

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

ІВАНЧУК ЯРОСЛАВ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 62-366.1:531.7:822

**МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ МАШИН**

01.05.02 – математичне моделювання та обчислювальні методи

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Вінниця – 2020

Дисертацією є кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант доктор технічних наук, професор
Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович,
Вінницький національний технічний університет,
професор кафедри галузевого машинобудування.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Олійник Андрій Петрович,
Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу, завідувач кафедри прикладної математики;

доктор технічних наук, професор
Усов Анатолій Васильович,
Одеський національний технічний університет,
завідувач кафедри вищої математики і моделювання систем;

доктор технічних наук, професор
Федорчук Володимир Анатолійович,
Кам'янець-Подільський національний університет імені
Івана Огієнка, завідувач кафедри інформатики.

Захист відбудеться «15» жовтня 2020 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 05.052.01 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГНК, ауд. 210.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГНК.

Автореферат розісланий «27» серпня 2020 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

С. М. Захарченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Використання гідравлічного вібраційного (ГВ) і гідравлічного віброударного (ГВУ) обладнання у різних галузях промисловості дозволяє значно інтенсифікувати протікання ряду технологічних процесів, забезпечити оптимальність параметрів навантаження і одержати результат технологічної обробки з високими якісними параметрами.

Нерівномірність споживання і різка зміна потужності при високій частоті роботи ГВ та ГВУ машин, а також невстановлені процеси робочих циклів із множиною робочих параметрів імпульсного приводу (ІП) – свідчить про принципову складність математичного опису фізичних процесів динамічних об'єктів, для ефективного дослідження яких, доцільним є використання методів і засобів математичного та комп'ютерного моделювання.

Значний вклад у розвиток методів та засобів математичного моделювання динамічних процесів ГВ і ГВУ систем, зокрема, внесли вітчизняні дослідники: О. Д. Алімов, В. І. Бабицький, С. А. Басов, В. Л. Бідерман, І. І. Блехман, М. М. Вірник, Б. Г. Гольдштейн, С. О. Доброгурський, Р. Д. Іскович-Лотоцький, А. А. Кобринський, І. В. Коц, І. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, В. А. Пішенін, В. Л. Рагульскене, І. В. Севостьянов, К. В. Фролов та ін., а також зарубіжні учені: F. K. Arndt, R. L. Bullock, D. M. Egle, C. Fairhurst, J. D. Loeb, B. Lundberg, K. Magnus, S. F. Masri, J. Meier, I. E. Sears, G. Van Shothorst та ін.

Великий вплив на динаміку роботи ГВ та ГВУ машин мають фізичні параметри енергоносія (робоча рідина) і конструктивні параметри генератора імпульсів тиску (ГІТ), який забезпечує керуванням роботи таких машин. Це змушує розробляти математичні моделі на базі штучної динамічної моделі із приведеними коефіцієнтами для коливальної системи, яка в основному є ефективною для систем невисокої розмірності, і дозволяє описувати властивості об'єктів у вузькому діапазоні зміни робочих параметрів. Це спричиняє неврахування впливу всіх перехідних процесів у гідравлічній ланці, що веде до накопичення надлишкових, нереалізованих вібраційною і віброударною (ВУ) системою технологічних рухів. Досвід показує, що ефективним є постановка нової задачі математичного моделювання ГВ та ГВУ машин в просторово-нестационарній формі, яка вимагає розробки нових більш адекватних математичних моделей на основі системи диференціальних рівнянь в частинних похідних із коефіцієнтами у формі інтегральних функцій незалежних змінних. Незважаючи на те, що такий підхід вимагає розробки нових ітераційних і варіаційних чисельних методів, у свою чергу це дозволить: визначати значення тиску і вектора швидкості робочої рідини у векторному просторі системи ІП, аналізувати напружено-деформований стан виконавчих органів ГВ та ГВУ машин.

Виробничі процеси на базі технологічних ГВ та ГВУ машин це – складна система, для якої традиційний детермінований підхід до математичного опису технологічних процесів є необхідним, але далеко недостатнім і суттєво обмежує можливості проектування. Розв'язання цієї задачі лежить в площині побудови нових математичних моделей, використовуючи методи системного аналізу, із застосуванням положень теорії нечіткої логіки, що вимагає розробки нових алгоритмів синтезу виробничих об'єктів в нечіткому середовищі при кількісно

вимірних вхідних і нечітких (якісних) вихідних параметрах дослідних зразків технологічно-оброблюваного середовища.

У цілому, незважаючи на певні досягнення, проблеми математичного моделювання ГВ і ГВУ систем без застосування математичних методів припасовування, методів лінеаризації параметрів в системі диференціальних рівнянь, та припущень про ідеальність енергоносія в системі П, залишаються невирішеними або дослідженими недостатньо. Залишається актуальним питанням про можливість заміни фізичного експерименту чисельним, з використанням методів комп'ютерного моделювання.

Тому актуальною є **науково-прикладна проблема** відсутності узагальненої методології математичного та комп'ютерного моделювання процесів функціонування ГВ і ГВУ машин з урахуванням особливостей цього класу об'єктів для забезпечення високої ефективності проектування відповідного типу технологічних систем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи відповідає вимогам встановленим Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» (від 11 липня 2001 року, № 2623-III і 16 січня 2016 року, №848-VIII), у тому числі розділам «Фундаментальні наукові дослідження з найбільш важливих проблем розвитку науково-технічного, соціально-економічного, суспільно-політичного, людського потенціалу для забезпечення конкурентоспроможності України у світі та сталого розвитку суспільства і держави» і «Енергетика та енергоефективність», а також Закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні» (від 8 вересня 2011 року, № 3715-VI і 5 грудня 2012 року, № 5460-VI), у тому числі розділу «Стратегічний пріоритетний напрям на 2011–2021 роки: освоєння нових технологій транспортування енергії, впровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій, освоєння альтернативних джерел енергії». Дисертаційне дослідження проводилося на кафедрах галузевого машинобудування і комп'ютерних наук Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) відповідно до науково-дослідної тематики кафедр згідно з держбюджетними темами №19-Д-331 (номер державної реєстрації 0111U001108) «Теоретичні основи процесів фазового розділення дисперсних матеріалів в полі віброударних інерційних навантажень», строки виконання якої з 01.01.2011 р. по 31.12.2013 р.; № 22 К1 «Моделі, методи, технології та пристрої інтелектуальних інформаційних систем управління, економіки, навчання та комунікацій», строки виконання якої з 01.01.2014 р. по 31.12.2018 р., а також згідно з договором про творчу співдружність №19/7 «Модернізація установки для віброобразивної обробки деталей», строки виконання якої з 01.03.2011 р. по 30.07.2012 р., і госпдоговірних тем № 1925 (номер державної реєстрації 01105U004105) «Розробка систем відбору тепла в установках для утилізації відходів», строки виконання якої з 01.03.2010 р. по 30.01.2012 р., і № 1929 (номер державної реєстрації 0115U001155) «Розробка рекомендацій можливості використання віброударних динамічних процесів в механічних системах транспортних розвантажувальних пристроїв», строки виконання якої з 01.03.15 р. по 29.02.16 р., у виконанні яких автор брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення точності ідентифікації процесів у ГВ і ГВУ машин шляхом розроблення і впровадження нових, більш ефективних методів і засобів їхнього математичного і комп'ютерного моделювання. Це дозволить досягти низки якісних практичних результатів: підвищення достовірності визначення робочих характеристик при проєктуванні гідроприводу; можливість розробки систем з покращеними експлуатаційними характеристиками; зменшення часу на відпрацювання деяких технологій тощо.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

1. Провести оцінку сучасного стану та перспектив розвитку проблеми математичного моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин на основі вивчення їхніх особливостей як об'єктів моделювання, вибору пов'язаного з технологічним процесом підходу до синтезу та ідентифікації їхніх математичних моделей, методів одержання кількісних і якісних характеристик досліджуваного об'єкта.

2. Розробити математичні моделі динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин, на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та критеріїв ідентифікації режиму руху коливальних систем, що забезпечить визначення умов існування і стійкості роботи цих типів машин за допомогою аналізу амплітудно-частотної характеристики математичних моделей досліджуваних об'єктів та їхніх складових із використанням критеріальних рівнянь.

3. Обґрунтувати можливість використання основних положень гідродинаміки для моделювання руху робочої рідини в системах приводів, рівнянь руху елементів приводу в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності, що дозволить будувати найбільш точні і адекватні математичні моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин.

4. Обґрунтувати підхід до побудови математичних моделей системи оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу (ТК) на базі ГВ та ГВУ машин на основі нечіткого логічного висновку та проведення параметричної ідентифікації (настроювання) моделі оцінювання ефективності, яка дозволить визначати ефективні параметри режимів роботи ІІ для реалізації ефективних технологічних впливів на оброблювані середовища.

5. Розробити методи чисельного розв'язання математичних моделей гідродинамічних процесів у системах приводів ГВ та ГВУ машин з урахуванням різних типів граничних умов та засобів їхньої чисельної реалізації, дослідження збіжності, стійкості та апроксимації різницевої схеми, особливостей режиму руху та її узагальнення на більш широкий клас об'єктів.

6. Виконати комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів технологічних ГВ та ГВУ машин з метою визначення достовірності розроблених математичних моделей за допомогою порівняльного аналізу із результатами чисельного та імітаційного моделювання динамічних процесів та систем цих типів машин.

7. На основі розробленої методики комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин забезпечити ефективну реалізацію розроблених математичних моделей, з можливістю доцільного вибору алгоритмів стосовно властивостей конкретного завдання, і можливістю виконання швидких

стійких рекурентних і високоточних ітераційних процедур, щоб на основі отриманих результатів розробити рекомендації для проектних розрахунків головних параметрів гідроімпульсного приводу (ГП).

8. Провести впровадження результатів наукових досліджень на підприємствах та в установах, що займаються розробкою й експлуатацією ГВ та ГВУ машин для різних технологічних процесів.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси у ГВ і ГВУ системах технологічних машин.

Предметом дослідження є методи і засоби математичного та комп'ютерного моделювання процесів у приводах ГВ і ГВУ технологічних машин для визначення їхніх робочих характеристик.

Методи дослідження. Дослідження проведено із застосуванням класичної теорії коливань механічних систем і механореологічної феноменології суцільних середовищ; елементів теорії інтегральних та диференціальних рівнянь; методів механіки суцільного середовища – для побудови моделей фізичних процесів руху в'язкого суцільного середовища і деформування твердих тіл; методів системного аналізу і теорії нечіткої логіки для побудови математичних моделей оцінювання ефективності функціонування технологічних об'єктів; експериментальні дослідження і методи імітаційного моделювання для перевірки адекватності моделей, аналітичних і чисельних методів алгебри, розв'язування апарату диференціальних рівнянь з частинними похідними для реалізації моделей досліджуваних процесів та одержання їхніх числових характеристик.

Наукова новизна отриманих результатів представлена науковими положеннями узагальненої методології математичного моделювання процесів функціонування ГВ і ГВУ машин, яка складається із вперше розроблених і розвинутих методів:

- графо-аналітичного визначення області стійкості роботи ГП в якому, на відміну від існуючих, застосовується критерій стійкості Гурвіца для лінійного неоднорідного диференціального рівняння третього порядку, як форми представлення математичної моделі руху запірнього елемента клапана-пульсатора, що дає змогу визначити енергетичні співвідношення приводу для виникнення різних типів коливальних процесів;

- статистичної лінеаризації в якому, на відміну від існуючих, застосовуються комплексні амплітуди та інтеграл ймовірностей у вигляді функції Крампа, що дозволяє розв'язувати лінійні неоднорідні диференціальні рівняння другого порядку коливальних систем у стохастичних математичних моделях ГВУ систем за допомогою спектральної форми амплітудно-частотних характеристик, де функції силової взаємодії робочих органів ПП представляють собою стаціонарний нормальний випадковий процес;

- чисельного моделювання гідродинамічних процесів, який, на відміну від існуючих, представлений в ізопараметрично кінцево-елементному формулюванні на основі дискретного представлення рівняння нерозривності невстановленого руху рідини в інтегральній формі Гріна і модифікації диференціального рівняння Нав'є–Стокса шляхом введення штучної стисненості рідини в диференціальній

формі надлишкового тиску, що дає змогу в цілому підвищити точність ідентифікації процесів функціонування ГВ та ГВУ машин.

В основі цих методів лежать вперше розроблені математичні моделі:

- ГВ та ГВУ машин на базі ІІ за допомогою стаціонарної неавтономної коливальної системи зі скінченим ступенем вільності на основі лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку в яких, на відміну від існуючих, функція вільного члена представлена у вигляді лінеаризації функції збуджуючої сили, як характеристика типу приводу, що використовуваного ється, а лінеаризовані коефіцієнти виражають як пружні і дисипативні силові зв'язки елементів приводу, так і реологічні властивості технологічно оброблювального середовища, що дає змогу визначати області стійкості роботи даних типів машин;

- вібраційних та ВУ систем, яка, на відміну від існуючих, представлена у формі функції одиничного стрибка Хевісайда та імпульсної перехідної функції у вигляді згортки інтегралу Лапласа від зображення оператора динамічної податливості, яка дозволяє повністю описати процес зміни відносної координати переміщення, як у перехідних, так і у встановлених режимах руху системи.

Дані математичні моделі базуються на вперше розробленій класифікації типів коливальних систем, яка, на відміну від існуючих, функціонально подана в параметричному вигляді умовами необхідності і достатності виникнення вібраційних та ВУ режимів руху виконавчого органу в поєднанні з інтегральною характеристикою фазовою площиною системи, що дозволяє синтезувати та ідентифікувати математичні моделі залежно від типу технологічних машин.

Удосконалено математичні моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин, у формі просторово-нестационарної постановки задачі, на базі систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних Нав'є-Стокса і умови нерозривності для в'язких рідин та інтегральних рівнянь динамічних характеристик рухомих елементів ГПІ в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності на базі системи диференціальних рівнянь деформованого тіла, що, на відміну від існуючих, дало змогу в цілому підвищити точність ідентифікації математичних моделей ГВ та ГВУ машин.

Ключовими особливостями даної методології є використання вперше:

- запропонованого критерію визначення типу ГВ та ГВУ систем за їх режимом руху виконавчої ланки, який, на відміну від існуючих, базується на синтезі функцій зовнішньої імпульсної і гармонічної збуджуючих сил із використанням положень теорії стереомеханічного удару на базі лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку для консервативних стаціонарних неавтономних коливальних систем, що дає змогу синтезувати та ідентифікувати математичні моделі в залежності від типу визначених систем;

- розробленої математичної моделі системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів ГВ та ГВУ машин, яка, на відміну від існуючих, базується на формалізованих, у вигляді нечітких баз знань, експертних правилах, що дає змогу визначати взаємозв'язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об'єкту технологічної обробки.

Практичне значення отриманих результатів визначається тим, що:

1. Розроблено узагальнені методики та засоби комп'ютерного моделювання процесів функціонування ГВ та ГВУ машин, що базуються на:

- системі підтримки прийняття рішень, яка автоматизує найбільш трудомісткі операції інтелектуальної діяльності при визначенні оцінки ефективності функціонування технологічних комплексів на базі ГВ та ГВУ машин. Особливостями системи є те, що вона дозволяє проводити ранжирування станів технологічної системи, здійснювати аналіз чутливості прийнятого рішення до варіації початкових даних та проводити збирання, оброблення й зберігання діагностичної інформації;

- інтегровано-розрахунковому програмному середовищі (ІРПС) із використанням окремих програмних комплексів із застосуванням технології «клієнт-сервер», які реалізують відповідний чисельно-розрахунковий метод розв'язання математичних моделей із використанням методів імітаційного моделювання.

2. Розроблено методику експериментального дослідження робочих процесів у ГП а також технологічних характеристик оброблювального середовища, яка дозволяє виконувати порівняльний аналіз із результатами чисельного моделювання, щоб отримати більш точну інформацію про роботу ГВ та ГВУ технологічних машин і визначати адекватність розроблених математичних моделей.

3. На основі результатів математичного моделювання розроблено методику проектного розрахунку ГП вібраційних та ВУ машин, за допомогою якої було спроектовано дослідний зразок ГПТ.

Вказані результати дисертаційної роботи впроваджено:

- на підприємствах та установах: ПАТ «Барський машзавод» (м. Бар, Вінницька обл.) – алгоритми, засновані на чисельних методах, які дозволяють на ефективному рівні проводити розробку вібраційного і ВУ технологічного обладнання на базі ГП; Soft Xpansion GmbH & Co.KG (м. Бохум, Німеччина) – методика визначення і дослідження закономірностей руху робочих органів ГВ та ГВУ машин, а також стану складових технологічно оброблюваного середовища; ТОВ «АСК-МЕТ» (м. Вінниця, Україна) – методика проектування і виготовлення дослідного зразка ГПТ; ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» (м. Перемишляни, Львівська обл.) – результати чисельного моделювання залежності швидкості вібраційного транспортування будівельних матеріалів при різних амплітудно-частотних характеристиках і конструктивних параметрах технологічної машини; ТОВ «Шляхбуд» (м. Вінниця, Україна) – метод оцінювання ефективності функціонування ТК поверхневого ущільнення ґрунтів на базі інерційного вібротрамбування з ГП; Інституту кібернетики ім. В. М. Глушкова НАН України (м. Київ, Україна) – методи та засоби кількісної оцінки розподілу тиску і швидкості робочої рідини в системах ГП вібраційних та ВУ технологічних машинах, що дозволяє досліджувати виникнення кавітаційних явищ в запірних елементах віброзбуджувачів;

- у навчальному процесі на кафедрі комп'ютерних наук ВНТУ при підготовці фахівців зі спеціальності 122 – «Комп'ютерні науки» для вивчення та використання студентами нових методик оцінювання функціонування ТК на базі положень теорії нечітких множин.

Особистий внесок здобувача. Усі основні результати дисертаційної роботи отримані автором особисто та опубліковані в [23], [24], [31], [54]–[56], [60], [61]. У роботах опублікованих в співавторстві, особистий внесок здобувача такий: [1], [2] – система регулювання ГПТ; [3], [36], [58] – оригінальна конструкція віброзбуджувача ГПТ; [4], [6], [37], [45] – система класифікації приводів ГВ та ГВУ технологічних машин; [5], [12], [14], [39], [44], [49] – підхід до тривимірного моделювання ГПТ віброударного пристрою; [7] – аналіз робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса; [8], [38], [52] – математична модель напружено-деформованого стану конструкції автомобіля при ВУ навантаженні; [9], [10], [15], [11] – математична модель теплообмінних процесів; [13] – конструктивна форма поверхні ущільнювального вузла; [16], [50] – метод розв’язання математичної моделі робочих процесів інерційного вібропрес-молота; [17], [42] – критерій оптимізації технічних параметрів системи ГПТ інерційного вібропрес-молота; [18], [19], [21] – нечітка математична модель оцінювання ефективності ТК; [20], [40], [43], [46]–[48], [53], [59] – математична модель динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин; [22] – метод розв’язання стохастичної математичної моделі ГВ та ГВУ систем; [25] – математична модель технологічного процесу вібротранспортування; [26] – аналіз експериментальних даних процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів; [27] – класифікація функцій силового навантаження на робочу ланку ГВ та ГВУ машин; [28] – математична модель вібраційного і ВУ навантаження на дрібнодисперсні системи; [29] – метод розв’язання системи диференціальних рівнянь руху двомасового вібраційного живильника; [30] – метод розв’язання системи диференціальних рівнянь руху робочого органу вібромолота; [32] – рівняння ВУ систем; [33] – чисельний метод реалізації математичної моделі гідродинамічних процесів; [34] – математична модель навантаження на повздовжні тяги трьохточкової навіски; [35] – критерій стійкості роботи віброзбуджувачів; [41] – математична модель процесу горіння; [51] – математична модель ударного руйнування гірських порід; [57] – математична модель поверхневого ущільнення ґрунтів.

Апробація матеріалів дисертації. Результати досліджень, що викладені в дисертаційній роботі, пройшли апробацію на 32 наукових конференціях і семінарах, зокрема, на Міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей і транспорту» (м. Севастополь, 11–15 травня 2010 р.); XI і XIV Міжнародних науково-технічних конференціях АС ППТ «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Мелітополь, 15–17 вересня 2010 р., м. Одеса, 18–19 вересня 2013 р.); II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 17–20 квітня 2012 р.); XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», (м. Черкаси, 17–20 квітня 2012 р.); 3-я Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 7–9 листопада 2012 р.); 11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків (м. Львів, 15–17 травня 2013 р.); IV Міжнародна науково-практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в

технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування» (м. Луцьк, 3–7 червня 2013 р.); Міжнародна науково-технічна інтернет-конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті» (м. Харків, 26–28 листопада 2014 р.); I–II Міжнародні науково-технічні інтернет-конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 22 грудня 2014 р. – 11 січня 2015 р., 15-16 листопада 2016 р.); 75 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ, 14–15 травня 2015 р.); VII і X Міжнародні науково-практичні конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів: 24–27 квітня 2017 р., 29–30 квітня 2020 р.); XVI–XVIII Міжнародні науково-технічні конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Вінниця, 26–27 жовтня 2017 р.; м. Львів, 11–12 жовтня 2018 р.; м. Київ, 24–25 жовтня 2019 р.); Conference Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, 1080850 (Wilga, Poland, 1 October 2018); III Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 24–25 квітня 2019 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання» (м. Івано-Франківськ – м. Яремча, 20–25 травня 2019 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Інтелектуальні системи та інформаційні технології» (м. Одеса, 19–24 серпня 2019 р.); XL–XLIX науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств (м. Вінниця, 2011–2020 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи представлено у 61 праці, зокрема, з них 5 статей у науковому періодичному виданні проіндексованому у міжнародній наукометричній базі даних Scopus, 27 робіт опубліковано у виданнях України, що входять до переліку, затвердженого МОН України, 25 у матеріалах і тезах доповідей міжнародних та регіональних науково-технічних конференцій, 2 монографії, отримано 4 патенти України на винахід та 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір (комп'ютерну програму) у Державній службі інтелектуальної власності України. Додатково наукові результати дослідження відображені у навчальному посібнику. Перелік 61 публікації наведено в авторефераті.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел із 375 найменувань та 11 додатків. Повний обсяг друкованого тексту становить 578 сторінок, з них 32 сторінки списку використаних джерел та 219 сторінок додатків. Робота містить 174 рисунки і 48 таблиць. Основний зміст викладено на 283 сторінках друкованого тексту.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, визначено науково-прикладну проблему, що потребує розв'язання, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Сформульовано мету і основні задачі досліджень, визначено наукову новизну та практичну цінність одержаних

результатів. Наведено дані про особистий внесок здобувача, апробацію результатів, основні праці, опубліковані за темою дисертації.

У розділі 1 на основі класифікації вібротехнологій по І. І. Блехману, за критерієм повноти фізичних явищ і найбільшого поширення у виробництві, було обрано і проаналізовано чотири базових технологічних процеси будівельної галузі, де ефективно використовують ГВ та ГВУ машини, а саме: вібротранспортування, віброущільнення ґрунтових матеріалів, дроблення (руйнування) крупнокускових будівельних матеріалів і занурення паль. Проведено аналіз і визначено недоліки відомих методів математичного моделювання для обраних технологічних процесів, зокрема: для вібраційного переміщення використовується модель у вигляді матеріальної частинки, яка не враховує зміну відносної швидкості при її співударянні із поверхнею, і не враховує силу в'язкого опору руху частинки в навколишньому середовищі; для віброущільнення ґрунтів використовується енергомеханічна модель в якій матеріал ґрунту вважається лінійно-деформованим тілом, а це у свою чергу не дозволяє враховувати зміцнення ґрунтового матеріалу в процесі його деформації; для руйнування гірської породи використовується емпірична модель, яка не дозволяє визначати локальну зміну місцевих напружень і деформацій; для занурення паль використовується енергомеханічна модель, яка не враховує вплив дисипативних складових сил опору ґрунту під час занурення палі.

Визначено, що для реалізації цих технологічних процесів найефективніше використовувати полігармонічну форму коливань зовнішнього впливу, яку ефективно реалізують вібраційні та ВУ машини на базі ГП. Аналіз особливостей таких типів приводів показав, що суттєвою перевагою має ГП, який здійснює силовий вплив на об'єкт обробки з великою миттєвою потужністю, що значно перевищує установчу потужність машини, має підвищену енергоємність і значну швидкість, а це у свою чергу дозволяє значно інтенсифікувати протікання ряду технологічних процесів і забезпечує оптимальність параметрів функції силового навантаження. ГП цих типів машин реалізується за різними принциповими схемами, вид яких визначається технологічним призначенням машини, типом і схемою приєднання ГТ до виконавчого органу (гідроциліндр), а це у свою чергу створює відповідну форму імпульсу тиску.

Проведено аналіз відомих методів математичного моделювання ГВ та ГВУ машин на базі ГП із двокаскадним клапаном-пульсатором. В основу цих математичних моделей покладено динамічну модель енергоносія у вигляді тіла Кельвіна–Фохта, складену з паралельно з'єднаних безінерційних пружного та дисипативного елементів силових зв'язків. При цьому гідравлічна ланка може деформуватись з певною швидкістю і взаємодіяти з іншими ланками (масами) приводу через передаточні відношення. За цими динамічними моделями складається математична модель, яка містить: диференціальні рівняння руху мас ГП; рівняння витрат енергоносія, під час комутації відповідних порожнин ГТ і гідродвигуна; та умови однозначності. Для розв'язання цих систем рівнянь вводяться певні припущення, які не завжди відповідають реальному фізичному процесу, а це викликає певну розбіжність між теоретичними та експериментальними даними.

На основі проведеного аналізу здійснено постановку проблеми, сформульовано мету та задачі досліджень.

У розділі 2 розроблено теоретичні основи узагальненої методології математичного та комп'ютерного моделювання процесів функціонування ГВ і ГВУ машин. На основі аналізу взаємозв'язку множин конструктивних параметрів розроблено системний підхід розкриття внутрішньої структури технічної системи

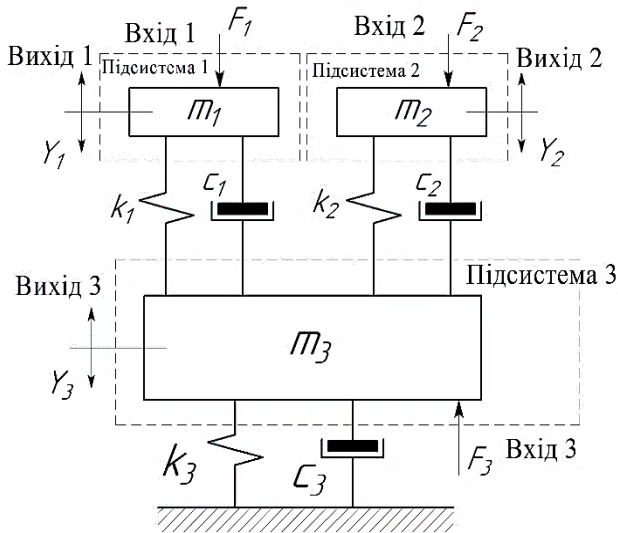


Рисунок 1 – Динамічна модель ГВ та ГВУ машин

ГВ та ГВУ технологічних машин, яка представляє собою сукупність підсистем (елементів), що виконують певну функцію (рис. 1), виконується пошук лінійних (k_1, k_2, k_3) і нелінійних (c_1, c_2, c_3) ефектів (пружно-демпфуючі параметри), входних (F_1, F_2, F_3) параметрів і на цій основі формулюється математична модель системи (Y_1, Y_2, Y_3). Такий підхід дозволяє забезпечити високу ступінь повноти розробленої математичної моделі, яка полягає в описанні всіх фізико-механічних властивостей ГВ та ГВУ технологічних машин.

Запропоновано критерій визначення типу ГВ та ГВУ систем за їхнім режимом руху виконавчої ланки, зокрема у загальному вигляді рух ГВ машин, як один із видів неавтономних коливальних систем, характеризується загальним рівнянням:

$$a\ddot{x} + \Phi(x, \dot{x}) = F(t), \quad (1)$$

де a – інерційний коефіцієнт коливальної системи; $F(t)$ – зовнішні збуджуючі сили; $\Phi(x, \dot{x})$ – функція внутрішніх сил, яка лінеаризується методом прямої лінеаризації.

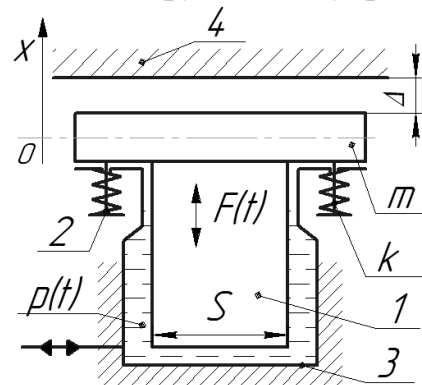


Рисунок 2 – Розрахункова модель ГВУ машини

Для ГВУ машин типу імпульсного збудження закон руху виконавчого органу 1 (рис. 2) із рівняння (1):

$$x(t) = \frac{\mathfrak{I}}{m\omega_0} \frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha} \sin \omega_0 \left(t - \frac{\tau'}{2} \right), \quad (2)$$

де $\mathfrak{I} = \int_{t_0}^{t_1} F(t) dt$ – функція силового імпульсу

збудження на виконавчому органі 1 (див. рис. 2) від дії тиску $p(t)$ в гідروциліндрі 3 (обмежувач 4 відсутній); $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання

системи, а $\alpha = \frac{\omega_0 \tau'}{2\pi}$ – відношення тривалості дії збуджуючої сили $F(t)$ до періоду

вільних коливань. Оскільки $\alpha < 0,18$ тоді із рівняння (2) умова виникнення ВУ процесу в таких типах машин: $\omega_0 < 0,18\omega$, де $\omega = 2\pi/\tau'$.

Для ГВУ машин типу ударної взаємодії між виконавчим органом 1 (див. рис. 2), і обмежувачем 4 (див. рис. 2) зовнішня збуджуюча сила представляється у

Переходячи від операторного запису функції (5) у часову область, отримано математичну модель, яка повністю описує процес зміни відносної координати $x(t)$ як в перехідних, так і в установлених режимах, і є узагальненням ВУ взаємодії, що характеризується систематичними переходами від контактного до безконтактного руху ударної пари:

$$x(t) + \int_0^t h(t-\tau) \Phi[x(\tau), \dot{x}(\tau)] d\tau = \mathcal{G}(t), \quad (6)$$

де $h(t-\tau)$ – згортка інтегралу Лапласа від зображення динамічної податливості $L_{lq}(p)$, а $\mathcal{G}(t)$ – функція часу, яка характеризує відносний рух елементів ударної пари при відсутності ударної взаємодії.

Вперше розроблено класифікацію типів коливальних систем (вібраційні або ВУ), яка функціонально виражена в параметричному вигляді умовами необхідності у вигляді наявності спільної характеристики $\Xi(t) = \Xi(t+T)$ технологічних машин періодичної дії, де T – період коливального руху системи. Причому для вібраційних машин ця умова є достатньою. Характеристика $\Xi(t)$ ГВ та ГВУ машин із силовим збудженням може бути виражена функцією збуджуючої сили $F(t)$, як результат дії робочого зусилля ГП, так і функцією переміщення

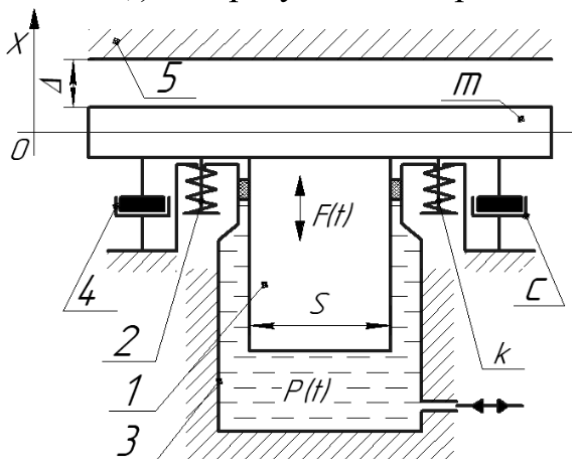


Рисунок 4 – Розрахункова модель коливального процесу ГВ машини

робочого органу $x(t)$. Достатньою умовою існування усіх ВУ процесів можна розділити за відповідними типами технологічних машин. Зокрема для ВУ (імпульсних) машин (штовхальний режим роботи) достатньою умовою існування є імпульсна форма періодичної збуджуючої сили $F(t) = \mathfrak{Z} \delta(t-t_0)$ на виконавчому органі, яка діє із частотою $\omega > 5,6\omega_0$, де: ω_0 – частота вільних коливань виконавчого органу ВУ машини, δ – функція Дірака. Для ВУ з обмеженням, достатньою умовою є наявність жорсткого упору на відстані $0 < |d| < a$, який обмежує вимушений коливальний рух виконавчого органу ГВУ машини амплітудою a і спричиняє його ударну взаємодію, яка характеризується коефіцієнтом відновлення R . Функціональною характеристикою вібраційного і ВУ режимів роботи є нелінійний інтегральний вираз (6).

Розроблено методику побудови універсальних математичних моделей ГВ та ГВУ машин на базі ПІ, що дало змогу визначати області стійкості роботи цих типів машин. Зокрема вимушене одновимірне коливання ГВ системи (без зовнішніх обмежувача руху 5, на рис. 4), на яку діє збуджуюча сила $F(t) = p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)$ на основу поршня 1 у порожнині гідроциліндра 3 в приводах типу «системи витрат», і представляється у вигляді гармонічної функції $F(t) = F_0 \cos(\omega t + \varphi')$. Виконавчий орган 1 ГВ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m , пружними властивостями – що закладені в пружних елементах 2 і робочої рідини приведеною жорсткістю k , а також

демпфуючими властивостями – що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c .

Рівняння невстановленого коливання в ГВ із III типу «системи витрат»:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0^2 x = F(t), \quad (7)$$

з початковими умовами $x(0) = x_1$, $\dot{x}(0) = 0$, де $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної коливальної системи, $b = c/2m$ – зведений коефіцієнт демпфування, а зсув по фазі φ' беремо рівним нулю.

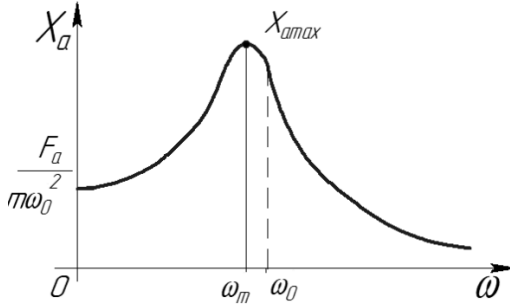


Рисунок 5 – АЧХ гідравлічних вібраційних машин із III типу «системи витрат»

Із рівняння (7) визначено амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) даних типів машин, що зображено на рис. 5, де максимальна амплітуда збуджених коливань x_{amax} і резонансна частота ω_m :

$$x_{amax} = \frac{F_0}{mb} (\omega_0^2 - 0,25b^2)^{-1/2}, \quad \omega_m = \sqrt{\omega_0^2 - 0,5b^2}. \quad (8)$$

Застосовані методи лінеаризації функції внутрішніх сил $\Phi(x, \dot{x})$ дозволили отримати похибку значень амплітуд коливань виконавчого органу для лінійних сил опору $\Phi(x)$ в межах

0,24 %, а для нелінійних $\Phi(\dot{x}) = -c\dot{x}|\dot{x}|^{n-1}$ на рівні 3,42 % порівняно з відомими методами.

Для математичного моделювання ГВ систем із типом приводу «система тиску» (див. рис. 4) функція збуджуючої сили представляється у вигляді $F(t) = F_a \text{sign}(\dot{x})$, де $F_a = p_{max}S$ – максимальне зусилля, що розвиває джерело енергії (робоча рідина). Рівняння невстановленого автоколивання в системі, на рисунку 4 (без зовнішнього обмежувача руху 5, на рис. 4) описується рівнянням (7) з початковими умовами $x(0) = x_1$, $\dot{x}(0) = 0$. На основі розв'язку рівняння (7) будується фазова траєкторія виконавчого органу 1 для ГВ машин при автоколиваннях (рис. 6). Із діаграми (див. рис. 6) випливає, що при початкових відхиленнях $x'_1 > x_0$ коливання згасають, а при $x''_1 < x_0$ – наростають, після чого система приходиться до періодичних коливань із періодом

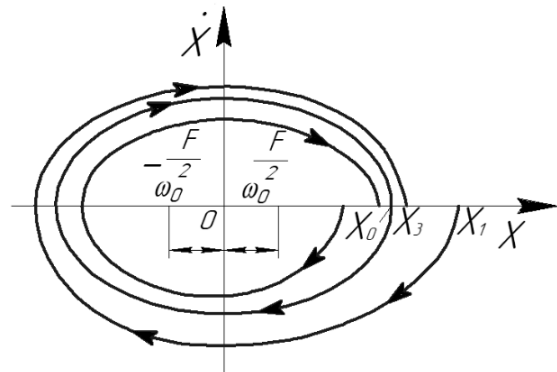


Рисунок 6 – Діаграма фазової траєкторії ГВ машин при автоколиваннях

коливань із періодом $T = 2\pi (\omega_0^2 - 0,25b^2)^{-0,5}$ і амплітудою $x_0 = F_a \omega_0^{-2} (1 + e^{-0,5bt})(1 - e^{-0,5bt})^{-1}$.

Для ГВУ машин типу ударної взаємодії (див. рис. 4) на базі приводу типу «системи витрат», рух виконавчого органу 1 масою m представляється диференціальним рівнянням:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0^2 x + \Phi_{np}(x) + \Phi_0(x, \dot{x}) = F(t), \quad (9)$$

з початковими умовами $x(0) = x_1$ і $\dot{x}(0) = 0$, де $\Phi_{np}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x)$, $\Phi_o(x, \dot{x})$ – пружна і дисипативна силові характеристики ударної взаємодії, причому $F(t) = m_p + a_p \cdot \cos(\omega t + \varphi)$, $\Phi_{np}(-x) \neq \Phi_{np}(x)$, де в загальному випадку $a_p = a_p(\omega)$.

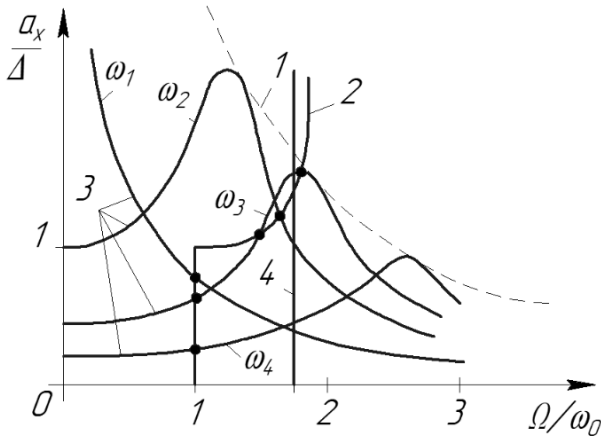


Рисунок 7 – АЧХ коливального процесу ГВУ машини

Для диференціального рівняння (9) знаходиться АЧХ (рис. 7) методом гармонічної лінеаризації, а саме: крива енергетичної межі коливаний 1 (величина максимально-досяжних амплітуд) $a_x = a_p / [(\eta + \beta)\omega]$; скелетна крива 2 $\Omega(a_x) = \sqrt{\omega_0^2 + \eta(a_x)^2}$; крива 3 функції амплітуди коливаний ВУ системи

$$a_x(\Omega) = a_p \left[(\Omega_0^2 - \omega^2)^2 + (b + \beta)^2 \omega^2 \right]^{-0,5}.$$

Процес ізохронності, що був описаний за допомогою точного методу, показав значення частоти $\omega_0 = 2\Omega$, яка на 2,7 % більша значення величини похибки застосованої гармонічної лінеаризації.

Для математичного моделювання ГВУ машин типу ударної взаємодії (див. рис. 4), на базі приводу типу «система тиску» рівняння невстановленого автоколивання в системі на рисунку 4 також описується рівнянням (9), з початковими умовами $x(0) = x_1$, $\dot{x}(0) = 0$, де функція збуджуючої сили представляється у вигляді $F(t) = F_a \text{sign}(\dot{x})$, а $F_a = p_{max} S$ – максимальне зусилля, що розвиває джерело енергії (робоча рідина). Використовуючи метод гармонічної лінеаризації і теорему Карно для визначення втрати енергії масою m за один удар, визначено умови: існування автоколивальних ВУ режимів $F_a \geq 0,25\pi\Delta\omega_0(b + \rho\omega)$; стійкості автоколиваний ВУ системи $-(4F_a / \pi\omega) \ln a_x > 0 \Rightarrow F_a > 0$. У цій математичній моделі ГВУ машини автоколивання стійкі в усій області існування.

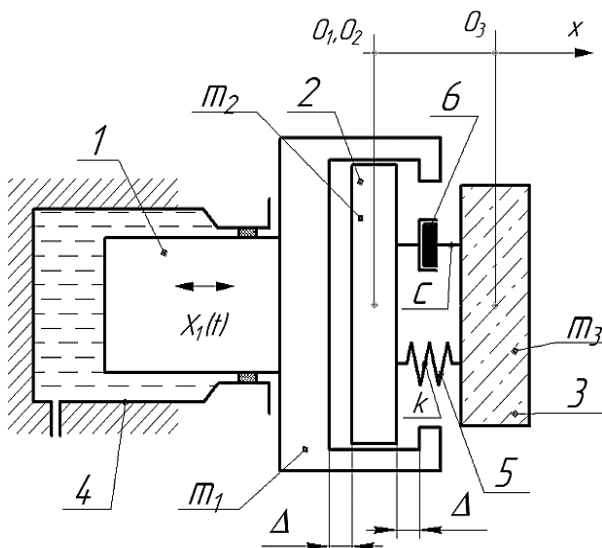


Рисунок 8 – Розрахункова модель ГВУ машини з інерційним підвісом

Для підвищення ступеня адекватності математичних моделей ГВ і ГВУ машин необхідно додатково враховувати параметри технологічних процесів. Тому на прикладі інерційних ГВУ машин для руйнування гірських порід (рис. 8) було розроблено математичну модель, яка враховує реологічні властивості технологічно оброблюваного середовища:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k(x_1 - x_2) = 0, \end{cases} \quad (10)$$

з початковими умовами $x_2(0) = x_1(0) + \Delta$,

$$x_2\left(\frac{\pi n}{\omega}\right) = x_1\left(\frac{\pi n}{\omega}\right) - \Delta, \quad x_3(0) = -x_3\left(\frac{\pi n}{\omega}\right),$$

$\dot{x}_{2+}(0) = -\dot{x}_{2+}(\frac{\pi n}{\omega})$, $\dot{x}_3(0) = -\dot{x}_3(\frac{\pi n}{\omega})$, ($n=1, 3, \dots$), де $x_1 = a \cdot \cos(\omega t + \varphi)$; m_2 – інерційні властивості ударної маси 2; m_3 – маса інерційного підвісу 3 (модель фрагменту гірської породи), а пружна реологічна сила контактної взаємодії характеризується коефіцієнтом пружності k , а демпфуюча складова реологічних сил в'язкістю c .

На основі розв'язку системи рівнянь (10) отримано АЧХ коливальної системи:

$$a_x = \left| \mu(\Delta \pm a) \left(\mu \frac{\pi n}{2\xi} - \operatorname{tg} \left(\frac{\pi n}{2\xi} \right) \right) / \left(\mu \frac{\pi n}{2\xi} + \operatorname{tg} \left(\frac{\pi n}{2\xi} \right) \right) \right|, \quad (11)$$

де $\mu = m_2 / m_3$; $\xi = \omega / \omega_0$.

На основі функції (11) побудовано діаграму АЧХ (рис. 9) для ГВУ машини з інерційним підвісом. При $\xi \rightarrow \infty$, $a_x \rightarrow 0$, тобто система є низькочастотним фільтром. При $\xi/k=1$ – цей режим відповідає вільним коливанням маси m_2 та інерційного підвісу m_3 із дотиком стінок обмежувача при нульовій швидкості: $a_x = |\mu(\Delta \pm a)|$. При $R \rightarrow \infty$, $a_x \rightarrow 0$, що свідчить про резонансний стан ВУ системи.

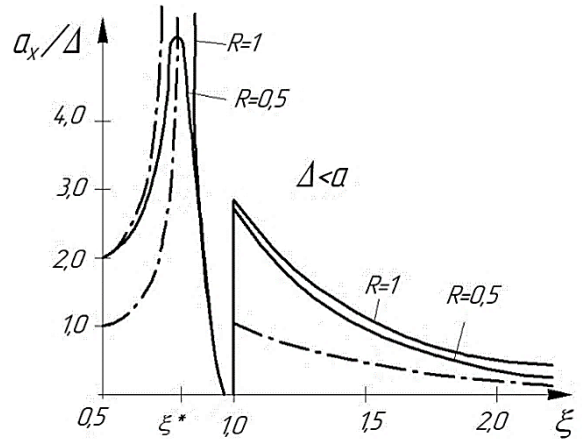


Рисунок 9 – АЧХ коливального процесу інерційної ГВУ машини

При моделюванні робочих процесів ГВ та ГВУ машин через наявність значної множини невизначених технологічних параметрів дуже часто стає задовільним і єдино можливим формулювання математичної моделі на основі стохастичних параметрів. Зокрема для моделювання вимушеного одновимірного коливання ГВ системи (без зовнішніх обмежувачів руху 5, на рис. 4), на яку діє збуджуюча сила, виражена спектральною функцією випадкового впливу:

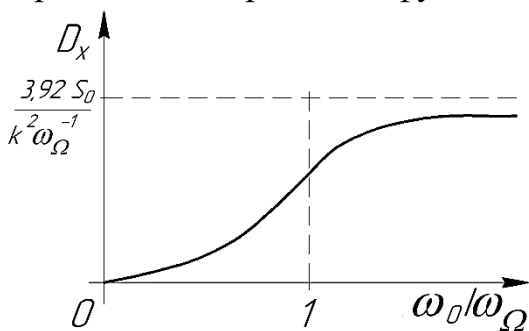


Рисунок 10 – Діаграма дисперсії переміщення виконавчого органу ГВ машини

$$\begin{cases} 0 \leq \omega \leq \omega_0, & S_p(\omega) = S_0; \\ \omega > \omega_0, & S_p(\omega) = 0, \end{cases} \quad (12)$$

а рівняння невстановленого коливання в системі також буде описуватись диференціальним рівнянням (7).

Використовуючи метод комплексних амплітуд отримано залежність дисперсії переміщення D_x (рис. 10) виконавчого органу ГВ машини від відношення $\varpi_1 = \omega_0 / \omega$ частоти зрізу спектру збудження до власної частоти системи при умові $b/(2\omega_\Omega) = 0,2$.

Дисперсія сили F_R , що передається основі 3 (див. рис. 4) при $\omega_0 \rightarrow \infty$:

$$D_R = \left(\frac{\pi}{4} \right) S_0 \omega_\Omega \left(\frac{2\omega_\Omega}{b} + \frac{2b}{\omega_\Omega} \right). \quad (13)$$

Із отриманого виразу видно, що мінімум D_R має місце при $b=\omega_\Omega$, причому $D_{Rmin}=\pi S_0 \omega_\Omega$. Таким чином, при випадковому збудженні типу білого шуму найвигіднішим є велике демпфування системи (декремент затухання – $\delta=3,64$).

Для моделювання вимушеного коливання ГВУ системи із додатковим симетричним двостороннім обмеженням на відстані Δ (див. рис. 4), використовується диференціальне рівняння (9) із випадковою збуджуючою силою у вигляді $F(t)=m_p+F^0(t)$, де $m_p=\text{const}$, а $F^0(t)$ – центрований випадковий процес. Використовуючи метод статистичної лінеаризації по переміщенню і застосовуючи комплексні амплітуди та інтеграл ймовірностей у вигляді функції Крампа

$\mathfrak{Z}(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u e^{-\frac{\lambda^2}{2}} d\lambda$, для розв'язання диференціального рівняння (9), визначено:

функцію дисперсії переміщення σ_x виконавчого органу ГВУ машини

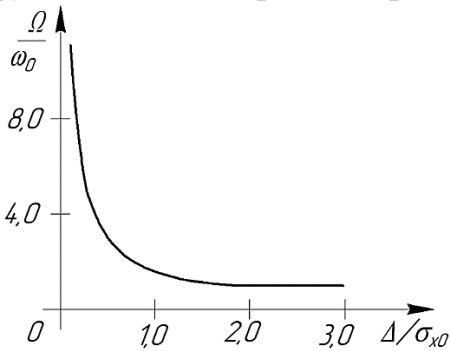


Рисунок 11 – Діаграма зміни частоти коливань від середньоквадратичного переміщення виконавчого органу ГВУ машини

$\sigma_x = \sqrt{S_0 / (2b\omega_0^2)}$, що збігається із функцією дисперсії переміщення D_x лінійного осцилятора, який збуджується білим шумом; середня частота Ω процесу $x(t)$, тобто математичне сподівання частоти перетинів рівня $x=0$ ($\dot{x} > 0$) $\Omega = 0,5\sigma_x^{-1} \sqrt{\omega_0^2 + \eta} / \mathfrak{Z}(\Delta / \sigma_x)$.

Діаграма залежності частоти коливань (рис. 11) від середньоквадратичного переміщення (обчисленого за відсутності обмежувача) показує, що із збільшенням Δ середня частота процесу і частота співударянь зменшується. При цьому слід відмітити, що при $\Delta/\sigma_{x0} > 1$ вплив збільшення зазору, як засіб обмеження ударної дії суттєво

знижується.

З метою визначення області стійкості роботи ГІТ в ГІП було розроблено математичну модель руху запірно-розподільного елемента клапана-пульсатора (рис. 12):

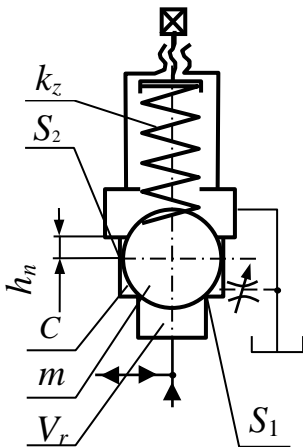


Рисунок 12 – Конструктивна схема ГІТ

$$a_0 \frac{d^3 x}{dt^3} + a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + a_2 \frac{dx}{dt} + a_3 = 0, \quad (14)$$

з початковими умовами $x(0)=0$, $\dot{x}(0)=0$, $\ddot{x}(0)=0$, де $a_0=1$; $a_1=c/m$; $a_2=kz/m$; $a_3=\Delta QS_2/(\beta V_r)$.

Для рівняння (14) записується матриця стійкості Гурвіца:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix}. \quad (15)$$

Якщо різниця витрат через ГІТ $\Delta Q > 0$, тоді головні діагональні мінори матриці стійкості Гурвіца (15) додатні $\Delta_{1,2,3} > 0$, що свідчить про стійку роботу клапана-пульсатора

(наявний автоколивальний процес запірно-розподільного елемента), в якому присутній зворотній зв'язок по величині тиску в гідросистемі, який керує витратою енергії, що витрачається на подолання дисипативних сил опору. Якщо різниця витрат через ГІТ $\Delta Q < 0$, тоді вільний член рівняння (14) $a_3 < 0$, що свідчить про стан стійкої рівноваги ГІТ (відсутній коливальний процес запірно-розподільного елемента клапана-пульсатора). Для визначення умови стійких коливань було побудовано діаграму зміни активної $F_+ = \Psi_1(x)$ і дисипативної $F_- = \Psi_2(x)$ сил (рис. 13), зокрема витрата енергії ΔE на здійснення коливального процесу визначається в цьому випадку величиною площі області, обмеженої лініями кривих функцій $F_+ = \Psi_1(x)$ і $F_- = \Psi_2(x)$.

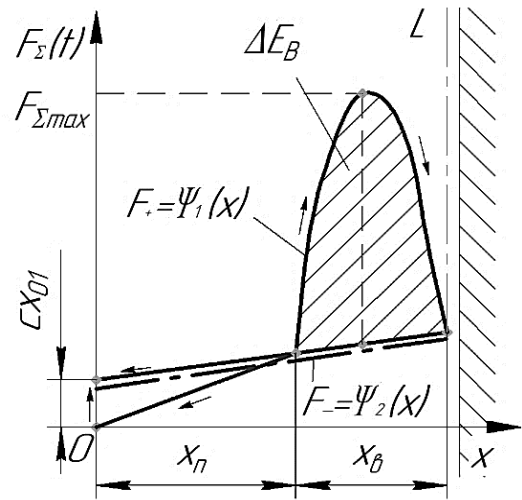


Рисунок 13 – Діаграма робочого циклу ГІТ

У розділі 3 розроблено математичні моделі динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ технологічних машин. Обґрунтовано підхід до моделювання руху робочої рідини в системах П, використовуючи основні положення гідродинаміки і теорії пружності та пластичності. Зокрема, рівняння течії робочої рідини через розширюваний трубопровід (дифузор) ГІТ (рис. 14) на базі рівнянь нерозривності рідини і Нав'є–Стокса шляхом відкидання малих конвективних прискорень, що відповідають малим рейнольдсовим числам у циліндричних координатах, при прийнятих допущеннях для швидкості $u_\theta = u_z = 0$:

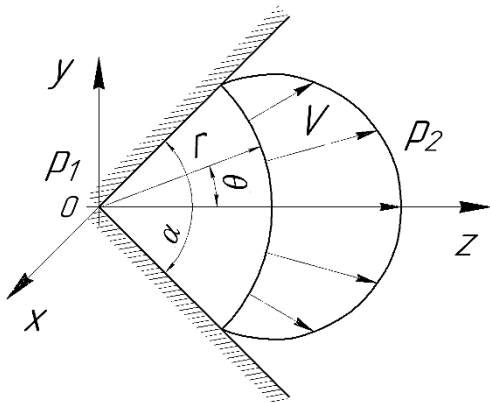


Рисунок 14 – Розрахункова схема течії робочої рідини в дифузорі ГІТ

$$\begin{cases} u \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} \right); \\ 0 = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{2\nu}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta}; \\ \frac{\partial(ru)}{\partial r} = 0, \end{cases} \quad (16)$$

де ν і $p(r, \theta)$ – кінематична в'язкість і функція поточного тиску робочої рідини відповідно.

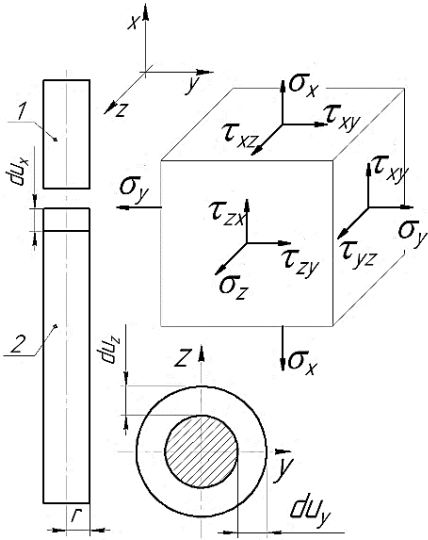
Із системи рівнянь (16) визначається відоме рівняння витрат робочої рідини через дифузор ГІТ для різних режимів течії робочої рідини, за рахунок додаткового введення емпіричного коефіцієнта $\zeta(\alpha, \Delta_{екв}, Re)$:

$$Q = \Delta x \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} u(r, \theta) \cdot r d\theta = \zeta(\alpha, \Delta_{екв}, Re) S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (17)$$

де S_δ – площа поперечного перерізу дифузора, α – кут нахилу стінок дифузора, $\Delta_{екв}$ – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу ГІТ, Re – число Рейнольдса.

Також обґрунтовано використання основних положень теорії пружності і пластичності на основі математичної моделі ударної взаємодії інерційної маси ГІТ

і виконавчого органу ВУ пристрою для руйнування гірської породи (рис. 15). Напруження, направлені вздовж осі стержня σ_x , повздовжні u_x і поперечні деформації u_z і u_y під час ударної взаємодії, можуть бути знайдені із співвідношення узагальненого закону Гука і рівняннями Ламе:



$$\begin{cases} \frac{\partial u_y}{\partial y} = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; \\ \frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]; \\ \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \frac{d^2 u_x}{dt^2}, \end{cases} \quad (18)$$

де E – модуль пружності при розтягу; μ – коефіцієнт Пуассона; ρ – густина тіла.

Оскільки $\sigma_x = E \frac{du_x}{dx}$ і $a = \sqrt{E/\rho}$, тоді із (18)

отримуємо відоме хвильове рівняння:

$$\frac{d^2 u_x}{dx^2} = a^2 \frac{d^2 u_x}{dt^2}. \quad (19)$$

Рисунок 15 – Розрахункова схема ударної взаємодії виконавчих елементів ГП

Удосконалено математичні моделі технологічного процесу:

транспортування вібраційним конвеєром, поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою (ІВ), руйнування гірської породи навісним ВУ пристроєм і занурення паль навісним ВУ пристроєм на базі ГП (рис. 16).

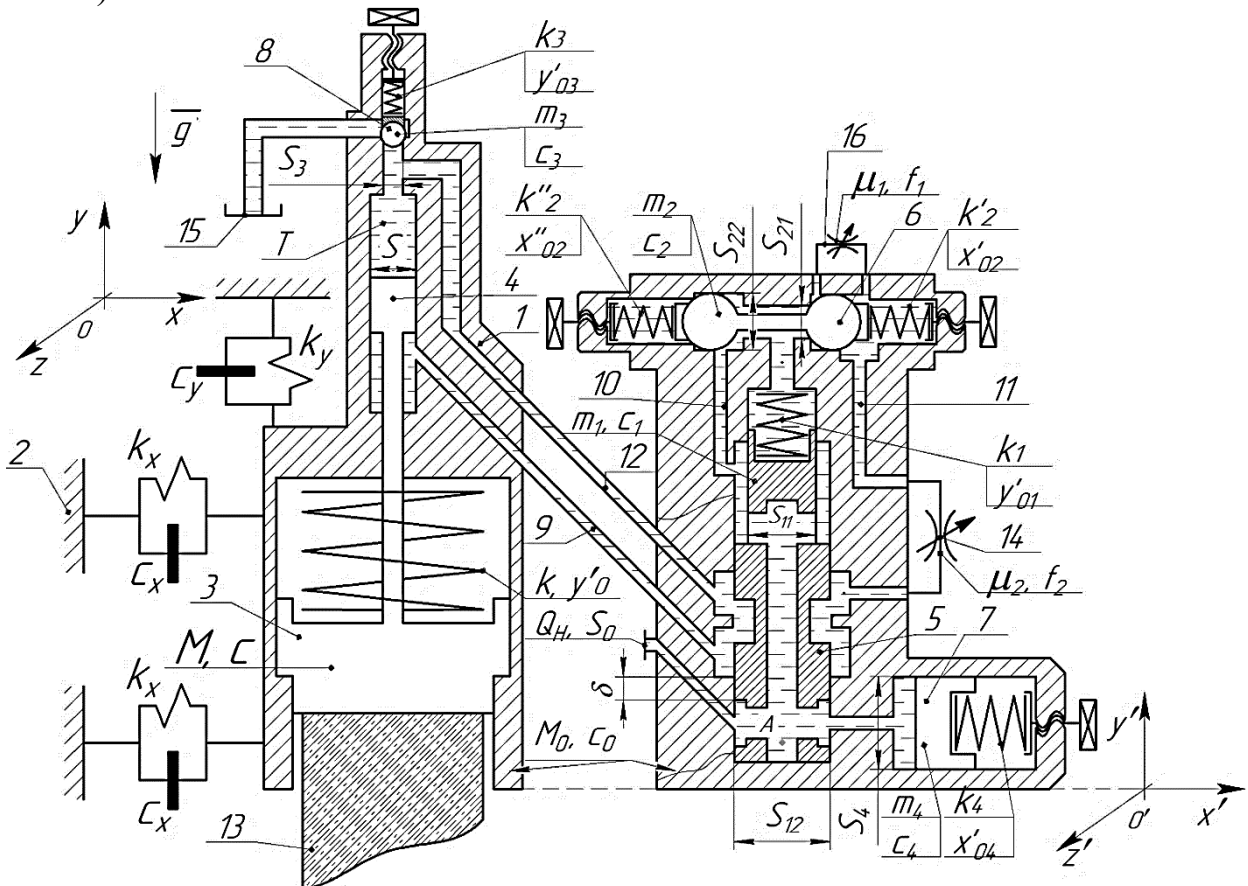


Рисунок 16 – Розрахункова модель технологічного процесу занурення паль

Зокрема, для розробки математичної моделі технологічного процесу занурення паль навісним ВУ пристроєм на базі ГПІ (див. рис. 16) використано просторово-нестационарну постановку задачі на базі систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних Нав'є–Стокса і умови нерозривності для слабостиснених в'язких рідин (20):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V_x}{\partial x'} + \frac{\partial V_y}{\partial y'} + \frac{\partial V_z}{\partial z'} = 0; \\ \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \frac{\nu}{3} \text{grad}(\text{div} \bar{V}) + \nu \nabla^2 \bar{V}; \bar{V}|_{d\Omega} = 0; \\ \Omega \in R^3; \rho|_{t=0, \Omega} = \rho_0; \bar{V}|_{t=0, z'=0, y''=0, x''=0} = \frac{Q_H}{S_0}; p|_{t=0, \Omega} = p_0 + \left(\frac{k_4 x'_{04}}{S_4} \right), \end{array} \right. \quad (20)$$

де \bar{V} – вектор швидкості; p – поточний тиск робочої рідини; Q_H – витрата гідравлічного насоса; $\Omega \in R^3$ – тривимірна область внутрішньої порожнини ГПІ, ρ_0 – початкова густина робочої рідини; p_0 – початковий тиск робочої рідини; S_0 – площа поперечного перерізу впускного патрубку ГПІ; x'_{04} – попередній натяг пружини гідроциліндра 7.

Система диференціальних рівнянь (20) доповнена інтегродиференціальними рівняннями руху конструктивних елементів ГПІ навісного ВУ пристрою:

$$\left\{ \begin{array}{l} -M_0 \ddot{y} = -M_0 g + k_1(y'_{01} + y'_1) + k_3(y'_{03} + y'_3) + k(y'_0 + y') - \iint_S p_{\bar{s}}(t) dS_y + c_y \dot{y} + \\ + c_1 \dot{y}'_1 + c_3 \dot{y}'_3 + c \dot{y}' - N_{05y} - N_{08y} - N_{03y}; \\ -M_0 \ddot{x} = -\iint_S p_{\bar{s}}(t) dS_x + 2c_x \dot{x} + 2k_x x - k_2''(x''_{02} - x'_2) + k'_2(x'_{02} + x'_2) + \\ + k_4(x'_{04} + x'_4) + c_2 \dot{x}_{02} - c_4 \dot{x}'_4 - N_{06x}; \\ M \ddot{y}_0 = -Mg - k(y'_0 + y'_0) + \iint_S p_S(t) dS - c \dot{y}'_0 + N_{30y}; \\ m_2 \ddot{x}_2 = k_2''(x''_{02} - x'_2) - k'_2(x'_{02} + x'_2) - c_2 \dot{x}'_2 + \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t) dS + N_{60x}; \\ m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 g - k_1(y'_{01} + y'_1) - c_1 \dot{y}'_1 + \iint_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t) dS + N_{50y}; \\ m_3 \ddot{y}_3 = -m_3 g - k_3(y'_{03} + y'_3) - c_3 \dot{y}'_3 + \iint_{S_3} p_{S_3}(t) dS + N_{80y}; \\ m_4 \ddot{x}_4 = -k_4(x'_{04} + x'_4) - c_4 \dot{x}'_4 + \iint_{S_4} p_{S_4}(t) dS; \\ -m_5 \ddot{y} = -m_5 g - N_{3,13} + N_{17,13} \sin \alpha + \mu_y N_{17,13} + \mu_y \int_0^{l_5} F_l dy; \end{array} \right. \quad (21)$$

| | | |
|-------------------|---|---|
| Фаза набору тиску | { | $0 \leq t \leq t_{hm} \left\{ \begin{array}{l} \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t) dS \leq k_2'' x_{02}'' - k_2' x_{02}'; \quad \iint_{S_{12}-S_{11}} p_{S_{12}-S_{11}}(t) dS \leq k_1 y_{01}'; \quad \dot{x}'_2(t) = 0; \\ \iint_{S_3} p_{S_3}(t) dS \leq k_3 y_{03}'; \quad \dot{y}'_0(t) = \dot{y}'_1(t) = \dot{y}'_3(t) = 0; \quad 0 \leq x'_4(t) \leq x'_{4max}; \end{array} \right.$ |
| Фаза підйому | { | $t_{hm} \leq t \leq t_{cn} \left\{ \begin{array}{l} \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t) dS \geq k_2'' x_{02}'' - k_2' x_{02}'; \quad \iint_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t) dS \geq k_1 y_{01}'; \\ \iint_{S_3} p_{S_3}(t) dS \geq k_3 y_{03}'; \quad \delta \leq y'_1(t) \leq y'_{1max}; \quad 0 \leq x'_2(t) \leq x'_{2max}; \\ 0 \leq x'_4(t) \leq x'_{4max}; \quad 0 \leq y'_0(t) \leq y'_{0max}; \quad 0 \leq y'_3(t) \leq y'_{3max}; \\ N_{05y} = N_{50y} = 0; \quad N_{06x} = N_{60x} = 0; \quad N_{08y} = N_{80y} = 0; \quad N_{30y} = N_{03y} = 0; \end{array} \right.$ |
| Фаза опускання | { | $t_{cn} \leq t \leq t_{nd} \left\{ \begin{array}{l} \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t) dS \geq k_2'' x_{02}'' - k_2' x_{02}'; \quad \iint_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t) dS \geq k_1 y_{01}'; \\ \iint_{S_3} p_{S_3}(t) dS \geq k_3 y_{03}'; \quad \delta \leq y'_1(t) \leq y'_{1max}; \quad 0 \leq x'_2(t) \leq x'_{2max}; \\ 0 \leq x'_4(t) \leq x'_{4max}; \quad 0 \leq y'_0(t) \leq y'_{0max}; \quad 0 \leq y'_3(t) \leq y'_{3max}; \\ N_{05y} = N_{50y} = 0; \quad N_{06x} = N_{60x} = 0; \quad N_{08y} = N_{80y} = 0; \quad N_{30y} = N_{03y} = 0; \end{array} \right.$ |
| Фаза опускання | { | $t_{nd} \leq t \leq t_{on} \left\{ \begin{array}{l} \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t) dS \geq k_2'' x_{02}'' - k_2' x_{02}'; \quad \iint_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t) dS \geq k_1 y_{01}'; \\ \iint_{S_3} p_{S_3}(t) dS \geq k_3 y_{03}'; \quad 0 \leq y'_1(t) \leq y'_{1max}; \quad 0 \leq x'_2(t) \leq x'_{2max}; \\ 0 \leq x'_4(t) \leq x'_{4max}; \quad 0 \leq y'_0(t) \leq y'_{0max}; \quad 0 \leq y'_3(t) \leq y'_{3max}; \\ N_{05y} = N_{50y} = 0; \quad N_{06x} = N_{60x} = 0; \quad N_{08y} = N_{80y} = 0; \quad N_{30y} = N_{03y} = 0, \end{array} \right.$ |

де $m_{1, \dots, 5}$ – маси рухомих елементів ГП; $k_{1, \dots, 5}$, $c_{1, \dots, 5}$ – пружні і в'язкісні характеристики силових зв'язків; $N_{i, j}$ – сили реакцій i -х та j -х рухомих елементів; F_l – сила тиску ґрунту на циліндричну поверхню занурюваної палі 13, що залежить від глибини занурювання циліндричної частини l_h , площі поперечного перерізу циліндричної частини S_{13} і питомої ваги ґрунту γ_{17} ; y'_0, y'_{01}, x'_{02} – попередній натяг пружин інерційної маси 3, клапана першого 5 і другого 6 каскадів відповідно.

Динамічна модель ГП навісного ВУ пристрою (див. рис. 16) доповнена трикомпонентною інерційною динамічною моделлю із нестриманими контактами між масами (рис. 17) для ВУ занурення палі в ґрунт. Використовуючи методи механо-реологічної феноменології і деформації твердих тіл, додатково складено математичну модель, яка дозволяє моделювати пружно-пластичні деформації ґрунту і напружено-деформований стан занурюваної палі, і доповнює системи диференціальних рівнянь (20) і (21), де μ_{cm} і μ – коефіцієнти статичного і динамічного тертя по поверхні занурюваної палі, $\bar{\sigma}$ і $\bar{\varepsilon}$ – тензори напружень і деформацій відповідно, A^T – координати точки твердого тіла, B – матриця операторів диференціювання, C – матриця пружної податливості елемента досліджуваного матеріалу:

Період ударної взаємодії

$$\begin{cases}
 \sigma_y = -\frac{M}{S_{13}} \frac{\partial^2 v_{13}(l_h, t)}{\partial t^2}, \quad y'' = L; \\
 \bar{L}\sigma = \overline{p_{13,17}}, \quad \dot{v}_3 = \frac{\partial v_{13}(l_h, 0)}{\partial t} = v_3; \\
 \sigma_y = c_{13} \frac{\partial v_{13}(l_y, t)}{\partial t} + \mu \int_0^{l_h} F_l dl, \quad x = R_{13}; \\
 \sigma_x = \frac{1}{2\pi l_5 R_{13}} \int_0^{l_h} F_l dl; \quad x = R_{13}; \\
 \frac{\partial \sigma_x}{\partial x''} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y''} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z''} - \rho \frac{\partial^2 u_{13}}{\partial t^2} = 0; \\
 \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x''} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y''} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z''} + \frac{m_5 g}{V_5} - \rho \frac{\partial^2 v_{13}}{\partial t^2} = 0; \\
 \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x''} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y''} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z''} - \rho \frac{\partial^2 w_{13}}{\partial t^2} = 0; \\
 \mathbf{A}\bar{\sigma} + \bar{g} = 0, \quad \mathbf{B}\bar{\varepsilon} = 0, \quad \bar{\varepsilon} = \mathbf{A}^T \bar{u}, \quad \bar{\varepsilon} = \mathbf{C}\bar{\sigma};
 \end{cases}$$

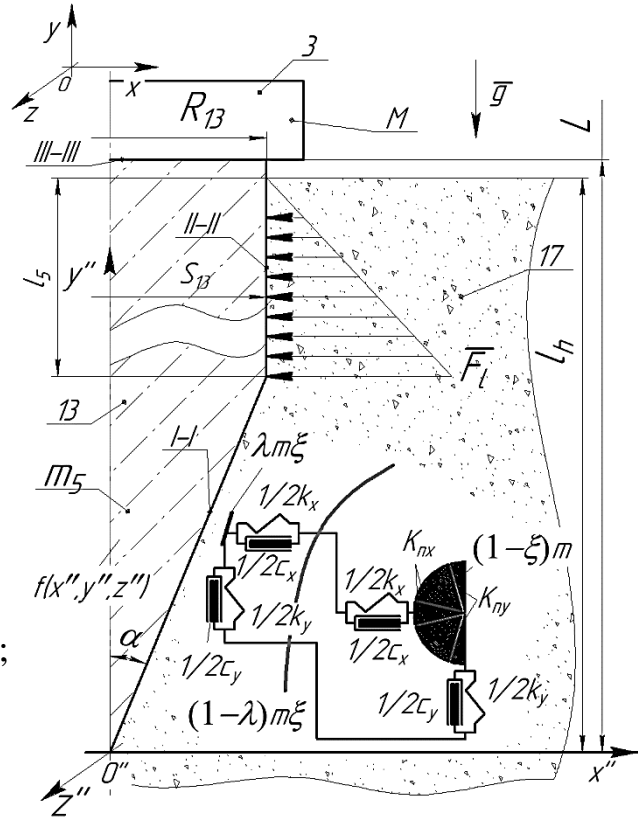


Рисунок 17 – Феноменологічна модель ВУ занурення палі

$$\begin{cases}
 t_{on} \leq t \leq t_{ned} \begin{cases} (1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0); \\ (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - c_y(\dot{y} - \dot{y}_0) - k_y(y - y_0); \end{cases} \\
 t_{ned} \leq t \leq t_{nld} \begin{cases} c_x\dot{x} + k_x x = k_{nx}x_k^{ng}; \quad (1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - k_{nx}(x - x_k^{ng}); \\ c_y\dot{y} + k_y y = k_{ny}y_k^{ng}; \quad (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - k_{ny}(y - y_k^{ng}); \end{cases} \\
 t_{nld} \leq t \leq t_{nek} \begin{cases} \lambda\xi m\ddot{x}_0 - c_x(\dot{x}_k^{ng} - \dot{x}_0) - k_x(x_k^{ng} - x_0) - k_{nx}(x - x_k^{ng} + x_0) = \\ = N_{13,17x} - \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_0)\mu_x N_{13,17y}; \quad |c_x\dot{x} + k_x x + N_{13,17x}| = |\mu_x N_{13,17y}|; \\ \lambda\xi m\ddot{y}_0 - c_y(\dot{y}_k^{ng} - \dot{y}_0) - k_y(y_k^{ng} - y_0) - k_{ny}(y - y_k^{ng} + y_0) = \\ = N_{13,17y} - \text{sign}(\dot{y} - \dot{y}_0)\mu_y N_{13,17x}; \quad |c_y\dot{y} + k_y y + N_{13,17y}| = |\mu_y N_{13,17x}|; \end{cases} \\
 t_{nek} \leq t \leq t_{3H} \begin{cases} \lambda\xi m\ddot{x}_0 - c_x(\dot{x}_k^{ng} - \dot{x}_0) - k_x(x_k^{ng} - x_0) - k_{nx}(x - x_k^{ng} + x_0) = N_{13,17x} - \\ - \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_0)\mu_x N_{13,17y}; \quad |c_x\dot{x}_k^{ng} + k_x x_k^{ng} + k_{nx}(x - x_k^{ng}) + N_{13,17x}| = |\mu_x N_{13,17x}|; \\ \lambda\xi m\ddot{y}_0 - c_y(\dot{y}_k^{ng} - \dot{y}_0) - k_y(y_k^{ng} - y_0) - k_{ny}(y - y_k^{ng} + y_0) = N_{13,17y} - \\ - \text{sign}(\dot{y} - \dot{y}_0)\mu_y N_{13,17x}; \quad |c_y\dot{y}_k^{ng} + k_y y_k^{ng} + k_{ny}(y - y_k^{ng}) + N_{13,17y}| = |\mu_y N_{13,17y}|, \end{cases}
 \end{cases} \quad (22)$$

де λ – частина від загальної маси шару ґрунту, яка розташована безпосередньо біля поверхні занурюваної палі 13 (див. рис. 17); ξ – частина маси шару ґрунту, яка

розташована в центральному ядрі коливальної маси; k_{ny} , k_{nx} – коефіцієнти пластичної деформації ґрунту.

Розроблено методику математичного моделювання системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів ГВ та ГВУ машин на основі ІВ. Використовуючи системотехнічний підхід, синтезовано структурні та функціональні зв'язки між складовими простіших систем та всередині них (рис. 18), що дозволило визначити взаємозв'язок між параметрами стану підсистем ТК поверхневого ущільнення ґрунтів на базі ІВ з якісними показниками об'єкта технологічної обробки. Математична модель оцінювання ефективності технологічного комплексу ІВ представлена у формі задачі класифікації:

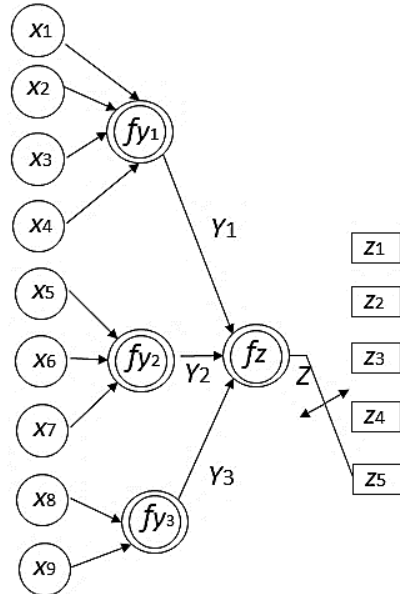


Рисунок 18 – Дерево логічного висновку

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow z \in Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}, \quad (23)$$

де X – множина стану параметрів технологічного комплексу ІВ (вхідні параметри); Z – множина значень коефіцієнта середньої нерівноцільності заготовки ущільнюючого ґрунту (вихідні параметри).

Ієрархічний зв'язок параметрів стану X з коефіцієнтом середньої нерівноцільності заготовки (Z) представляється деревом логічного висновку (рис. 18), яке визначає структуру оціночної моделі, і відповідає наступним співвідношенням: $Z=f_z(Y_1, Y_2, Y_3)$, $Y_1=f_{y1}(x_1, x_2, x_3, x_4)$, $Y_2=f_{y2}(x_5, x_6, x_7)$, $Y_3=f_{y3}(x_8, x_9)$. Множина оціночних параметрів X забезпечує формування тих складових параметрів, які оцінюють систему: І (пробний зразок ґрунту) – Y_1 , система ІІ (робочий режим) – Y_2 , система ІІІ (машина ІВ) – Y_3 . Ця задача класифікації представляється нечіткою базою знань у вигляді

сукупності нечітких правил: <Якщо> (антецедент правила) {об'єкт обробки (ґрунтовий матеріал), робочий процес (поверхневе ущільнення) і сама машина} – <тоді> (консеквент правила) {показники нерівноцільності заготовки ґрунтового матеріалу, як клас визначення ступеня ефективності технологічної системи}:

$$\bigcup_{p=1}^{k_j} \left[\bigcap_{i=1}^n (x_i = a_i^{jp}) \text{ з вагою } w_{jp} \right] \longrightarrow Z = z_j, \quad j = \overline{1, m}, \quad i = \overline{1, n}, \quad w_{jp} \in [0, 1]. \quad (24)$$

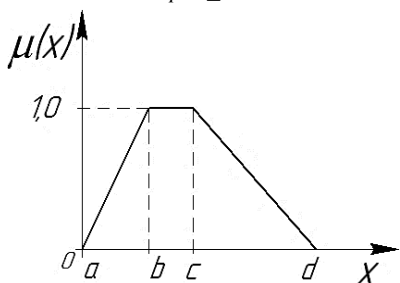


Рисунок 19 – Діаграма функції належності

Для переходу від нечіткої бази знань (24) до системи нечітких логічних рівнянь зв'язок між функціями належності $\mu^{a_i^{jp}}(x_i)$ – змінної x_i до нечіткого терма a_i^{jp} та $\mu^{d_j}(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – вектора параметрів (x_1, x_2, \dots, x_n) до розв'язку z_j , відповідно (рис. 19), і представляється, як:

$$\mu^{d_j}(x_1, x_2, \dots, x_n) = \bigvee_{p=1}^{k_j} \left(w_{jp} \cdot \bigwedge_{i=1}^n \mu^{a_i^{jp}}(x_i) \right), \quad p = \overline{1, k_j}. \quad (25)$$

Як розв'язок обирається значення з максимальним ступенем належності:

$$z = \arg \max_{\{z_1, z_2, \dots, z_m\}} (\mu_{z_1}(x), \mu_{z_2}(x), \dots, \mu_{z_m}(x)), \quad (26)$$

де $\tilde{Z} = (\mu^{z_1}(x) / z_1, \mu^{z_2}(x) / z_2, \dots, \mu^{z_m}(x) / z_m)$ – нечітка множина вихідної змінної.

Для настроювання нечіткої моделі обрані такі параметри: вектори параметрів ядра нечітких множин B і C ; вагові коефіцієнти правил нечітких баз знань W ; навчальні вибірки X^r і z^r , що є сукупністю експериментальних пар параметрів стану технологічної системи X^r ; верифіковане значення середньої щільності заготовки ґрунтового матеріалу z^r ($r=1, M$), де M – розмір навчальної вибірки. Навчання нечіткої моделі $M^{-0.5} \sqrt{\sum_{r=1, M} (q(X^r, z^r, B, C, W))^2} \rightarrow \min$, де $q(X^r, z^r, B, C, W)$ – розбіж-

ність між експериментальним виходом z^r та результатом нечіткого логічного висновку за моделлю, що задана вектором (B, C, W) для об'єкта X^r , є задачею нелінійної оптимізації і здійснена за генетичним алгоритмом. Достовірність результату підтверджується збігом експериментальних та модельних результатів із статистичною оцінкою безпомилковості діагностування на рівні 0,938. У решті випадків дійсному результату відповідає другий за рангом модельний розв'язок.

У розділі 4 розроблено математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів у системах приводів ГВ та ГВУ машин, в основу якого покладено диференціальне рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \bar{q}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial t} = 0, \quad (27)$$

де $\bar{q} = \bar{\rho}$, $\bar{F} = \bar{\rho} \bar{u}_x$, $\bar{G} = \bar{\rho} \bar{u}_y$.

Для дискретного представлення рівняння (27) використано метод кінцевих об'ємів, який має консервативні властивості і допускає дискретизацію складних обчислювальних областей у більш прості. Застосовуючи теорему Гріна до диференціального рівняння (27) в середині кінцевого об'єму (рис. 20), отримано

$$\frac{d}{dt} \int \bar{q} dV + \int_{ABCD} \bar{H} \cdot \bar{n} ds = 0, \quad \text{або у декартових}$$

координатах:

$$\bar{H} \cdot \bar{n} ds = \bar{F} dy - \bar{G} dx, \quad (28)$$

де $\bar{H} = (\bar{F}, \bar{G})$.

Рівняння (28) має приблизне представлення у вигляді:

$$\frac{d}{dt} (\Lambda q_{j,k}) + \sum_{AB}^{DA} (F \Delta y - G \Delta x) = 0, \quad (29)$$

де Λ – площа чотирикутника $ABCD$ (див. рис. 20), причому $q_{j,k}$ є величина, яка зв'язана із середнім значенням q в середині чотирикутника $ABCD$.

Для однорідної розрахункової сітки і при збігу її ліній із лініями постійних x і y у рівняння (29) приймає вигляд:

$$\frac{d}{dt} q_{j,k} + \frac{F_{j,k} + F_{j+1,k}}{2\Delta x} + \frac{G_{j,k+1} + G_{j,k-1}}{2\Delta y} = 0, \quad (30)$$

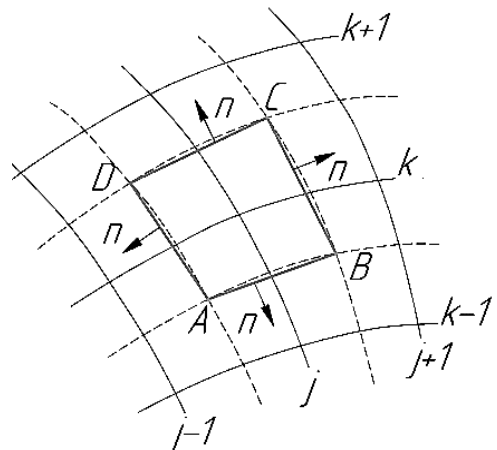


Рисунок 20 – Схема двовимірного кінцевого об'єму

що збігається із апроксимацією, отриманою при представленні просторових кривих похідних в (27) за допомогою центральних різниць.

З метою достатньо точного опису локальних властивостей течій чисельного розв'язання багатовимірних диференціальних рівнянь Нав'є–Стокса:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \nabla) \bar{V} = -\nabla p + \nu \Delta \bar{V}, \quad \nabla \bar{V} = 0, \quad (31)$$

і для вирішення проблеми із розрахунком поля тиску, в рівняння нерозривності (27) введено член, який відповідає за штучну стисливість $(\partial / \partial t)(p + 0,5V^2)$. У результаті було отримано модифіковану систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \nabla) \bar{V} = -\nabla p + \nu \Delta \bar{V}; \\ \frac{\partial \left(p + \frac{V^2}{2} \right)}{\partial t} + \nabla V = 0, \end{cases} \quad (32)$$

розв'язання якої базується на методі розщеплення за фізичними факторами.

Тоді схема визначення невідомих функцій в момент часу $t_{n+1} = (n+1)\tau$ може бути представлена у вигляді триетапної схеми розщеплення, де $\nabla \times \bar{V} = \omega$, $\nabla \bar{V} = D$, $\nabla \bar{V} = \tilde{D}$: 1) – $(\tilde{V} - \bar{V}^n) / \tau = -(\bar{V}^n \nabla) \bar{V}^n + \nu \Delta \bar{V}^n$; 2) – $\Delta p = -\tilde{D} / \tau$, оскільки $D^{n+1} = 0$; 3) – $(\bar{V}^{n+1} - \tilde{V}) / \tau = -\nabla p$. Для випадку декартової системи координат і рівномірної сітки (рис. 21) двовимірна різницева схема має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{V}_{y,i+1/2,j} - V_{y,i+1/2,j}^n}{\tau} = & \frac{\left(V_{y,i,j}^n \right)^2 - \left(V_{y,i+1,j}^n \right)^2}{h_1} + \frac{\left(V_y V_x \right)_{i+1/2,j-1/2}^n - \left(V_y V_x \right)_{i+1/2,j+1/2}^n}{h_2} - \\ & - \frac{\nu}{\Delta y} \left[\left(\frac{V_{x,i+1,j+1/2}^n - V_{x,i,j+1/2}^n}{h_1} - \frac{V_{y,i+1/2,j+1}^n - V_{y,i+1/2,j}^n}{h_2} \right) - \right. \\ & \left. - \left(\frac{V_{x,i+1,j-1/2}^n - V_{x,i,j-1/2}^n}{h_1} - \frac{V_{y,i+1/2,j}^n - V_{y,i+1/2,j-1}^n}{h_2} \right) \right]; \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{V}_{x,i,j+1/2} - V_{x,i,j+1/2}^n}{\tau} = & \frac{\left(V_{x,i,j}^n \right)^2 - \left(V_{x,i,j+1}^n \right)^2}{h_2} + \frac{\left(V_y V_x \right)_{i-1/2,j+1/2}^n - \left(V_y V_x \right)_{i+1/2,j+1/2}^n}{h_1} + \\ & + \frac{\nu}{h_1} \left[\left(\frac{V_{x,i+1,j+1/2}^n - V_{x,i,j+1/2}^n}{h_1} - \frac{V_{y,i+1/2,j+1}^n - V_{y,i+1/2,j}^n}{h_2} \right) - \right. \\ & \left. - \left(\frac{V_{x,i,j+1/2}^n - V_{x,i-1,j+1/2}^n}{h_1} - \frac{V_{y,i-1/2,j+1}^n - V_{y,i-1/2,j}^n}{h_2} \right) \right]; \end{aligned} \quad (34)$$

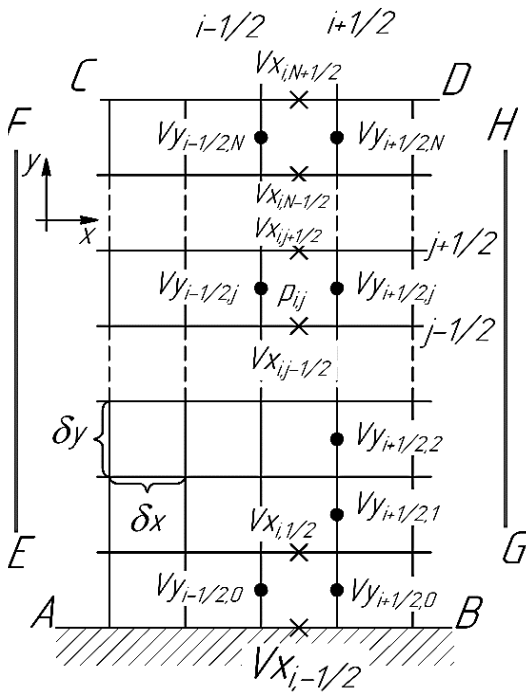


Рисунок 21 – Схема сіткового шаблону для методу розщеплення

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{p_{i+1,j} - 2p_{i,j} + p_{i-1,j}}{h_1^2} + \\ & + \frac{p_{i,j+1} - 2p_{i,j} + p_{i,j-1}}{h_2^2} = \frac{D_{i,j}}{\tau}, \end{aligned} \right. \quad (35)$$

$$D_{i,j}^{n+1} = 0;$$

$$\left\{ \begin{aligned} & V_{y_{i+1/2,j}}^{n+1} = \tilde{V}_{y_{i+1/2,j}} - \frac{\tau}{h_1} (p_{i+1,j} - p_{i,j}), \\ & V_{x_{i,j+1/2}}^{n+1} = \tilde{V}_{x_{i,j+1/2}} - \frac{\tau}{h_2} (p_{i,j+1} - p_{i,j}). \end{aligned} \right. \quad (36)$$

Різницева схема (33)–(36) апроксимує триетапну схему розщеплення із другим порядком точності по просторових змінних, де $O(\tau, h^2)$ – похибка апроксимації порядку; $h = \max(\Delta x, \Delta y)$; $h_1 = \Delta x$; $h_2 = \Delta y$. Критерій стійкості отримано за допомогою першого диференціального наближення

стосовно до рівнянь (33) і (34), де було визначено критерій стійкості $\tau = 4\nu / (V_x^2 + V_y^2)$ для різницевої схеми – $h_1 = h_2$. За допомогою методу Фур'є, вилучаючи p із (35) і (36), визначено безумовну стійкість другого і третього етапів схеми розщеплення.

Для математичного моделювання турбулентного режиму руху робочої рідини, пристінних шарів робочої рідини і шарів робочої рідини в області зазору використано модифікований метод чисельного розв'язання системи рівнянь гідродинаміки із використанням емпіричних залежностей і різних типів граничних умов, який верифіковано для ламінарно-турбулентного перехідного режиму при обтіканні перешкоди у формі паралелепіпеда.

У розділі 5 виконано експериментальне дослідження динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин на базі ІВ. Дослідження проводилось на дослідному зразку ІВ на базі ГП (рис. 22), виготовленому і встановленому в лабораторії гідродинаміки кафедри інженерних систем у будівництві (ВНТУ). Гідравлічна система 1 дослідного зразка (див. рис. 22) ІВ складається із гідронасоса 2 і запобіжного клапана 3. Максимальний тиск в гідросистемі налагоджується за манометром 4, який з'єднується з нею за допомогою гідророзподільника 5. Регулювання витрати робочої рідини в гідросистемі здійснюється шляхом зміни числа обертів приводного електродвигуна 6. Насос 2 сполучено із сітчастим фільтром 7, вбудованим у всмоктувальний відсік гідробака 8. Зливні гідролінії 1.16 і 1.15 сполучені з гідробаком 8 через гідророзподільник 15. При запуску гідронасоса 2 робоча рідина під тиском по напірній магістралі 1.14 надходить у

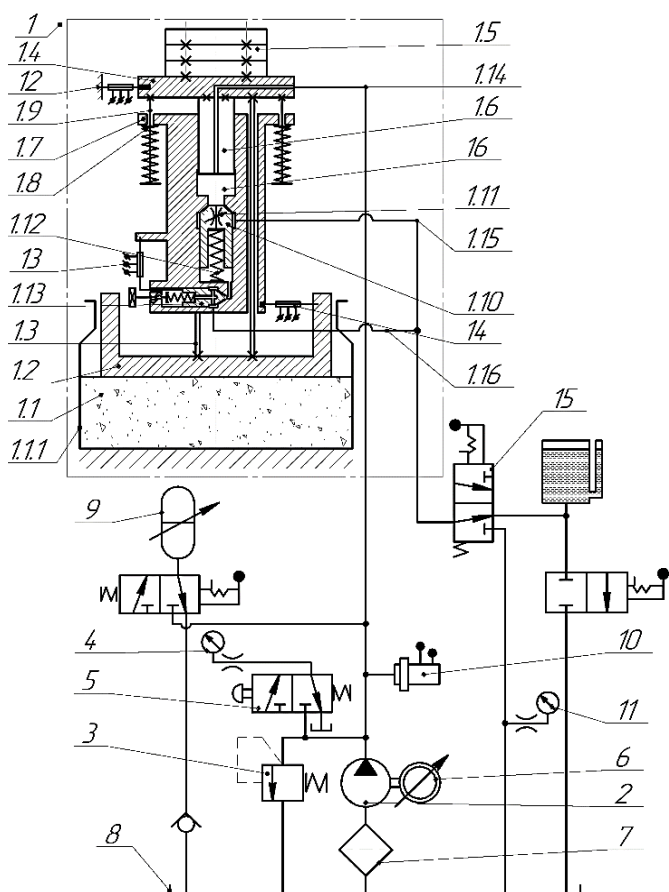


Рисунок 22 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка ІВ

з'єднання із гідроциліндром 1.7. Причому плунжер 1.6 через інерційну плиту 1.4 додатково, через направляючі 1.9, з'єднаний пружними елементами виконавчого органу 1.8 із гідроциліндром 1.7. У корпусі гідроциліндра 1.7 встановлений ГТ, який складається із клапанів другого 1.10 і першого 1.13 каскадів. У клапані другого каскаду 1.10 вбудований змінний дроселюючий отвір 1.11, а пружний елемент 1.12 постійно притискає сам клапан другого каскаду 1.10 до основи гідроциліндра 1.7.

Складено методику експериментальних досліджень дослідного зразка ІВ на базі ГП (рис. 23), де: 1, 2 – підготовка дослідного зразка і вимірювальної та реєструвальної апаратури, відповідно; 3 – установка дослідного зразка ІВ на стенді і підключення вимірювальної та реєструючої апаратури; 4 – проведення експериментів; 5 – обробка результатів вимірювань; 6 – побудова графічних залежностей основних характеристик ГП дослідного зразка ІВ. За результатами експериментальних досліджень отримано осцилограми переміщення: клапана першого каскаду по горизонтальній осі, гідроциліндра по вертикальній осі відносно інерційної плити, корпусу дослідного зразка

напірну порожнину 16. На випробувальному стенді передбачено ємність 9 для зміни об'єму гідросистеми. Записи зміни тиску в напірній магістралі виконуються за допомогою датчика тиску 10. Реєстрація тиску в зливній магістралі здійснюється за допомогою манометра 11. Запис фактичної величини вертикального переміщення трамбувальної плити 1.2, горизонтального переміщення клапана першого каскаду 1.13 і відносного переміщення гідроциліндра 1.7 виконуються магнітострикційними датчиками переміщень 12, 13, 14 відповідно. На поверхні дослідного зразка ґрунту 1.1, який засипаний у контейнер 1.1.1, встановлена трамбувальна плита 1.2, яка через три направляючі 1.3 з'єднана болтовим з'єднанням із інерційною плитою 1.4. У свою чергу до інерційної плити 1.4 зверху кріпляться змінні інерційні маси 1.5, а до нижньої основи плунжер 1.6, який входить у рухоме

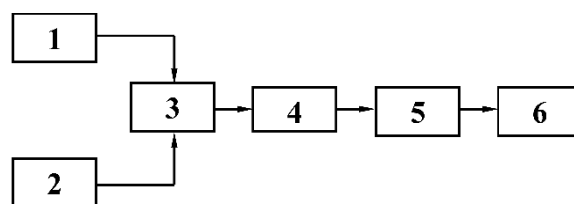


Рисунок 23 – Структурна схема методики експериментальних досліджень

ІВ та зміни тиску в напірній гідролінії для трьох режимів роботи дослідного зразка ІВ при вібраційному поверхневому ущільненні (ВПУ) ґрунтів. За результатами обробки осцилограм різних режимів роботи ГПП дослідного зразка ІВ побудовано графічні залежності (рис. 24) основних параметрів ГПП від зміни продуктивності подачі Q_n приводного гідронасоса: 1 – ККД ГПП $\eta(Q)$; 2 – частоти проходження імпульсів тиску $\nu(Q)$; 3 – тиску «відкриття» ГПТ $p_1(Q)$.

Для розробки рекомендацій із застосування основних режимів ВПУ ґрунтів були проведені технологічні експерименти на дослідному зразку ІВ (див. рис. 22), які дозволили встановити закономірності впливу параметрів режимів роботи ІВ на

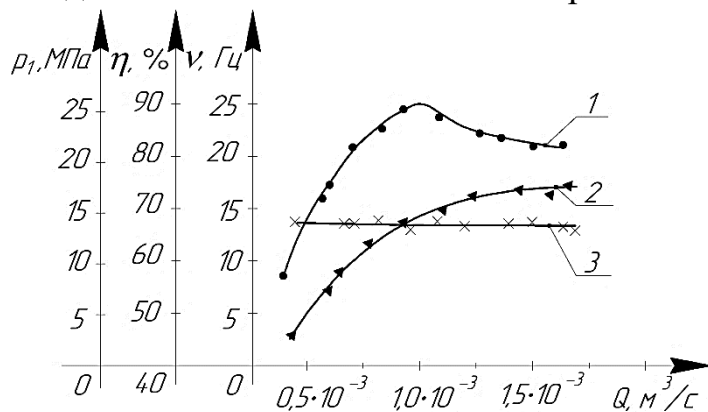


Рисунок 24 – Характеристики ГПП дослідного зразка ІВ

досягнення розрахункових значень середньої щільності ρ_{cp} та відносного коефіцієнта ущільнення ε_{cp} дослідного зразка штампу ґрунтового матеріалу після процесу його поверхневого ущільнення. Значення ρ_{cp} та ε_{cp} визначаються за допомогою виразів:

$$\rho_{cp} = \frac{m_{zag}}{V_{zag}}; \varepsilon_{cp} = \frac{|\rho_{max} - \rho_{cp}|}{\rho_{max}} \cdot 100\% \quad (37)$$

де m_{zag} – маса навішування ґрунтового матеріалу; V_{zag} – об'єм

штампу після завершення його ВПУ; ρ_{max} – максимальна щільність елементарного об'єму цього штампу ґрунтового матеріалу.

На основі результатів експериментальних досліджень ґрунтових матеріалів типу М1, М2, М3 і М4 були побудовані діаграми середньої щільності заготовки (рис. 25) в залежності від режиму ВПУ, де для кожного типу ґрунтового матеріалу

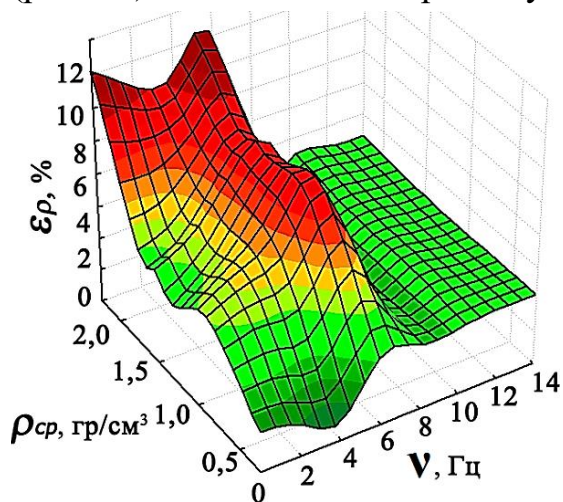


Рисунок 25 – Діаграма якісних характеристик заготовки з ґрунтового матеріалу типу М1

визначено найефективніший його режим поверхневого ущільнення. Зокрема для ґрунтового матеріалу типу М1 (пісок крупний пухкий сірувато-коричневий насичений водою – 13,0 %) найефективнішим режимом поверхневого ущільнення є ВПУ-І (частота проходження імпульсів тиску – 9 Гц, тиск «відкриття» ГПТ, що перевищує номінальний на 45 %, додаткова інерційна маса – 40 кг) і становить для: середнього значення щільності матеріалу – 1,74 гр/см³, відносного коефіцієнта ущільнення – 6,5 % з оптимальним технологічним параметром тиску ущільнення – 2,83 КПа.

У розділі 6 розроблено методику комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин. Для розв'язання мультифізичних задач чисельного моделювання вперше розроблено ІРПС (рис. 26), який дозволяє із використанням технології «клієнт-сервер» синхронізувати спільну роботу

програмних комплексів: FEM, який базується на кінцево-елементному алгоритмі чисельного розрахунку напружено-деформованого стану тіла (виконавчого органу ГВ і ГВУ машин); CFD, який базується на кінцево-об'ємному алгоритмі чисельного розрахунку гідродинамічних процесів робочої рідини ГП; Matlab, який базується на чисельних методах розв'язання систем інтегральних і диференціальних рівнянь за допомогою яких досліджується рух складових технологічно-оброблювального середовища.

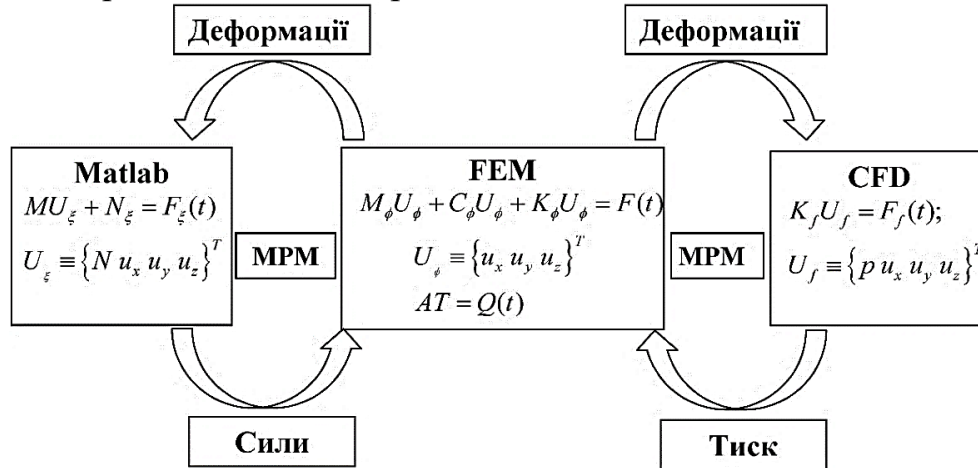


Рисунок 26 – Структурна схема ІРПС

Для керування обміном даними між програмними комплексами FEM, CFD і Matlab протягом їхнього спряженого розрахунку служить програма-менеджер MPManager (MPM на рис. 26). Для двостороннього спряження між системами рівнянь деформації тіла (FEM) і рухом рідини (CFD), а також із рухом компонентів технологічно-оброблювального середовища (Matlab) використовується явний метод розщеплення, який має перевагу в консервативності переносу фізичних величин з однієї розрахункової сітки на іншу й мінімум помилок апроксимації.

Результатом чисельного розрахунку динамічних параметрів ГП інерційного вібротрамбування (рис. 27 а) в ІРПС є розподіл гідродинамічних параметрів робочої рідини (рис. 27 б, в) в порожнині приводу.

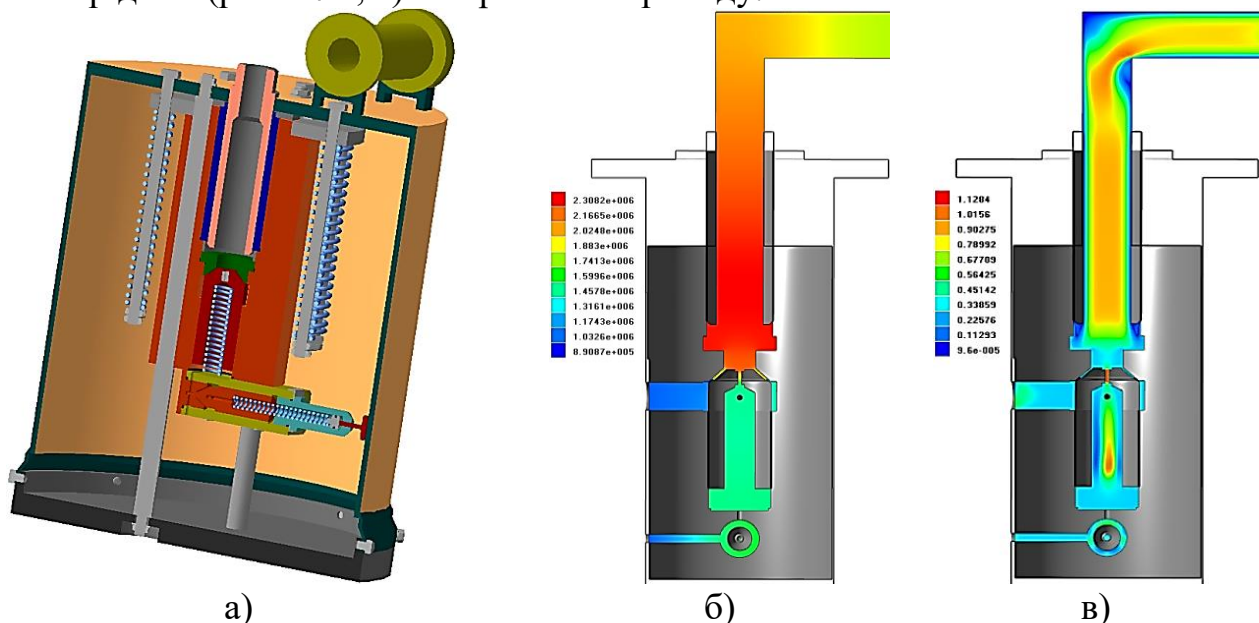


Рисунок 27 – Тривимірна модель ІВ на базі ГП (а) та розподіл тиску (б) і швидкості (в) робочої рідини в порожнині приводу

Із діаграми зміни тиску в напірній порожнині ГПП інерційного вібротрамбування (рис. 28 а) визначено амплітуду пульсацій тиску на рівні $p_a=12$ МПа і частоту роботи пристрою $\nu=8,47$ Hz, а величина деформації поверхні ґрунту (рис. 28 б), після першого контакту трамбувальної плити із поверхнею ґрунту склала $\Delta S=1,2$ мм. Середня похибка апроксимації: тиску 1 (див. рис. 28 а) в напірній порожнині ГПП інерційного вібротрамбування, порівняно з отриманими в п'ятому розділі експериментальними даними 2 склала 5,63 %; зміни абсолютного переміщення шарів ущільнюючого ґрунту 1, 2, 3 порівняно з експериментальними даними 4 (див. рис. 28 б) склала 9,92 %.

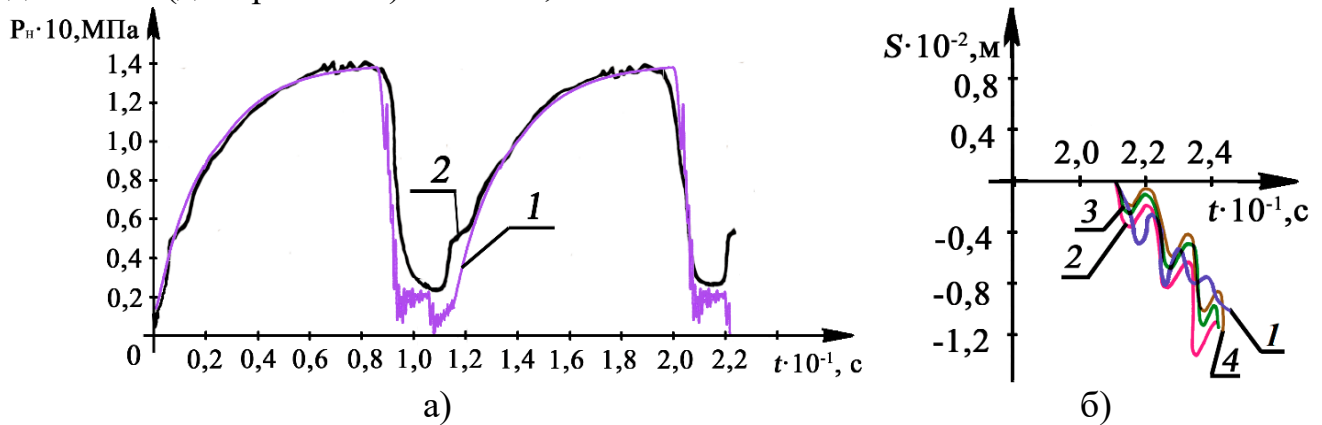


Рисунок 28 – Діаграми зміни тиску (а) в напірній порожнині ГПП інерційного вібротрамбування та абсолютного переміщення (б) шарів ущільнюючого ґрунту

Результатом чисельного розрахунку ГПП віброударного пристрою для занурення паль (рис. 29 а) в ІРПС є розподіл гідродинамічних параметрів робочої рідини (рис. 29 б) в порожнині приводу.

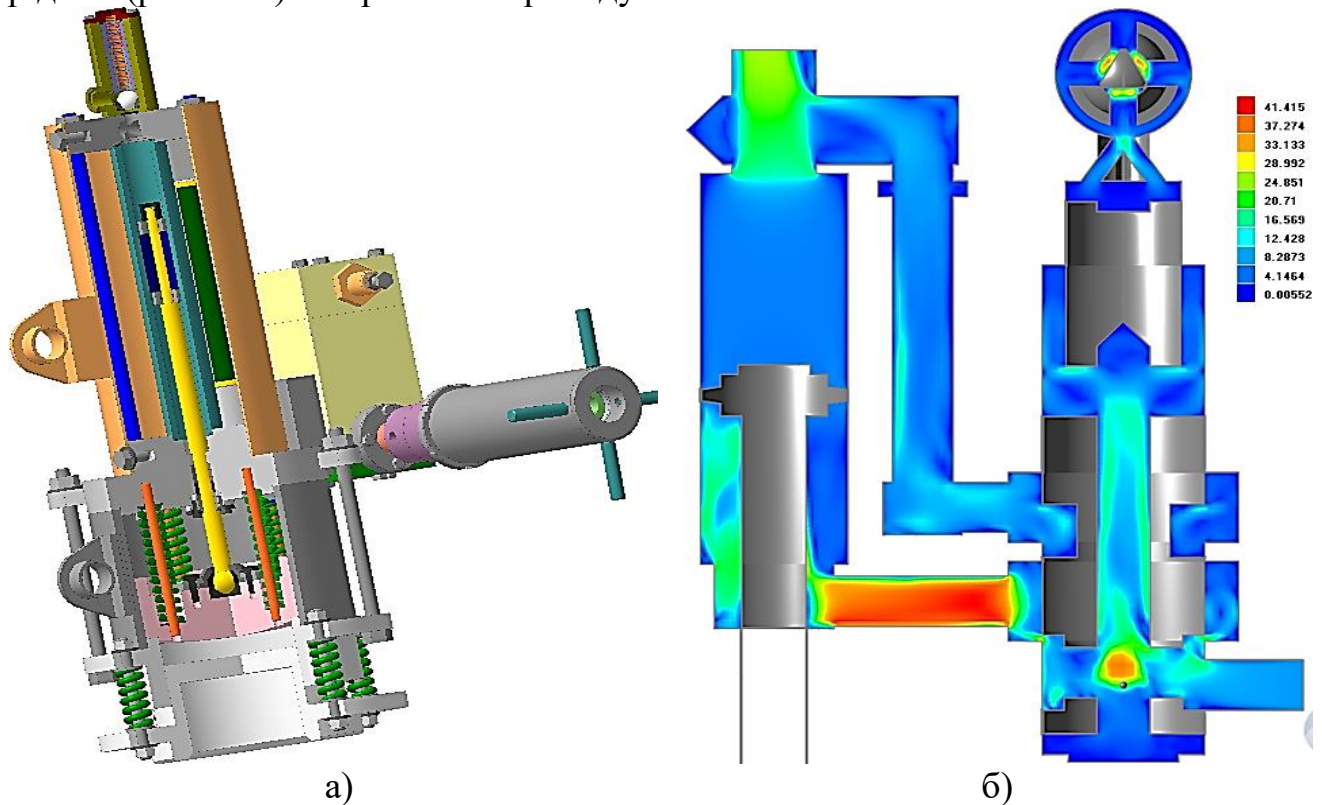


Рисунок 29 – Тривимірний модель ГПП віброударного пристрою для занурення паль (а) і розподіл швидкості робочої рідини (б) в порожнині приводу

Із отриманої діаграми розподілу тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра (рис. 30 а) визначено амплітуду пульсацій тисків – $p_a=20,0$ МПа і частоту роботи пристрою – $\nu=8,74$ Гц. Розрахунок адекватності розроблених математичних моделей технологічних процесів занурення паль за допомогою ВУ пристрою на базі ГПП показав, що середня похибка апроксимації зміни тиску 1 (див. рис. 30 а) в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра порівняно з експериментальними даними 2 – 4,75 %, а порівняно з даними 3, визначеними за відомою методикою – 29,43 %. Наступним результатом розрахунку в ІРПС є діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГПП віброударного пристрою для занурення паль (рис. 30 б), яка дозволила визначити амплітуду коливань: ударної маси 1 ГПП – $y_{max}=140,6$ мм; гідроаккумулятора 2 – $y_a=48,2$ мм; клапана першого каскаду 3 – $h_1=6,0$ мм; клапана другого каскаду 4 – $h_2=8,0$ мм.

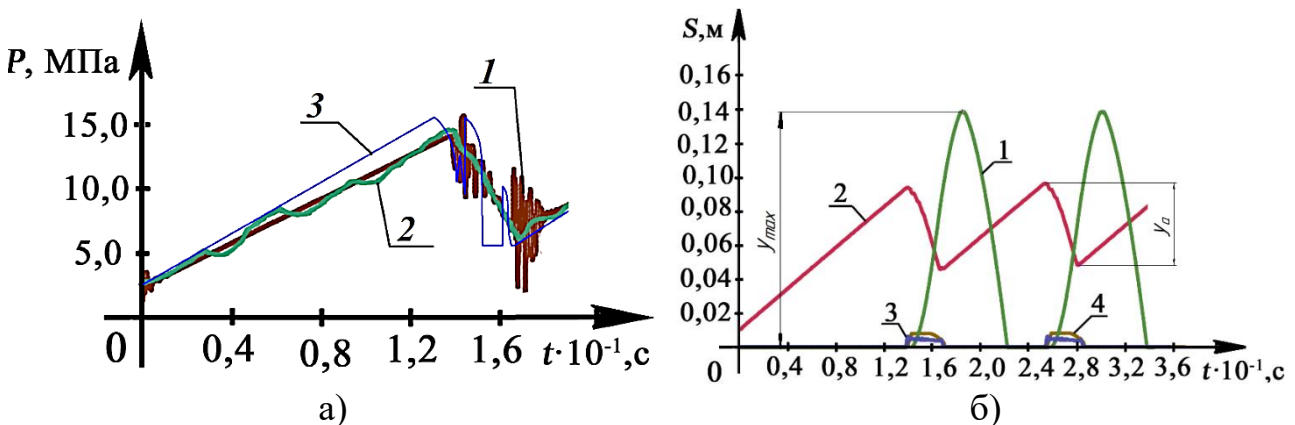


Рисунок 30– Діаграми зміни тиску (а) та переміщення рухомих елементів (б) в ГПП віброударного пристрою для занурення паль

Додатково отримано діаграми кінематичних параметрів занурюваної палі (рис. 31 а) протягом ударної взаємодії в кількості двох разів, де загальна глибина занурення при переміщенні палі 1 склала 0,41 м. Середнє значення швидкості 2 занурення палі – 0,34 м/с, а середнє значення прискорення 3 занурення палі – $31,50$ м/с². Середня похибка апроксимації зміни переміщення занурюваної палі порівняно з експериментальними даними 4 (див. рис. 31 а) склала 10,40 %. Також були отримані діаграми складових переміщення шару ґрунтового середовища типу «кварцовий пісок» (див. рис. 31 б) занурюваної палі.

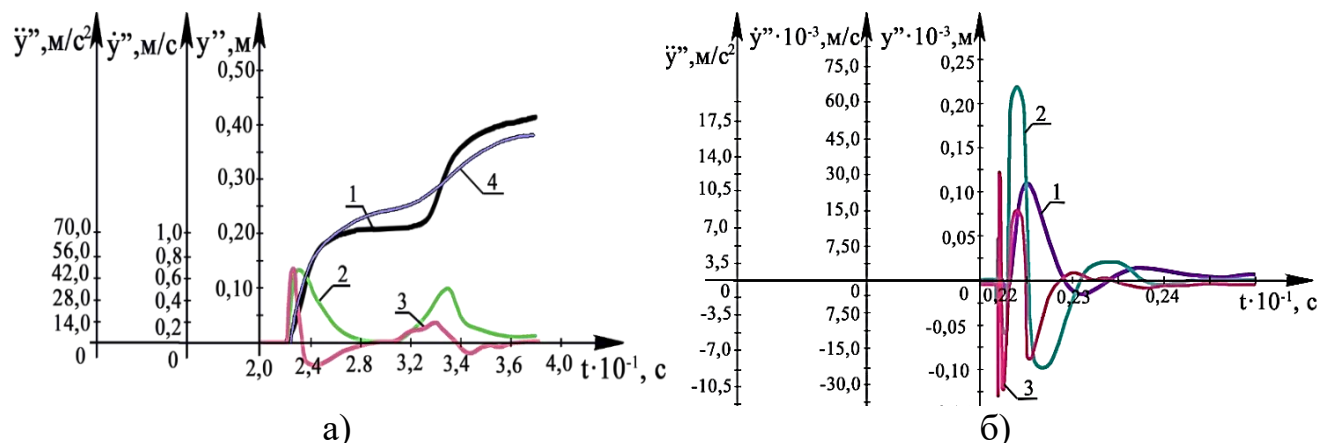


Рисунок 31 – Діаграми зміни кінематичних параметрів занурюваної палі (а) та складової кінематичних параметрів шару ґрунтового середовища (б)

За результатами діаграми (див. рис. 31 б) для шару ґрунтового середовища занурюваної палі визначено: максимальна амплітуда затухаючих коливань 1 – 0,013 мм; величина пластичної деформації, що є причиною усадки ґрунтового середовища – 0,02 мм; максимальна швидкість 2 – 22,3 м/с; максимальне прискорення 3 – 12,5 м/с². Розрахунок адекватності розроблених математичних моделей зміни кінематичних параметрів складової кінематичних параметрів шару ґрунтового середовища показав середню похибку апроксимації динамічного параметра логарифмічного декременту затухання шару ґрунтового середовища 1 (див. рис. 31 б) порівняно з експериментальними даними – 11,1 %. Також результатом чисельного моделювання в ІРПС є розподіл напружень по занурюваній палі 3 (рис. 32) для різних форм власних частот коливань. Зокрема, значення власної частоти першої форми коливання 88,0 Гц значно більше частоти роботи пристрою 5,8 Гц, що не дозволяє виникненню резонансних явищ, а максимальні напруження складають $\sigma_{max}=916$ Па, що є значно меншими допустимих напружень 22,3 МПа для матеріалу типу «залізобетон» (бетону В15 і наповнювач відсіву ДЦ).

Висока точність результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин дозволила розробити нову ефективну методику проєктного розрахунку конструкцій ГП. Результатом використання даної методики є розробка нового ГП віброударного пристрою для занурення паль із значенням ККД на рівні 61,1 %, що на 8 % більше значення отриманого із використанням відомих методик, а це у свою чергу дозволило отримати роботу пристрою із більш високими економічними показниками, загальний річний ефект використання якого склав 63 тис. грн.

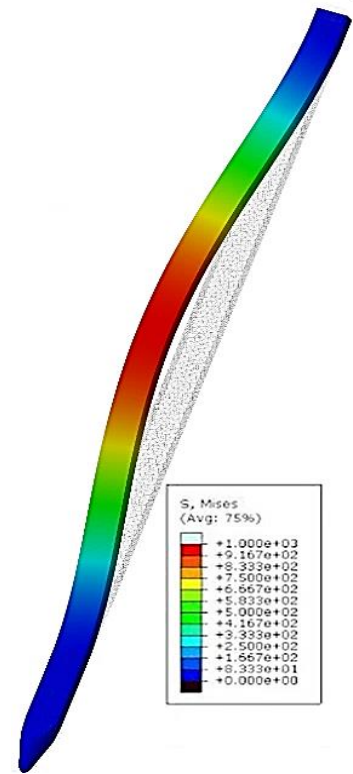


Рисунок 32 – Схема напружено-деформованого стану занурюваної палі

ВИСНОВКИ

На основі виконаних комплексних теоретичних досліджень вирішено важливу науково-технічну проблему підвищення точності ідентифікації процесів у ГВ і ГВУ машин шляхом розробки узагальненої методології їхнього математичного та комп'ютерного моделювання стаціонарних неавтономних коливальних систем за допомогою лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь, з подальшим розвиненням у «просторово-нестационарній» формі постановки задачі, у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних, та визначенням оцінки і стану технологічної системи методами системного аналізу та теорії нечіткої логіки, що підвищує ефективності їхнього теоретичного дослідження і проєктування. Зокрема в рамках даної методології отримано такі наукові результати:

1) Проведено аналіз особливостей ГВ та ГВУ технологічних машин, як об'єктів математичного моделювання, сучасних методів та засобів одержання

кількісних і якісних характеристик досліджуваного об'єкта, вибору зв'язаного з технологічним процесом підходу до синтезу їхніх математичних моделей, який дозволяє запропонувати універсальний підхід для підвищення точності ідентифікації і побудови математичних моделей широкого класу технічних систем.

2) Розроблено та досліджено низку математичних моделей динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та ідентифікації режиму руху коливальних систем із використанням: положень теорії стереомеханічного удару і синтезу зовнішніх збуджуючих сил у вигляді імпульсної та гармонічної функцій, що забезпечує визначення умов виникнення резонансних режимів роботи систем; методів лінеаризації функції внутрішніх сил, які дозволяють отримати похибку значень амплітуд коливань виконавчого органу для лінійних сил опору в межах 0,24 %, а для нелінійних на рівні 3,42 % порівняно з відомими методами.

3) Набули подальшого розвитку основні положення гідродинаміки із застосуванням систем диференціальних рівнянь нерозривності і Нав'є–Стокса для в'язких рідин, інтегродиференціальних рівнянь динамічних характеристик рухомих елементів приводу в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності на базі систем диференціальних рівнянь деформованого тіла і механореологічної феноменології, для удосконалення математичної моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин у формі просторово-нестационарної постановки задачі, що дозволило в середньому підвищити загальну точність ідентифікації математичних моделей на 14,47 % порівняно з відомими методами.

4) Вперше запропоновано підхід до побудови математичних моделей системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів ГВ та ГВУ машин де на прикладі поверхневого ущільнення ґрунтів, із застосуванням ІВ, використано методи системного аналізу і визначено взаємозв'язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об'єкту технологічної обробки на основі формалізованих, у вигляді нечітких баз знань, експертних правил. Суть результату полягає в тому, що запропоновано математичну модель системи оцінювання, основу якої складають 3 нечітких бази знань. Достовірність результату підтверджується збігом експериментальних та модельних результатів із статистичною оцінкою безпомилковості діагностування на рівні 0,938, що обумовлено формуванням баз знань з урахуванням специфіки об'єкта досліджень із подальшою параметричною ідентифікацією (настройкою) моделі.

5) Вперше розроблено методи чисельного розв'язання математичних моделей гідродинамічних процесів, які представлені системами диференціальних рівнянь в частинних похідних, на основі дискретного представлення рівняння нерозривності невстановленого руху рідини і модифікації диференціального рівняння Нав'є–Стокса, що дозволяють враховувати різні типи граничних умов, особливостей турбулентного і ламінарного режимів руху, а також пристінних функцій розподілу швидкості робочої рідини. Висока точність розробленого чисельного методу досягається значенням похибки апроксимації другого порядку за часом і наявністю критерію стійкості різницевої схеми розв'язку.

6) Проведені комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів ГВ та ГВУ технологічних машин, на основі ІВ для поверхневого ущільнення ґрунтів, дозволили розробити методику експериментального дослідження робочих процесів ГПП і технологічних характеристик оброблювального середовища на прикладі чотирьох типів зразків ґрунтового середовища. Виконаний порівняльний аналіз експериментальних даних із результатами чисельного моделювання робочих характеристик ГПП дозволив отримати показник адекватності розроблених математичних моделей на рівні 5,63 %, а для зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту 9,92 %.

7) На основі розробленої методики отримано результати комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин, що дозволили розробити рекомендації для проєктних розрахунків ГПП із високим ККД на рівні 61,1 %, ефективність якого на 8 % більша порівняно з відомими методиками. Виконаний при цьому аналіз адекватності розроблених математичних моделей показує, що розходження даних результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з експериментальними даними в середньому складає 4,75 %, що дозволяє вважати розроблені математичні моделі з високим ступенем адекватними реальним системам.

8) Результати теоретичних досліджень, виконаних у роботі, дозволили: визначити ефективні режими технологічного процесу вібротранспортування і поверхневого ущільнення ґрунтів на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» і ТОВ «Шляхбуд»; розробити методику проєктного розрахунку ГПП вібраційних та ВУ машин, яка була впроваджена на ТОВ «АСК-МЕТ» за допомогою якої був виготовлений дослідний зразок ГПТ навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи; проводити ефективну розробку ГВ і ВУ технологічного обладнання на ПАТ «Барський машзавод» із застосуванням алгоритмів, заснованих на розроблених чисельних методах; розробити методику комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин, яка впроваджена в програмних комплексах Інституту кібернетики ім. В. М. Глушкова НАН України та компанії Soft Xpansion GmbH & Co.KG для інженерних розрахунків, що підтверджено відповідними актами впровадження наведеними в додатках (7 актів впровадження, 4 патенти на корисну модель та 1 свідоцтво авторського права на твір).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

- [1] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Гідроударник», МПК E 21 B1/00, № 10469, 15.11.2005.
- [2] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Околюшко, «Пристрій для розвантаження і очищення кузова піскорозтрушувальної машини», МПК B 65 G 67/32, № 45423, 10.10.2009.
- [3] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Віброударний пристрій для розвантаження кузовів самоскидів», *Вібрації в техніці і технологіях*, № 4(56), с. 14–17, 2009.

- [4] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 6, с. 228–231, 2011.
- [5] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів», *Технологічні комплекси*, № 1, 2(5, 6), с. 122–126, 2012.
- [6] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, *Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів*. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012. 156 с.
- [7] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», *Промислова гідраліка і пневматика*, № 4(38), с. 57–65, 2012.
- [8] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», *Машинознавство*, № 9–10, с. 51–55, 2012.
- [9] І. В. Севостьянов, та Я. В. Іванчук, «Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження», *Вісник НТУУ «КПІ». Серія Машинобудування*, № 65, с. 63–70, 2012.
- [10] І. В. Севостьянов, та Я. В. Іванчук, «Теоретические исследования процессов потокового фильтрования влажных дисперсных сред в пищевой промышленности», *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*, № 15(4), с. 90–96, 2013.
- [11] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання процесу теплообміну в шпindelьному вузлі установки для розпилення вольфраму», *Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. Ч. 1, № 2(191), с. 63–68, 2013.
- [12] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко, та Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання вузлів установки для розпилення порошків металів», у *Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. Луцьк, № 41(2), с. 40–44, 2013.
- [13] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Ущільнення шпindelьного вузла», *МПК F 16 G 15/447, № 89403*, Квіт. 25, 2014.
- [14] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів», у *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. Харків, № 148(1), с. 95–101, 2014.
- [15] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів», *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна*, № 5(53), с. 109–118, 2014. doi: 10.15802/stp2014/30458.

- [16] Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, та Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки*, № 3(237), с. 176–180, 2016.
- [17] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 43–50, 2016.
- [18] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, and Y. P. Veselovsky, “Simulation of working processes in the pyrolysis plant for waste recycling”, *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,8(79), с. 11–20, 2016. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59419.
- [19] R. D. Iskovych-Lototsky, O. V. Zelinska, Y. V. Ivanchuk, and N. R. Veselovska, “Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials”, *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,1(85), с. 9–17, 2017. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.
- [20] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 3(86), с. 10–19, 2017.
- [21] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Зелінська, *Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом*. Вінниця: ВНТУ, 2018.
- [22] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, та Я. В. Іванчук, «Загальні принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 4(91), с. 21–28, 2018.
- [23] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішнього вібраційного навантаження», *Технічні науки та технології*, № 2(12), с. 25–33, 2018. doi:10.25140/2411-5363-2018-2(12)-25-33.
- [24] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм з гідроімпульсним приводом», у *Праці Одеського політехнічного університету*. Одеса, № 3(56), с. 5–18, 2018. doi:10.15276/opu.3.56.2018.01.
- [25] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, та І. В. Севостьянов, «Математичне моделювання технологічного процесу завантаження судна вібраційним конвеєром», *Судостроение и морская инфраструктура*, № 2(10), с. 81–92, 2018. doi:10.15589/SMI20180208.
- [26] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Дослідження параметрів процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні», *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, № 9(1285), с. 31-37, 2018. doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04.

- [27] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. О. Кобилянський, «Вібраційне та віброударне навантаження при механічних випробуваннях деталей та вузлів машин», *Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та будівництві. Вісник кременчуцького національного університету ім. М. Остроградського*, № 2(109), ч. 1, с. 60-65, 2018. doi: 10.30929/1995-0519.2018.2.
- [28] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання процесу оброблення дрібнодисперсних деревинних матеріалів під дією вібраційного і віброударного навантаження», *Науковий вісник НЛТУ України: збірник наукових праць*. Львів, № 28(5), с. 124-129, 2018. doi: 10.15421/40280526.
- [29] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода», у *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кропивницький: КНТУ, № 31, с. 3–9, 2018.
- [30] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота з гідроімпульсним приводом», у *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: збірник наукових праць Київського національного університету будівництва і архітектури*. Київ, № 91(2018), с. 5–12, 2018. doi: 10.26884/gbdmm1891.0101.
- [31] Я. В. Іванчук, “Mathematical modeling for the technological process of surface soil compaction by the inertial vibratory rammer”, *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава: ПолтНТУ, № 1(52), с. 15–24, 2019. doi: 10.26906/znp.2019.52.1666.
- [32] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, О. Ф. Гнатюк, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих режимів вібраційних та віброударних машин», *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, № 1(104), с. 56–63, 2019.
- [33] Я. В. Іванчук, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*, № 1(44), с. 37–45, 2019.
- [34] Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 85540. «Комп'ютерна програма “Розрахунок зусилля на повздовжніх тягах трьохточкової навіски”» / Р. С. Белзецький, Я. В. Іванчук, А. В. Корпало (Україна); Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Дата реєстрації 08.02.2019 р.
- [35] R. Iskovich-Lototsky, I. Kots, Y. Ivanchuk, Y. Ivashko, K. Gromaszek, A. Mussabekova, and M. Kalimoldayev, “Terms of the stability for the control valve of the hydraulic impulse drive of vibrating and vibro-impact machines”, *Przegląd Elektrotechniczny*, vol. 4, no. 19, pp. 19-23, 2019. doi: 10.15199/48.2019.04.04.
- [36] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, О. Д. Манжілевський, та І. В. Севостьянов, «Навісний віброударний пристрій з гідравлічним приводом для занурення паль», *МПК E02D 7/00, №141392*, 10.04.2020.
Наукові праці апробаційного характеру:
- [37] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Б. В. Крижанівський, «Застосування віброударного гідроімпульсного приводу для розвантаження

транспортних засобів», на *Міжнародна студентська наукова конференція «Прогресивні напрямки розвитку машино–приладобудівних галузей і транспорту»*, Севастополь: СевНТУ, 2010, с. 56–58.

- [38] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», на *3-ій Міжнародній науково–технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»*, Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2012, с. 118.
- [39] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. І. Повстенюк, «Піролізна установка утилізації медичних відходів з додатковим очищенням атмосферних викидів», на *II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві»*: матеріали у трьох частинах, Суми: СумДУ, 2012, с. 97–98.
- [40] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, Черкаси: АПБ ім. Героїв Чернобиля, 2012, с. 140.
- [41] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Розрахунок температурних полів в робочих зонах піролізної установки», на *IV Міжнародна науково–практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування»*, Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2013, с. 113-119.
- [42] Р. Д. Іскович–Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Оптимізація параметрів віброзбуджувача гідроімпульсних приводів», на *XIV Міжнародній науково–технічній конференції АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика»*, Одеса, Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013, с. 101.
- [43] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Гідро– та пневмоприводи машин–сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2014, с. 54–55.
- [44] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті»*, Харків: «Влавке», 2014, с. 43-45.
- [45] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Перспективні напрямки ґрунтоущільнювальних машин», на *75 Міжнародна науково–практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»*, Дніпропетровськ: ДИИТ, 2015, с. 281–282.

- [46] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основні теоретичні положення робочих режимів вібраційного та віброударного обладнання з гідроімпульсним приводом», на *II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: Барановська ТП; 2016, с. 95-97.
- [47] Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», на *XLVI Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2017)*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 3048-3050. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/1/vntu_2017_netpub.pdf.
- [48] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода навісного обладнання для зондування ґрунтів», на *XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 147-149.
- [49] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання двокаскадного клапана–пульсатора гідроімпульсного привода», на *VII Міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем»*, Том. 1, Чернігів: ЧНТУ; 2017, с. 195-196.
- [50] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. В. Снігур, «Інерційний вібропрес-молот», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика»*, Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017, с. 87.
- [51] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Коц, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного пристрою для руйнування гірських порід», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Львів: Національний університет «Львівська політехніка»; 2018, с. 58-59.
- [52] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, N. R. Veselovska, S. Wojciech, and S. Samat, “Automatic system for modeling vibro-impact unloading bulk cargo on vehicles”, *Proc. SPIE 10808. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080860, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501526.
- [53] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, Y. P. Veselovsky, K. Gromaszek, and A. Oralbekova, “Automatic system for modeling of working processes in pressure generators of hydraulic vibrating and vibro-impact machines”, *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080850, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501532.
- [54] Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів віброударної установки для руйнування гірських порід», на *XLVII Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2018)*, Вінниця. Вінниця: ВНТУ, 2018, с. 3628-3630. [Електронний ресурс]. Доступно: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2018_netpub.pdf.

- [55] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм», на *III Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»*, Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2019, с. 15-20.
- [56] Я. В. Іванчук, «Математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання»*, Івано-Франківськ, 2019, с. 269-272.
- [57] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Математичне моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою», на *I Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019»*, Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 241-243.
- [58] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та О. Д. Манжілевський, «Навісний інерційний вібромолот», на *III Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2019, с. 58-61.
- [59] О. Д. Манжілевський, Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. Д. Стасюк, Я. В. Іванчук, та А. А. Яровий, «Математичне моделювання робочих процесів пневматичного ударного пристрою», на *I Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019»*, Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 252-254.
- [60] Я. В. Іванчук, «Математичний метод оцінки технологічних параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інтелектуальні системи та інформаційні технології»*, Одеса, 2019, с. 77-82.
- [61] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішніх віброударних навантажень», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Київ, 2019, с. 82-85.

АНОТАЦІЯ

Іванчук Я. В. Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 01.05.02 «Математичне моделювання та обчислювальні методи». – Вінницький національний технічний університет, Вінниця, 2020.

Дисертаційна робота присвячена питанням розробки і дослідження ефективної узагальненої методології ідентифікації процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин. У результаті розроблення узагальненої методології вперше використано метод графо-аналітичного

визначення області стійкості роботи генератора імпульсів тиску. Розвинуто метод статистичної лінеаризації у стохастичних математичних моделях. Розроблено математичні моделі гідравлічних вібраційних і віброударних машин. Розроблено метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів. Розроблено класифікацію типів коливальних систем. Запропоновано критерій визначення типу гідравлічних вібраційних та віброударних систем. Розроблено узагальнені методики та засоби комп'ютерного моделювання процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин. Розроблено інтегровано-розрахункове програмне середовище із використанням окремих програмних комплексів із застосуванням технології «клієнт-сервіс». Розроблено методику експериментального дослідження робочих процесів в гідроімпульсному приводі, а також технологічних характеристик оброблюваного середовища. Розроблено методику проєктного розрахунку приводу вібраційних та віброударних машин.

Ключові слова: вібрації, ударне навантаження, синтез, гідроімпульсний привід, математична модель, ідентифікація, нечіткі множини, диференціальні рівняння, рівняння Нав'є–Стокса, функція належності.

АННОТАЦИЯ

Иванчук Я. В. Методы и средства математического моделирования гидравлических вибрационных и виброударных машин. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 01.05.02 «Математическое моделирование и вычислительные методы». – Винницкий национальный технический университет, Винница, 2020.

Диссертационная работа посвящена вопросам разработки и исследования эффективной обобщенной методологии идентификации процессов функционирования гидравлических вибрационных и виброударных машин.

В результате разработки обобщенной методологии впервые разработан графо-аналитический метод определения области устойчивости работы генератора импульсов давления на основе критерия устойчивости Гурвица, что позволяет определить энергетические соотношения условия стойкой работы привода для возникновения различных типов колебательных процессов.

Развит метод статистической линеаризации в стохастических математических моделях гидравлических виброударных систем, в котором применяются комплексные амплитуды и интеграл вероятностей в виде функции Крампа, с помощью спектральной формы амплитудно-частотных характеристик, где функции силового взаимодействия рабочих органов импульсного привода представляют собой стационарный нормальный случайный процесс.

Разработан метод численного моделирования гидродинамических процессов на основе дискретного представления уравнения неразрывности неустановленного движения жидкости в интегральной форме Грина и модификации дифференциального уравнения Навье–Стокса путем введения искусственной сжимаемости жидкости в дифференциальной форме избыточного давления.

Разработаны математические модели гидравлических вибрационных и виброударных машин на базе импульсного привода с помощью стационарной

неавтономной колебательной системы с конечной степенью свободы на основе линейных неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка, в которых линеаризованные коэффициенты выражают упругие и диссипативные силовые связи как элементов привода, так и реологические свойства технологически обрабатываемой среды.

Разработаны математические модели вибрационных и виброударных систем, представленных в форме функции единичного скачка Хевисайда и импульсной переходной функции в виде свертки интеграла Лапласа от изображения оператора динамической податливости.

Разработана классификация типов колебательных систем, выраженная в параметрическом виде условиями необходимости и достаточности возникновения вибрационных и виброударных режимов движения исполнительного органа, в сочетании с интегральной характеристикой и видом фазовой плоскости системы, которая позволяет синтезировать и идентифицировать математические модели в зависимости от типа технологических машин.

Усовершенствованы математические модели динамики процессов и систем гидравлических вибрационных и виброударных машин в форме пространственно-нестационарной постановки задачи на базе систем нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных Навье–Стокса и условия неразрывности для вязких жидкостей, и интегральных уравнений динамических характеристик подвижных элементов гидроимпульсного привода в сочетании с основными положениями теории упругости и пластичности.

Предложен критерий определения типа гидравлических вибрационных и виброударных систем с их режимом движения исполнительного звена на основе синтеза функций внешней импульсной и гармонической возбуждающих сил с использованием положений теории стереомеханического удара, который позволяет синтезировать и идентифицировать математические модели в зависимости от типа технологических машин.

Разработана математическая модель системы оценки эффективности функционирования технологических комплексов гидравлических вибрационных и виброударных машин, основанная на формализованных в виде нечетких баз знаний, экспертных правилах, и позволяет определять взаимосвязь между параметрами состояния подсистем комплекса с качественными показателями объекта технологической обработки.

Разработанные обобщенные методики и средства компьютерного моделирования процессов функционирования гидравлических вибрационных и виброударных машин на основе системы поддержки принятия решений, которая автоматизирует наиболее трудоемкие операции интеллектуальной деятельности при определении оценки эффективности функционирования технологических комплексов на базе гидравлических вибрационных и виброударных машин.

Разработана интегрировано-расчетная программная среда с использованием отдельных программных комплексов и применением технологии «клиент-сервис», которые реализуют соответствующий численно-расчетный метод решения математических моделей с использованием методов имитационного моделирования.

Разработана методика экспериментального исследования рабочих процессов в гидроимпульсном приводе, а также технологических характеристик обрабатываемой среды, которая позволяет выполнять сравнительный анализ с результатами численного моделирования, чтобы получить более точную картину работы гидравлических вибрационных и виброударных технологических машин, а также определять адекватность разработанных математических моделей.

Разработана методика проектного расчета гидроимпульсного привода вибрационных и виброударных машин, с помощью которой был спроектирован и изготовлен опытный образец генератора импульсов давления.

Ключевые слова: вибрации, ударная нагрузка, синтез, гидроимпульсный привод, математическая модель, идентификация, нечеткие множества, дифференциальные уравнения, уравнение Навье–Стокса, функция принадлежности.

ABSTRACT

Yaroslav Ivanchuk. Methods and Tools for Mathematical Modeling of Hydraulic Vibrating and Vibro-Impact Machines. – Qualified scientific work on the right of the manuscript.

Thesis for a scientific degree of Doctor of Engineering in the specialty 01.05.02 «Mathematical Modelling and Computation Methods». – Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, 2020.

The dissertation is devoted to the development and research of an effective generalized methodology for identifying the functioning processes of hydraulic vibrating and vibro-impact machines. As a result of the development of a generalized methodology, the method of graph-analytical determination of the stability region of the pressure pulse generator was first developed. The method of statistical linearization in stochastic mathematical models is developed. Mathematical models of hydraulic vibrating and vibro-impact machines have been developed. A new method for the numerical simulation of hydrodynamic processes is developed. The classification of types of oscillatory systems is developed. A criterion for determining the type of hydraulic vibrating and vibration-shock systems is proposed. Developed generalized methods and tools for computer simulation of the functioning of hydraulic vibrating and vibro-impact machines. An integrated settlement software environment has been developed using separate software systems and client-service technology. A technique has been developed for experimental research of working processes in a hydro-pulse drive, as well as for the technological characteristics of the medium being treated. A design methodology for calculating the drive of vibrating and vibro-impact machines has been developed.

Key words: vibrations, shock load, synthesis, hydro-pulse drive, mathematical model, identification, fuzzy sets, differential equations, Navier-Stokes equations, membership function.

Підписано до друку 11.08.2020 р. Формат 29,7×42 ¼.

Наклад 100 прим. Зам. № 2020-079.

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі

Вінницького національного технічного університету.

м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. Тел.: 65-18-06

Суб'єкт видавничої справи

серія ДК №3516 від 01.07.2009 р.