кінетостатичного моделювання методом скінчених елементів напружено-деформованого стану елементів КУ для найбільш небезпечних варіантів випробувань падіння. При цьому використано вихідні дані з розподілу прискорень точок тіл КУ, які попередньо отримано із застосуванням ПЗ ССКА. Одержані оцінки з міцності та герметичності КУ свідчать, що конструкції, спроектовані в ННЦ «ХФТІ», відповідають нормам стандартних випробувань і здатні безпечно експлуатуватися.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано важливу науково-практичну проблему в розвитку теорії динаміки та міцності машин, приладів і апаратури, яка полягає у створенні аналітичних комп'ютерних методів розрахунку та встановленні закономірностей динамічних процесів у технологічних, енергетичних, транспортних машинах та інших технічних системах з урахуванням їхньої структури і реальних умов експлуатації. В результаті проведеного комплексу досліджень отримано наступні результати.

1. Запропоновано новий підхід до проблем розрахунку динамічних процесів у технологічних, енергетичних, транспортних машинах та інших технічних системах, за яким розроблено обґрунтовану теорію аналітичних комп'ютерних методів розрахунків і програмні засоби у вигляді спеціальної системи комп'ютерної алгебри.

2. Розроблено універсальний аналітичний опис та ефективні алгоритми автоматичного комп'ютерного формування в узагальнених і псевдокоординатах рівнянь динаміки голономних, неголономних, стаціонарних і нестаціонарних дискретних систем складної структури з довільними в'язями при плоскому та просторовому рухах в умовах квазістатичних й динамічних навантажень.

3. Проведено розрахунки динамічних процесів в конструктивних елементах широкого класу машин і технічних систем на основі використання розробленої спеціальної системи комп'ютерної алгебри та здійснено порівняння результатів з відомими аналітичними і числовими даними, отриманими іншими науковцями.

4. Одержано аналітичні оцінки кількості операцій у рівняннях динаміки систем типа «дерево», що будуються спеціальною системою комп'ютерної алгебри, які підтверджено обчислювальними експериментами, що дозволило встановити більшу ефективність алгоритмів їх формування у порівнянні з відомими.

5. Отримано на новій теоретичній основі із застосуванням розроблених аналітичних комп'ютерних методів і програмних засобів рішення прикладних задач розрахунків динаміч-

них процесів для аналізу та синтезу конструкцій, машин, приладів і апаратів сучасної техніки, а саме:

– встановлено нові можливості для отримання якісних й кількісних закономірностей вимушених коливань і перехідних процесів в силових передачах з ДВЗ з урахуванням процесів в системі згоряння, та для розв'язання задач віброізоляції транспортних засобів, досліджено вплив порушень в роботі одного циліндра на результат відстройки від резонансів силової передачі ДВЗ;

– розв'язано задачі віброізоляції висотних споруд і транспортних засобів, що взаємодіють із твердими тілами й здатні проявляти неголономність в'язей при просторовому русі, на основі яких обґрунтовано ефект зменшення рівня шкідливих коливань споруд за рахунок використання кульового віброгасника та приведено комплекс розрахунків для його проектування;

– здійснено аналіз динамічних процесів у стержньових і балочних конструкціях, перехідних та ударних процесів у космічних об'єктах і в контейнерах для транспортування високоактивних відходів АЕС з одночасним розв'язанням задач силового забезпечення положень рівноваги та заданих рухів, пошуку початкових і поточних конфігурацій тіл;

– вирішено задачі аналізу та синтезу динаміки маніпуляційних систем з урахуванням складних просторових рухів їхніх ланок, які супроводжуються коливаннями несучих частин, що дозволило в умовах істотного підвищення вкладу сил інерції визначити приводні сили та задовольнити високим вимогам до точності позиціонування, визначено вплив перешкоди на рух і приводні сили;

– здійснено у рамках єдиної механічної системи параметричний й структурний синтез з обліком накладених різних геометричних і кінематичних в'язей на етапі проектування нових кулачкових механізмів формувального верстату, зубчастих рейок стрілових пристроїв портових кранів і систем підвіски сільськогосподарських машин.

6. Практичну цінність роботи підтверджено актами про застосування результатів, рекомендацій та висновків дисертації в організаціях, для котрих надано рішення науково-технічних завдань за допомогою створених у роботі програмних засобів: Машинобудівне підприємство «УКР.АГРО-СЕРВИС» (2005-2008 рр.), ННЦ «ХФТІ» (2007 р.), НТУ «ХПІ» (1998-2008 р.), ФГОУ ВПО «Чуваський державний університет» (Російська Федерація, 2005 р.), Клайпедський морехідний інститут (Литовська республіка, 2006-2008 рр.).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Академик Александр Михайлович Ляпунов: К 150-летию со дня рождения: Монография / Л.Л. Товажнянский, К.В. Аврамов, Е.Е. Александров, Ю.М. Андреев, Л.М. Бесов, Д.В. Бреславский, С.А. Горелова, Л.В. Курпа, А.А. Ларин, Ю.В. Михлин, О.К. Морачковский, Т.В. Шматько; Под общ. ред. Л.Л. Товажнянского. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 288 с. – Глава 5. Курс теоретической механики, основанный на аналитических методах и специальной системе компьютерной алгебры / Ю.М. Андреев, А.А. Ларин. – С. 113-146.

Здобувачем у розділі 5 викладено аналітичне обґрунтування методу отримання в ССКА основних рівнянь механіки систем твердих тіл і застосування ССКА у вузівському курсі теоретичної механіки.

2. Андреев Ю. М. Синтез нелинейных вибрационных систем по скелетным кривым с использованием теории чувствительности / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Харьков: «Вища школа». Издательство при Харьковском университете, 1984. – Вып. 40. – С. 50-56.

Здобувачу належать отримані для дискретних систем коефіцієнти чутливості власних частот по відношенню к інерційним і пружним параметрам моделі та побудова алгоритму відстройки лінійних і нелінійних систем на підставі цього.

3. Андреев Ю. М. Синтез нелинейных вибрационных систем методом пошаговой оптимизации / Ю. М. Андреев, В. Н. Карабан // Теория механизмов и машин. – Харьков: «Вища школа». Издательство при Харьковском университете, 1985. – Вып. 38. – С. 27-32.

Здобувачу належать обґрунтування ідеї застосування в задачах синтезу методу покрової оптимізації та розрахунок прикладів.

4. Андреев Ю. М. Контактная задача для обоймы роликового механизма свободного хода / Ю. М. Андреев, В. А. Сало, А. А. Оприщенко, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Харьков: «Вища школа». Издательство при Харьковском университете, 1986. – Выпуск 44. – С. 105-109.

Здобувачу належать розрахунки сил, які діють в реальному роликовому механізмі вільного ходу, виходячи з величин моментів, що їм передаються, за допомогою використання спеціальної системи аналітичних обчислювань для урахування умов їх спрацьовування.

5. Андреев Ю. М. Аналитическая вибрационная диагностика рабочего процесса ДВС при нелинейной диагностической модели / Ю. М. Андреев, А. А. Ларин // Теория механизмов и машин. – Харьков: «Вища школа». Издательство при Харьковском университете, 1987. – Вып. 42. – С. 106-110.

Здобувачу належать аналітичні моделі систем з ДВЗ, реалізація розрахунків на ПК із використанням системи аналітичних обчислювань.

6. Андреев Ю. М. Эффективная организация расчета деформаций коленчатых валов при сложных программах нагружения / Ю. М. Андреев, А. А. Ларин, Ю. Л. Тарсис // Динамика и прочность машин: Республиканский междуведомственный научно-технический сборник. – Харьков: «Вища школа». Издательство при Харьковском университете, 1987. – Вып. 46. – С. 107-110.

Здобувачу належать розрахунки сил, що діють на колінчатий вал у реальному механізмі, де застосовуються ДВЗ, із використанням системи аналітичних обчислювань та ідея методу розрахунку деформацій колін методом суперпозиції даних в умовах дії одиничних навантажень.

7. Андреев Ю. М. Компьютерное моделирование задач механики голономных систем твердых тел со стационарными и нестационарными связями / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Харьков : ХПИ, 1993. – Вып. 53. – С. 96-102.

Здобувачу належать рівняння нестационарних дискретних систем у векторно-матричній формі, виведені з принципу д'Аламбера-Лагранжа, та рішення прикладу.

8. Андреев Ю. М. Компьютерное построение дифференциальных уравнений движения неголономных систем / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Харьков : ХПИ, 1993. – Вып. 54. – С. 93-98.

Здобувачу належать рівняння руху неголономних дискретних систем у векторно-матричній формі, і виведені з принципу д'Аламбера-Лагранжа, та рішення прикладу.

9. Андреев Ю. М. Технологии аналитических вычислений для ПЭВМ в задачах динамики машин с пространственно движущимися звеньями / Ю. М. Андреев, О. Л. Шелудяков // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 1998. – Выпуск 9. – С. 59-61.

Здобувачу належать формули для одержання параметрів чотирьох-точкової заміни твердих тіл за даними інерційних характеристик з довідника М.В. Фаворина, автоматизація одержання структур сил інерції тіл, що просторово рухаються.

10. Андреев Ю.М. Рациональный метод экспериментального определения тензора инерции звеньев пространственных механизмов / Ю.М. Андреев, О.Л. Шелудяков // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – Харків: ХДПУ, 1999. – Випуск 29. – С. 34-40.

Здобувачу належать ідея та теоретичне обґрунтування методу експериментального визначення тензора інерції твердого тіла.

11. Андреев Ю. М. Эффективность компьютерного построения моделей кинематики и динамики манипуляционных систем / Ю. М. Андреев // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2004. – № 19. – С. 13-16.

12. Андреев Ю. М. Компьютерный метод анализа свойств дискретных механических систем для решения задач статики и кинематики / Ю. М. Андреев, Ю. Л. Тарсис // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2004. – № 20. – С. 9-14.

Здобувачу належать аналітичні рівняння рівноваги у наведеному прикладі, що отримані за допомогою розробленої спеціальної системи комп'ютерної алгебри.

13. Андреев Ю. М. О динамике голономных систем твердых тел / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Прикладная механика. – Киев. – 2005. – Т. 41, №7. – С. 130-138.

Здобувачу належить математичний опис та одержані нові рівняння руху голономних систем багатьох тіл, що рухаються у просторі, комп'ютерні розв'язки задач механіки розробленою системою комп'ютерної алгебри.

14. Андреев Ю. М. Векторно-матричная форма общего уравнения динамики в обобщенных и псевдокординатах / Ю. М. Андреев // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2005. – № 20. – С. 13-18.

15. Применение принципа виртуальных перемещений для построения эпюр внутренних сил / Ю. М. Андреев, С. В. Драгун, Е. И. Дружинин, А. А. Ларин, Ю. В. Ромашов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. – № 21. – С.3-8.

Здобувачу належить реалізація аналітичних алгоритмів у спеціальній системі комп'ютерної алгебри для вирішення задач визначення внутрішніх зусиль та оцінки міцності методами опору матеріалів.

16. Андреев Ю. М. Разработка специальной системы компьютерной алгебры динамики машин в объектно-ориентированной среде BORLAND BUILDER C++ / Ю. М. Андреев // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. – Хмельницький : Хмельницький національний університет. – 2005. – Ч. 1, Т. 2. – С. 36-41.

17. Андреев Ю. М. Система комп'ютерної алгебри для досліджень механіки машин / Ю. М. Андреев, А. А. Ларин, О. К. Морачковский // Машинознавство. – Львів, 2005. – № 6. – С. 3-8.

Здобувачу належать теоретичні положення, одержані розрахункові моделі та основні динамічні розрахунки жнивarki.

18. Андреев Ю. М. Вычислительная эффективность векторно-матричной формы общего вариационного уравнения механики / Ю. М. Андреев // Наукові праці Донецького національного технічного університету : серія : «Гірничо-електромеханічна». – Донецьк : ДонНТУ. – 2005. – Вип.94. – С. 46-51.

19. Андреев Ю. М. Моделирование колебательных процессов в машинах в среде специально разработанной системы компьютерной алгебры / Ю. М. Андреев // Збірник наукових праць Полтавського національного університету імені Юрія Кондратюка : серія : Галузеве машинобудування : будівництво. – Полтава: ПНТУ, 2005. – Вип.16. – С. 13-18.

20. Андреев Ю. М. Компьютерное моделирование неголономных систем твердых тел на основе принципа Даламбера-Лагранжа / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Прикладная механика. – Киев. – 2006. – Т. 42, № 9. – С. 106-115.

Здобувачу належать математичний опис та одержані нові рівняння руху неголономних систем, комп'ютерні розв'язки задач механіки за допомогою розробленої системи комп'ютерної алгебри.

21. Андреев Ю. М. Новая система компьютерной алгебры для исследования колебаний структурно-сложных голономных и неголономных систем твердых тел / Ю.М. Андреев, О.К. Морачковский // Надійність і довговічність машин і споруд / Міжнародний науково-технічний збірник НАН України. – К.: Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка, Асоціація «Надійність машин і споруд», 2006. – Випуск 26. – С. 11-18.

Здобувачу належать теоретичне обґрунтування нової системи комп'ютерної алгебри для розв'язання задач на коливання та підготовка ілюстративних прикладів.

22. Андреев Ю. М. Кинематический и динамический анализ кулачкового механизма формовочного станка / Ю. М. Андреев, Е. И. Дружинин, О. В. Митин // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – № 21. – С. 14-21.

Здобувачу належать механічна та математична моделі кулачкового піднімального механізму формувального верстату та наведені розрахункові дані.

23. Андреев Ю. М. Аналітичний синтез кулачкових механізмів / Ю. М. Андреев, Є. І. Дружинин // Машинознавство. – Львів, 2006. – № 5. – С. 34-37.

Здобувачу належать математична модель кулачкових механізмів і розрахунки.

24. Андреев Ю. М. Моделирование стержневых и балочных конструкций в специальной системе компьютерной алгебры / Ю. М. Андреев // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2007. – № 1/1 (25). – С. 63-66.

25. Андреев Ю. М. Численно-аналитическое решение обратной задачи динамики дискретных систем / Ю. М. Андреев // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2007. – № 2/4 (26). – С. 10-13.

26. Анализ динамических реакций при падении контейнера упаковки с радиоактивными отходами / О. В. Бирюков, Ю. М. Андреев, Д. В. Лавинский, В. Н. Соболев // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – № 38. – С. 18-24.

Здобувачу належать моделі ударних пружно-дисипативних взаємодій при випробуваннях контейнерів шляхом кидання з висоти, розрахункові дані, одержані методом скінченних елементів для здійснення досліджень напружено-деформованого стану контейнера.

27. Динамическое моделирование стандартных экспериментов по испытанию на прочность контейнеров-упаковок для высокоактивных отходов атомных станций / Ю. М. Андреев, О. В. Бирюков, О. К. Морачковский, И. М. Неклюдов, С. Ю. Саенко // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2007. – № 6/4 (30). – С. 4-7.

Здобувачу належать моделі ударних пружно-дисипативних взаємодій при випробуваннях контейнерів шляхом кидання з висоти, розрахунки щодо визначення ударних сил на їхніх деталях.

28. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. № 16273. Україна. Програмний комплекс для розрахунків кінематики, кінетостатики та динаміки дискретних моделей машин і механізмів (КІДИМ) : комп'ютерна програма / Ю. М. Андреев. – Дата реєстрації 12.04.2006.

29. Андреев Ю. М. Компьютерное построение моделей в задачах кинематики и динамики механизмов и машин / Ю. М. Андреев, В. Н. Митин, Л. И. Штейнвольф // Методы компьютерного конструирования моделей механики систем твердых тел : материалы Всесоюзного рабочего совещания (ноябрь 1988 г.) – Ленинград. – 1988. – С. 13.

Здобувачу належить комп'ютерна реалізація моделей в задачах кінематики та динаміки механізмів і машин, що приводяться.

30. Андреев Ю. М. Применение САВ для построения механических моделей многозвенных систем и обеспечение их комплексных исследований / Ю. М. Андреев, В. Н. Митин, Л. И. Штейнвольф // Аналитические преобразования на ЭВМ в автоматизации научно-исследовательских работ : Всесоюзная конференция : тезисы докладов – Вильнюс. – 1990. – С. 3-4.

Здобувачу належать алгоритми комп'ютерної побудови математичних моделей для кінематичних і нестационарних в'язей.

31. Андреев Ю.М. Технология инженерных расчетов динамики структурно-сложных механических систем на базе специализированной САВ «КИДИМ» / Ю.М. Андреев, О.В. Митин // Вісник інженерної академії України. – КВ № 2635. – Київ. – 2000. – С. 383-386.

Здобувачу належать ідея використання псевдокоординат у базовому алгоритмі системи комп'ютерної алгебри, що розробляється, та алгоритми реалізації в цій системі рівнянь Аппеля для побудови математичних моделей систем з ланками, що просторово рухаються.

32. Андреев Ю. М. Универсальный алгоритм решения задач кинестатики и его применение для расчетов порталного крана / Ю. М. Андреев // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве : 6-я Международная научно-техническая конференция : Сборник научных трудов. – Харьков : ХНПК «ФЭД», 2002. – С. 297-300.

33. Андреев Ю.М. Язык, семантика, синтаксис, реализация универсального описания дискретных механических систем для моделирования / Ю.М. Андреев // Dynamical system modeling and stability investigation. Modeling & Stability : Міжнародна конференція, 23-25 травня 2005 р. : тези доповідей. – Київ : Вісник Київського національного університету ім. Тараса Шевченка, 2005. – С. 162.

34. Андреев Ю. М. Применение метода замещающих точек для определения инерционных характеристик твердого тела / Ю. М. Андреев // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье : международная научно-техническая конференция, 12-14 мая 1997 г., Харьков : труды в пяти частях. – Харьков, Мишкольц, Магдебург: Харьковский государственный политехнический университет, Мишкольцкий университет, Магдебургский университет, 1997. – Ч. 1. – С. 37-39.

35. Андреев Ю. М. Разработка САПР динамики машин на основе специальной системы компьютерной алгебры / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Физические и компьютерные технологии : 11-я Международная конференция : труды. – Харьков : ХНПК «ФЭД», 2005. – С. 252-264.

Здобувачу належать ідея та реалізація структури спеціальної системи комп'ютерної алгебри, як програми САПР, та підготовка прикладів.

36. Андреев Ю.М. Специальная система компьютерной алгебры вибрационного анализа и синтеза структурно-сложных дискретных механических систем / Ю. М. Андреев, А. А. Решетов // Вычислительная механика деформируемого твердого тела : труды международной научно-технической конференции : в 2 т. – М.: МИИТ, 2006. – Т. 1. – С. 22-25.

Здобувачу належать теоретичне обґрунтування комп'ютерної автоматизації одержання математичної моделі коливаль у машинах, реалізація рішень задач аналізу та синтезу на цій базі та розрахунки прикладів.

37. Андреев Ю. М. Метод подсистем для аналитического динамического анализа и синтеза / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Физические и компьютерные технологии : 12-я Международная конференция : труды. – Харьков : ХНПК «ФЭД», 2006. – С. 123-131.

Здобувачу належать аналітична реалізація методу підсистем, еквівалентної заміни нелінійних за узагальненими координатами потенційних сил лінійним приведеними пружними силами, підготовка прикладів. Потенційність вихідних сил визначається спеціально розробленим аналітичним критерієм.

38. Андреев Ю. М. Разработка систем аналитической вибрационной диагностики энергетического оборудования / Ю. М. Андреев, А. А. Ларин, А. А. Решетов // НКТЭ-2006 : национальная конференция по теплоэнергетике, 4-8 сентября 2006 г. : материалы докладов / Под редакцией Ю. Г. Намиева, В. Н. Шлянникова. – Казань: Исследовательский центр проблем энергетике. КазНЦ РАН, 2006. – Т. II. – С. 241-244.

Здобувачу належить теоретичне обґрунтування автоматичного одержання механічних моделей машин для аналітичної вібраційної діагностики.

39. Andreev Yu. Multibody dynamics in analytic systems of computational mechanics and engineering applications / Yu. Andreev // Nonlinear Dynamics – 2007 : The second International Conference. – Kharkov: NTU «KhPI», 2007. – P. 6-11.

40. Андреев Ю. М. Обоснование и применение специальной системы компьютерной алгебры согласно требованиям правил морского регистра судоходства / Ю. М. Андреев, А. А. Решетов // Гидродинамика больших скоростей : X Международная научная школа ; Гидродинамика. Механика. Энергетические установки : Международная научная конференция : сборник трудов. – Чебоксары : ЧПИ МГОУ, 2008. – С. 617-622.

Здобувачу належать теоретичне обґрунтування та реалізація ССКА для розрахунків силових передач з ДВЗ.

АНОТАЦІЇ

Андрєєв Ю.М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2008.

У дисертації запропоновано новий підхід до проблем розрахунку динамічних процесів у технологічних, енергетичних, транспортних машинах та інших технічних системах, за яким розроблено обґрунтовану теорію аналітичних комп'ютерних методів розрахунків і програмні засоби у вигляді спеціальної системи комп'ютерної алгебри.

Створено універсальний аналітичний опис і ефективні алгоритми комп'ютерного формування рівнянь динаміки машин в узагальнених і псевдокоординатах.

Виконано аналіз динамічних процесів у стержньових і балкових конструкціях, у силових передачах з ДВЗ із урахуванням процесів згоряння, а також для віброізоляції транспортних засобів і висотних споруд; перехідних і ударних процесів у космічних об'єктах і контейнерах для транспортування високоактивних відходів АЕС із урахуванням їхньої взаємодії із твердими тілами та неголономності в'язей при просторовому русі.

Наведено аналіз динаміки й здійснено синтез маніпуляційних систем, кулачкових механізмів, зубчастих рейок портових кранів і систем підвіски сільськогосподарських машин.

Ключові слова: динамічні процеси у машинах та технічних системах, аналіз ударів, розрахунки перехідних процесів і коливань, віброізоляція, аналіз і синтез машин, приладів і апаратів, аналітичні комп'ютерні методи.

Андреев Ю.М. Создание аналитических компьютерных методов анализа и синтеза динамики машин. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2008.

Диссертация посвящена проблеме создания аналитических компьютерных методов расчета динамических процессов в машинах, приборах и аппаратах. Тема диссертации имеет важное научное и прикладное значение для развития динамики и прочности машин в направлении создания новых подходов, методов и программных средств решения задач анализа стационарных и нестационарных динамических процессов и синтеза современной и новой техники на стадиях проектирования, производства и эксплуатации.

Предложен новый подход к проблеме создания аналитических компьютерных методов расчета динамических процессов в машинах, приборах и аппаратах, представляемых в виде дискретных систем твердых тел сложной структуры с произвольными связями при плоском и пространственном движениях в условиях квазистатического и динамического нагружения.

Созданы универсальное аналитическое описание и эффективные алгоритмы автоматического компьютерного формирования уравнений динамики машин. На основе общего уравнения механики впервые предложены алгоритмы автоматического компьютерного формирования уравнений движения голономных и неголономных систем твердых тел, которые объединяют достоинства известных уравнений Лагранжа и Эйлера. В зависимости от выбора независимых параметров, характеризующих механическое состояние системы, уравнения движения формируются автоматически в обобщенных или псевдокоординатах.

Разработаны теория аналитических компьютерных методов расчетов и программные средства в виде специальной системы компьютерной алгебры (ССКА). Создан проблемно-ориентированный комплекс программ для автоматизации расчетов динамических процессов, анализа и синтеза машин и других технических систем сложной структуры с большим числом степеней свободы и произвольными связями.

Выполнены исследования достоверности расчетов динамических процессов в конструктивных элементах машин, что позволило установить высокую степень соответствия расчетных данных с известными аналитическими и численными данными, полученными другими авторами.

За счет применения рекурсивного алгоритма при формировании инерционных структур и преобразования связанных с телами систем координат предложена модификация метода Денавита-Хартенберга. Получены аналитические оценки количества операций в предложенном методе автоматизированного вывода уравнений движения голономных систем твердых тел, имеющих структуру типа «дерево», которые позволили численными экспериментами установить более высокую его эффективность по сравнению с известными методами.

На новой теоретической основе с применением аналитических компьютерных методов и программных средств в виде ССКА получены решения прикладных проблем динамических процессов, анализа и синтеза транспортных, робототехнических и других ответственных конструкций, машин, приборов и аппаратов.

Представлены новые возможности для получения качественных и количественных закономерностей вынужденных колебаний и переходных процессов в силовых передачах с ДВС с учетом процессов в системе сгорания, а также для решения задач виброизоляции транспортных средств.

На базе аналитических компьютерных методов, предложенных в работе, с учетом взаимодействия с твердыми телами и проявления неголономности связей при пространственном движении выполнен анализ динамических процессов в стержневых и балочных конструкциях, переходных и ударных процессов в космических объектах и в контейнерах для транспортировки высокоактивных отходов АЭС. Осуществлен анализ и синтез динамики манипуляционных систем, кулачковых механизмов, зубчатых реек портовых кранов и систем подвески сельскохозяйственных машин.

Теоретические и программные разработки, представленные в диссертации, могут быть использованы при создании новых аналитических компьютерных методов расчета динамических процессов в машинах, приборах и аппаратах, применены в практике КБ и научно-исследовательских учреждений машиностроения для анализа и синтеза современной и новой техники на стадиях проектирования, производства и эксплуатации.

***Ключевые слова:** динамические процессы в машинах и технических системах, анализ ударов, расчеты переходных процессов и колебаний, виброизоляция, анализ и синтез машин, приборов и аппаратов, аналитические компьютерные методы.*

Andreev Y.M. Development of the analytical computer methods for the analysis and synthesis of machine dynamics. – Manuscript.

Thesis for a doctor's degree of engineering science in specialty 05.02.09 – dynamics and strength of machines. – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». – Kharkiv, 2008.

The new approach to the problem of dynamic processes simulation in technological, power, transport machines and other technical systems is suggested in a thesis. For this the justified theory of analytical computer methods of calculations and software in the form of computer algebra's special system are developed.

The theory of analytical computer methods for dynamical processes calculations, as well as program codes in the form of special computer algebra system for the automation of such calculations, are developed.

The multi-purpose analytical description and effective algorithms of computer generation for equations of machine dynamics in generalized and pseudo-coordinates are created. The analysis of dynamical processes in beam structures, power transmissions with engines of internal combustion considering burning processes as well as for vibration isolation in motor vehicles and high-altitude facilities has been performed.

The laws of transient and impact processes in spatial motion for space objects and containers which are designed for the transportation of radioactive waste materials from atomic power stations considering their interaction with solids and non - holonomic character of constraints are established.

The analysis of dynamics and synthesis of manipulator systems, cam mechanisms, gear racks of port cranes, agricultural machine's suspensions were done.

Key words: *Dynamic processes in machines and technical systems, analysis of impacts, calculations of transient processes and oscillations, vibration insulation, analysis and synthesis of machines, instruments and hardware, analytical computer methods.*

АНДРЕЄВ Юрій Михайлович

**РОЗРОБКА АНАЛІТИЧНИХ КОМП'ЮТЕРНИХ МЕТОДІВ
АНАЛІЗУ ТА СИНТЕЗУ ДИНАМІКИ МАШИН**

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск: канд. техн. наук Ромашов Юрій Володимирович

Обсяг 1,9 авт. арк., наклад 100 прим.

Надруковано у СПДФО Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво №04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61024, м. Харків, вул. Гуданова, 4/10.
