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

БАБІЙ АНДРІЙ ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 631.348:620.1:621.01

МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ РЕСУРСУ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ШИРОКОЗАХВАТНИХ ШТАНГ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

Спеціальність 05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Тернопіль – 2021

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,
член-кореспондент НАН України
Андрейків Олександр Євгенович,
Львівський національний університет імені
Івана Франка, в.о. завідувача кафедри механіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Вікович Ігор Андрійович,
Інститут інженерної механіки та транспорту
Національного університету «Львівська політехніка»,
професор кафедри транспортних технологій;

доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України
Сало Василь Михайлович,
Центральноукраїнський національний технічний
університет, декан агротехнічного факультету;

доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України
Дідух Володимир Федорович,
Луцький національний технічний університет,
завідувач кафедри аграрної інженерії.

Захист відбудеться 8 квітня 2021 р. об 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д58.052.02 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 79.

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

Автореферат розіслано 5 березня 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради М. Я. Сташків

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. «Державна цільова програма розвитку аграрного сектора економіки на період до 2022 року» визначає, що до пріоритетних напрямків досягнення стратегічних цілей віднесено технологічне переоснащення, модернізацію машин та обладнання, які використовують у виробництві високоякісної сільськогосподарської продукції. Технології, які забезпечують таке виробництво, повинні гарантувати продуктивність та екологічність виробленого продукту. Якщо говорити про рослинництво, то жодна з технологій не може обійтися без захисту рослин, їх підживлення тощо. На жаль, серед засобів захисту рослин хімічний захист залишається рентабельнішим. Його безпечність та ефективність напряму пов’язані, з одного боку, з якістю препаратів, що вносяться, з другого, – дотриманням агротехнічних вимог при внесенні.

Найпоширенішими машинами для хімічного захисту рослин є широкозахватні штангові обприскувачі. Крім машин вітчизняного виробництва на полях нашої держави працюють багато імпортних обприскувачів. Проаналізувавши літературні джерела та статистичну інформацію, встановлено, що їх об’єднує спільна проблема – чверть усіх поломок таких обприскувачів припадає на функціонально-несучі системи штанги. Тому при несправних розпилюючих пристроях, низькому рівню стабілізації штанги неможливо забезпечити дотримання норми нанесення робочого препарату на одиницю ефективної площі рослини, а механічні руйнування каркасів секцій штанги – своєчасність такої хімічної обробки із-за простою обприскувача при виконанні ремонтних робіт. Все це пов’язано між собою. Виділимо із загальної проблеми механічні руйнування каркасів секції штанги, які відбуваються за низького рівня її стабілізації, що одночасно пов’язано з якістю нанесення робочого препарату на поверхні рослин та динамічним навантаженням на елементи конструкції штанги. Крім того, значно знижує ресурс роботи штанги обприскувача корозія, яка пришвидшується в агресивному середовищі окремих робочих препаратів. Незважаючи на те, що є досить багато досліджень щодо експлуатаційного пошкодження металів в агресивних середовищах під дією механічних навантажень, для металевих каркасів секцій штанги обприскувача дана проблема вирішена недостатньо.

Враховуючи наведені чинники та специфіку їх виникнення, є необхідність розроблення нових методів розрахунку ресурсу та вдосконалення конструкцій широкозахватних штанг обприскувачів для вирішення науково-технічної проблеми, яка має важливе народногосподарське значення й визначає актуальність даного дисертаційного дослідження.

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження за темою дисертаційної роботи виконано на базі кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та науково-виробничого центру Зборівського коледжу ТНТУ впродовж 2006–2020 рр., а також відповідно до тематик наукових досліджень, які виконувались у ТНТУ за державним замовленням, зокрема: №ДІ158-09 «Обґрунтування параметрів з розробкою штангового малогабаритного обприскувача сільськогосподарського призначення» (реєстраційний номер 0109U002299); №ДІ178-11 «Оцінка експлуатаційної навантаженості обприскувачів класу ОВП-2000 з розробкою оптимізованої за довговічністю функціонально-несучої системи» (0111U002588); №242-19 «Створення нового покоління методів фрактодіагностування матеріалів і конструкцій на основі використання нейронних мереж» (0119U001323).

Крім того, дисертаційне дослідження проведене в рамках «Державної цільової програми розвитку аграрного сектора економіки на період до 2022 року», що затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30 грудня 2015 р. № 1437-р зі змінами відповідно до розпоряджень Кабінету Міністрів № 102-р від 14.02.2018, № 254-р від 17.04.2019 та відповідно до постанови Кабінету Міністрів України від 6 серпня 2014 р. № 385 «Про затвердження Державної стратегії регіонального розвитку на період до 2020 року».

Мета і завдання досліджень. Метою дисертації є вдосконалення несучих елементів штанг польових обприскувачів для підвищення їх ресурсу роботи шляхом розвитку теорії та побудови нових методів оцінювання й прогнозування ресурсу роботи таких металевих каркасів з урахуванням специфіки навантаження, дії корозійних середовищ та внесених конструктивних змін для зменшення навантаженості з можливістю виявлення причин їх передчасних поломок. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі фундаментальні та прикладні завдання:

1. На основі проведеного аналізу розробити підходи та встановити взаємозв’язок між амплітудою коливання штанги та рівномірністю розподілу робочого препарату на ефективній площі обприскування як вихідного параметра допустимого відносного переміщення штанги при проектуванні конструкції її підвіски.

2. Дослідити механізми корозійної та електрохімічної поведінки сталі каркасу штанги обприскувача у рідких корозійно-активних експлуатаційних середовищах з метою оцінювання її корозійної стійкості.

3. Експериментально дослідити сумісний вплив експлуатаційних навантажень і корозійного чинника на втомне руйнування та циклічну тріщиностійкість сталі каркасів штанги сільськогосподарських обприскувачів.

4. Побудувати розрахункову модель для оцінювання ресурсу роботи елементів широкозахватних штанг польових обприскувачів у класичній постановці задачі та на цій основі розробити метод визначення залишкового ресурсу каркасу штанги за маневрового режиму її навантаження.

5. На основі положень теорії корозійно-втомного руйнування, зокрема електрохімічної корозії, а також енергетичного підходу в механіці заповільненого руйнування елементів конструкцій сформулювати розрахункову модель визначення ресурсу широкозахватної штанги польового обприскувача з урахуванням експлуатаційних силових і фізико-хімічних чинників.

6. Розробити метод розрахунку залишкового ресурсу широкозахватної штанги польового обприскувача за маневрового режиму навантаження та дії корозійного середовища.

7. Для зменшення експлуатаційної навантаженості штанги обприскувача розробити нову конструкцію підвіски та побудувати динамічну модель її роботи, проаналізувати віброізоляційні властивості та умови виникнення резонансних режимів роботи.

8. Сформулювати аналітичні залежності для моделювання кінематичного збу-

рення вимушених вертикальних та кутових коливань маси штанги обприскувача при маневровому режимі навантаження. На їх основі побудувати динамічну модель коливань підвіски, отримати кінематичні параметри, які характеризують її ефективні віброізоляційні властивості.

9. Розробити програму та методики, а також провести комплексні експериментальні дослідження різних типів обприскувачів для виявлення динамічних характеристик і напружено-деформованого стану (НДС) в окремих перерізах металевих штанг.

10. Виготовити дослідний взірець розробленої підвіски штанги обприскувача, провести її напівнатурні лабораторні та польові випробування в конструкції обприскувача за реальних умов експлуатації та встановити ефективність її використання для підвищення віброізоляційних властивостей штанги та зниження НДС у найнавантаженіших перерізах.

Об'єкт дослідження – процеси динамічного навантаження каркасів секцій штанги сільськогосподарського обприскувача та їх корозійно-втомна стійкість у рідких корозійно-активних експлуатаційних середовищах.

Предмет дослідження – взаємозв'язки між параметрами і режимами експлуатації штанг обприскувачів та ресурсом роботи їх металевих каркасів на основі розроблених методів розрахунку.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтуються на теорії механічних коливань, теорії пружності, основах термодинаміки, теоріях втомного поширення тріщин та механіки руйнування складнонавантажених систем, теорії корозійно-втомного руйнування, основах електрохімічної корозії, теорії диференціальних рівнянь, технічної теорії згинальних коливань призматичних стержнів та теорії надійності машин. Експериментальні дослідження динамічних характеристик та НДС каркасів секцій штанги обприскувача виконано методами тензометрування та з використанням п'єзоелектричного обладнання, первинна обробка сигналів – з допомогою цифрової універсальної реєструючої системи, де візуалізацію результатів здійснено в ППП «Krejator». Для визначення особливостей корозійної та корозійно-втомної поведінки елементів штанг сільськогосподарських обприскувачів використано гравіметричні та електрохімічні методи досліджень корозійної стійкості; металографічні та фрактографічні дослідження поверхонь та зламів зразків; механічні випробування для визначення характеристик міцності та циклічної тріщиностійкості матеріалу. Експериментальні результати опрацьовано статистичними методами, використовуючи регресійний аналіз. Для реалізації математичних та імітаційних моделей використано ПП: Mathcad, Statistika, SolidWorks, APM Structure3D.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в отриманні нових експериментальних і теоретичних підходів та методів розрахунку ресурсу штанг широкозахватних сільськогосподарських обприскувачів з урахуванням експлуатаційних силових та фізико-хімічних чинників. Зокрема:

– вперше встановлено механізми корозійного руйнування у досліджуваних системах метал каркасу секції штанги обприскувача – середовище насичених розчинів інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32 з використанням адаптованих методів поляризаційних та імпендансних випробувань;

– вперше проведено дослідження стандартизованими методами та оцінено вплив насичених розчинів інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32 на втомну та корозійно-втомну довговічність сталі Ст3пс каркасу секції штанги, а також на характеристики її тріщиностійкості за циклічного навантаження у цих корозійно-активних середовищах;

– на основні положень сучасної теорії втоми матеріалів і відомого енергетичного підходу побудовано оригінальну розрахункову модель визначення ресурсу елементів широкозахватних штанг польових обприскувачів за циклічних експлуатаційних навантажень;

– вперше сформульовано метод розрахунку залишкового ресурсу штанги польового обприскувача за маневрового режиму навантаження на основі відомого енергетичного підходу в механіці заповільненого руйнування елементів конструкцій;

– запропоновано оригінальну розрахункову модель визначення ресурсу роботи широкозахватної штанги польового обприскувача за комплексного впливу експлуатаційних силових і фізико-хімічних чинників на основі положень теорії корозійно-втомного руйнування, зокрема електрохімічної корозії та енергетичного підходу втомного руйнування;

– вперше сформульовано метод розрахунку залишкового ресурсу широкозахватної штанги польового обприскувача за фундаментальним енергетичним підходом заповільненого втомного руйнування та навантаженні металоконструкції при маневровому режимі з урахуванням дії корозійного середовища розчину інсектициду Нурел Д;

– розроблено нову конструкцію підвіски штанги, яка підвищує її стабілізаційні властивості при збуренні коливань різними агрофонами, для якої побудовано оригінальні динамічні моделі за різних режимів навантаження обприскувача, зокрема при маневровому режимі, встановлено параметри її ефективної роботи;

– вперше отримано фундаментальні результати корозійно-механічного руйнування металевих матеріалів і елементів конструкцій на основі розробленого методу визначення залишкового ресурсу конструктивно покращеної штанги, яка кріпиться через гасники коливань, та встановлено питомі впливи нерегулярних навантажень, що виникають від нерівностей поля, на ресурс штанги в цілому.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблені методи визначення ресурсу штанг широкозахватних сільськогосподарських обприскувачів з урахуванням експлуатаційних силових і фізико-хімічних чинників мають прикладне значення та практичне використання при проектуванні нових конструкцій штанг та удосконаленні існуючих. Вони дозволяють визначати як залишковий ресурс роботи вказаних металоконструкцій, так і прогнозувати ресурс штанги на стадії проектування. Загалом такий підхід дозволить підвищити показники надійності та довговічності сільськогосподарських обприскувачів.

Проведені експериментальні дослідження на основі розроблених методик дозволили визначити ряд показників, що стосуються швидкості корродування сталі Ст3пс каркасу секції штанги у середовищах робочих розчинів, якість та довговічність захисного фарбового покриття, нанесеного в умовах виробництва, опір корозійно-втомному руйнуванню даної сталі, параметри циклічної тріщиностійкості в експлуатаційних середовищах. При проведенні лабораторних та польових досліджень різних типів обприскувачів та конструктивних виконань їх штанг отримано дійсні значення НДС елементів конструкції та низку динамічних показників, які введено в теоретичні розрахунки як вихідні дані.

На основі виконаних аналітичних та експериментальних досліджень розроблено та виготовлено нову ефективну підвіску штанги обприскувача, яка успішно пройшла польові випробування в конструкції штанги обприскувача ОПШ-3524 на полях ПП «Вікнини». Матеріали теоретичних основ, методики розрахунків та проведення експериментальних досліджень передані й використовуються конструкторським відділом ТДВ «Львівагромашпроект» – виробником обприскувачів для їх конструювання та модернізації. Розроблені методи визначення ресурсу роботи металоконструкцій з урахуванням специфіки експлуатаційного навантаження передані й використовуються КБ ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ «Коломиясільмаш». Окремі запатентовані рішення та рекомендації щодо підвищення ефективності експлуатації обприскувачів застосовують в агрофірмах ПСАФ «Нічлава», ТОВ «Україна». Результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні результати дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування результатів – спільно з науковим консультантом. У технічних рішеннях частка всіх співавторів рівна.

Результати роботи викладені автором одноосібно у працях [7-9, 12, 17, 27, 29, 30-34]. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача такий: [1-3, 5] – розроблено ряд математичних моделей та на їх основі побудовано методи визначення ресурсу (залишкового ресурсу) роботи каркасів штанг сільськогосподарських обприскувачів з урахуванням умов їх експлуатації; [6] – обґрунтовано параметри робочого органу посівної машини та досліджено його вплив на мікрорельєф поля; [11, 13, 45] – побудовано концептуальну триєдину модель дослідження сільськогосподарських машин у частині їх оптимального проектування; [4, 14, 16, 26] – виконано постановку задач та експериментально визначено швидкість корозії сталі секції штанги у робочих середовищах та її параметри корозійно-втомного руйнування; [15, 19, 23] – розроблено математичні моделі дослідження впливу динамічних навантажень на міцність бака обприскувача, отримано їх розв’язки та проаналізовано результати; [18, 20, 24, 25] – побудовано математичні моделі динамічних процесів при роботі причіпного обприскувача; [21, 22, 35, 43, 46, 48-50] – запропоновано ідеї та обґрунтовано параметри низки тензометричного обладнання для експериментальних досліджень; [28, 36-38] – обґрунтовано параметри прогнозування ресурсу роботи елементів конструкцій обприскувачів відповідно до умов їх роботи; [39-42, 44, 47, 51] – запропоновано низку технічних рішень спрямованих на покращення конструктивних та технологічних властивостей обприскувачів.

Апробація результатів дисертації. Основні наукові положення й результати досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на всеукраїнських та міжнародних науково-практичних конференціях: «Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів» (Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2020); «Всеукраїнська наукова конференція молодих учених і науково-педагогічних працівників» (Умань: Уманський національний університет садівництва, 2020); «ХХ Міжнародна наукова конференція, присвячена 119-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка» (Миколаїв: МНАУ, 2019); «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» Міжнародна науково-технічна конференція до 60-річчя з дня заснування ТНТУ імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя (Тернопіль: ТНТУ, 2019); ІІ Міжнародна науково-практична конференція «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку» (Київ: НУБіП України, 2019); «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство» (Херсон: ХДМА, 2017); щорічних наукових конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2006–2008, 2019, 2020); «International Symposium of Croation Metallurgical Society», Croatia (Хорватія, Šibenic, 2010, 2012); «Инновационные технологии в производстве и переработке сельскохозяйственной продукции» (Мінськ: БГАТУ, 2011); «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кіровоград: КНТУ, 2011); щорічних наукових конференціях ХНТУСГ «Технічний сервіс машин для рослинництва», «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (Харків : ХНТУСГ, 2006–2011). Дисертаційна робота в повному об’ємі доповідалась і отримала позитивну оцінку на наукових семінарах: Фізико-механічного інституту ім. Г.В. Карпенка НАН України (м. Львів, 2020), ТНТУ (м. Тернопіль, 2020) та Луцького національного технічного університету (м. Луцьк, 2021).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи відображено у 51 публікації: 25 – у фахових українських та закордонних виданнях, а також виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз; 13 – патенти України на корисні моделі; 13 – матеріали і тези доповідей на наукових конференціях.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, семи розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Основний зміст викладено на 356 сторінках друкованого тексту. В роботі 172 рисунки, 28 таблиць, а також 5 додатків. Список використаних джерел містить 300 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету й основні завдання, методи їх досягнення, визначено наукову новизну та практичну цінність отриманих результатів досліджень, а також основні положення, які виносяться на захист. Наведено відомості щодо структури та обсягу роботи.

У першому розділі проаналізовано літературні джерела, протоколи випробувань, статистичні спостереження щодо чинників, які впливають на якість виконання технологічного процесу штанговими обприскувачами та забезпечення належного ресурсу роботи їх окремих складових.

Досліджуючи існуючі методи захисту сільськогосподарських рослин, проведено уточнення їх класифікації та виявлено, що хімічний захист залишається ключовим у загальній технології цього захисту. Для забезпечення високої ефективності роботи обприскувачів з мінімальними екологічними ризиками розглянуто чинники, що впливають на технічну ефективність обприскування. Серед них виділено роботу розпилюючих пристроїв: розглянуто їх типи, зроблено аналіз спектра розпилу робочої рідини та встановлено взаємозв'язок між висотою їх розміщення над об'єктом обробки та можливістю краплин осідати на цю поверхню. Для перевірки рівномірності розпилу робочої рідини розпилювачами розроблено спеціальний пристрій, який можна використовувати в польових умовах [40]. Крім обприскування пестицидами, окремо розглянуто роботу обприскувачів при внесенні рідких комплексних добрив типу КАС. Іншим чинником, що впливає на технічну ефективність обприскування, є забезпечення постійності відстані між розпилювачами та об'єктом обробки. З метою виявлення впливу коливання штанги на рівномірність обприскування розглянуто основні типи підвісок штанги, які використовують у сучасних конструкціях обприскувачів.

Не менш важливим чинником є своєчасність проведення хімічного захисту. Часові відхилення виконання цієї технологічної операції нівелює досягнуті ефекти, які вказані вище. Тому обприскувачі повинні мати високий коефіцієнт готовності до роботи. З урахуванням цього, проаналізовано пошкодження, що виникають у конструкціях обприскувачів. Серед конструктивних елементів обприскувача – штанга з розпилювачами має найбільшу питому вагу.

Розпилюючі пристрої є недорогими та швидкозмінними (розхідними) елементами штанги обприскувача, а її каркаси – рамні (несучі) елементи, руйнування яких призводить до тривалого простою обприскувача на ремонті. Проблема втомного руйнування металоконструкції каркасу секції штанги під дією маневрового навантаження ускладнюється впливом робочого середовища, яке активує корозійні процеси та швидкість поширення тріщин.

На основі наявної проблематики сформульовано мету та завдання досліджень, які вирішено в дисертаційній роботі.

Вагомий вклад у розвиток сільськогосподарського машинобудування, зокрема концептуального його розвитку, внесли такі вчені: Адамчук В.В., Бойко А.І., Булгаков В.М., Василенко П.М., Войтюк Д.Г., Гуков Я.С., Гевко Б.М., Дубровін В.О., Дідух В.Ф., Заїка П.М., Козаченко О.В., Кравчук В.І., Лінник М.К., Мироненко В.Г., Погорілий Л.В., Пастухов В.І., Рибак Т.І., Рогатинський Р.М., Сенчук М. М., Сидорчук О.В., Сало В.М., Шабельник Б.П., Шваб'юк В.І., Шевченко В.В. та ін.

Багато праць присвячено проблемам теоретичного та експериментального дослідження сільськогосподарських машин, зокрема штангових обприскувачів: Аніловича В.Я., Баловнєва Г.Г., Бичкова Д.В., Вартукаптейніса К.Е., Вейбулла В., Віковича І.А., Волкова П.М., Годжаєва Г.А., Грошева Л.М., Дівеєва Б.М., Дмитриченка М.Ф., Дороша І.Р., Дунай Н.Ф., Карклiньша А.А., Кушеля В.Ю., Ловейкіна В.С., Масла І.П., Міркітанова В.І., Озолса Я.Г., Підгурського М.І., Погорілого В.В., Почтєнного Є.К., Русанова О.А., Спіченкова В.В., Татьянко В.В., Тененбаума М.М., Черновола М.І., Чижевського А.Л., Göhlich H., Irla E., Musillami S., Schmidt-Ott M., Speelman L., Uhl G., Zaske J. та ін.

Фундаментальні підходи до проблем міцності та циклічної тріщиностійкості матеріалів з урахуванням специфіки навантаження та впливу середовищ сформовані у працях вчених: Андрейківа О.Є., Вайнштока В.А., Гусєнкова А.П., Дмитраха І.М., Ільїна А.В., Злочевського А.Б., Кир'яна В.І., Когаєва В.П., Крижанівського Є.І., Ларіонова В.В., Лобанова Л.М., Марущака П.О., Никифорчина Г.М., Поповича П.В., Похмурського В.І., Трощенка В.Т., Чаусова М.Г., Яснія П.В. та ін.

Проблема прогнозування ресурсу роботи (залишкового ресурсу) для металевих каркасів секцій штанг за маневрового режиму навантаження обприскувача з урахуванням впливу корозійних процесів на їх довговічність розвинена в даній дисертаційній роботі.

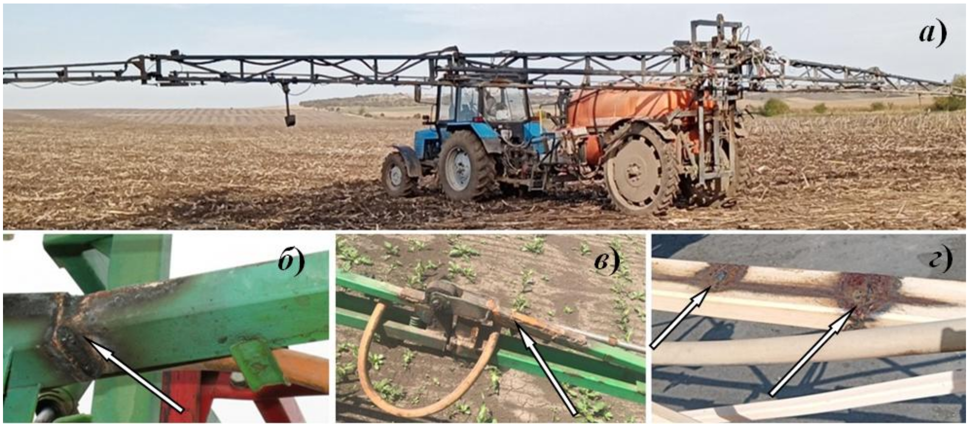


Рисунок 1 – Загальний вигляд (*а*) та корозійно-втомні тріщини каркасів штанг обприскувачів вітчизняного виробництва (*б*-*г*)

Експлуатаційне навантаження, недостатньо згладжені підвіскою динамічні коливання штанги, а також корозія цих металоконструкцій призводить до їх руйнування, рис. 1.

На сьогодні, посилаючись на нормативну базу, неможливо чітко сформулювати критерії, а також скористатися розробленою методикою для дослідження ресурсу роботи штанг обприскувачів під дією маневрового режиму навантаження та з урахуванням впливу корозійно-активних середовищ на швидкість поширення корозійно-втомних тріщин.

Це вказує на те, що при проектуванні каркасів секцій штанг не враховують вплив таких чинників, водночас вони взаємопов'язані із забезпеченням нормативного ресурсу роботи цих металоконструкцій, про що свідчать статистичні дані щодо поломок штанг обприскувачів як вітчизняного, так і закордонного виробництва.

Попри те, що є досить багато праць учених, які виконували дослідження в цьому спрямуванні, проблема розрахунку ресурсу роботи (залишкового ресурсу) каркасів штанг обприскувачів з урахуванням специфіки їх навантаження та впливу середовища вивчена недостатньо. Тому на основі існуючої проблеми сформовано мету та завдання даного дисертаційного дослідження.

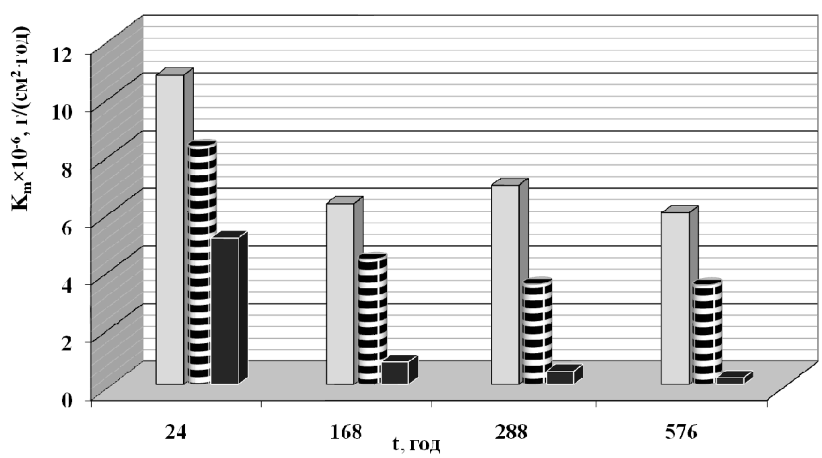
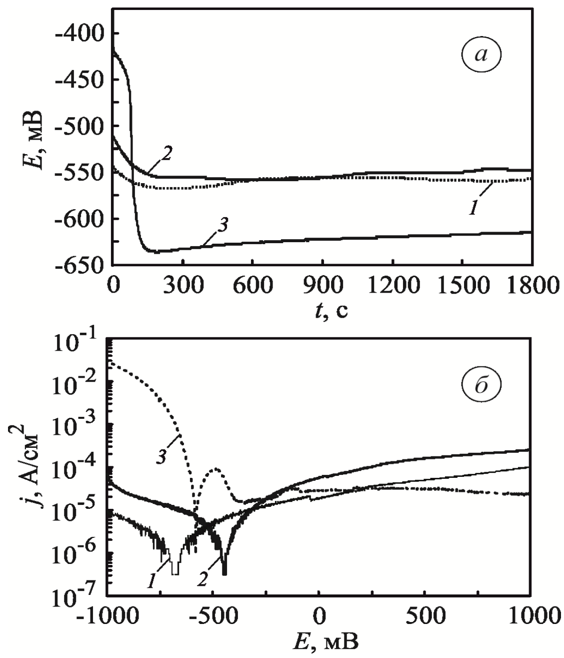


Рисунок 2 – Швидкість корозії сталі Ст3пс за різної експозиції у демінералізованій воді (□); середовищах Нурел Д (■) та КАС-32 (■)

У другому розділі оцінено корозійну стійкість сталі Ст3пс у демінералізованій воді та насичених розчинах інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32, рис. 2. Наведено результати корозійних, поляризаційних та імпендансних випробувань, де встановлено механізми корозійного руйнування у досліджених системах метал-середовище.

Аналізуючи результати випробувань встановлено, що найінтенсивніше сталь Ст3пс кородує в демінералізованій воді (рис. 2). Зокрема, впродовж перших 24 *год* у насичених розчинах інсектициду Нурел Д, а також рідкого комплексного добрива КАС-32 швидкість менша приблизно на 23 % та 53% відповідно. Подібні тенденції спостерігали і за тривалої експозиції t (168; 288 та 576 *год*): найшвидше сталь кородує у демінералізованій воді, менше – в інсектициді Нурел Д, а найповільніше – у середовищі рідкого комплексного добрива КАС-32, що пояснюється присутністю інгібітора (фосфатів амонію). Через 576 *год* опір сталі корозійній дії середовищ зростає: порівняно з демінералізованою водою у розчинах інсектициду, а також рідкого комплексного добрива швидкість корозії менша приблизно на 42 % та 96% відповідно.



1 – демінералізованій воді; *2*, *3* – середовищах Нурел Д та КАС-32
Рисунок 3 – Хронограми електродного потенціалу (*а*) та поляризаційні криві (*б*) сталі Ст3пс у корозійних середовищах

Електродний потенціал E_{st} сталі у корозійних середовищах (рис. 3, *а*; табл. 1) стабілізується приблизно за 900 *с*. Для демінералізованої води та насиченого розчину інсектициду його значення знаходяться на одному рівні, але для рідкого комплексного добрива зсунуті від'ємніше на 70 *мВ*, що свідчить про вищу термодинамічну активність системи метал-середовище.

Встановлено, що потенціал корозії E_{corr} для насичених розчинів інсектициду та комплексного мінерального добрива зміщується в анодну область порівняно зі стаціонарним, що вказує на пасивацію системи метал-середовище в умовах експерименту, а в демінералізованій воді – в катодну область, що свідчить про її активацію.

Катодні реакції, що протікають на сталі у розчинах інсектициду та комплексного добрива (рис. 3, *б*), інтенсивніші, ніж у демінералізованій воді. Анодні реакції у демінералізованій воді та розчині інсектициду (рис. 3, *б*) відбуваються за подібним механізмом. У розчині комплексного добрива сталь найслабше опирається корозії. Зокрема, густина струму корозії j_{corr} у середовищі інсектициду в 1,7 раза, а в рідкому мінеральному добриві – на порядок вища, ніж у демінералізованій воді.

У табл. 1 наведено значення швидкості корозії сталі, визначені гравіметричним (K_m) та електрохімічним (i_{corr}) способами, а також шляхом перерахунку за значеннями густини струмів корозії (K_i). Виявлено відмінності у корозійній стійкості сталі у досліджених середовищах, встановленій різними методами. Це пояснюється тим, що у розчинах інсектициду та комплексного добрива на її поверхні формуються плівки, через що швидкість корозії зі зростанням тривалості експозиції знижується. При цьому слід враховувати, що електрохімічним методом оцінювали миттєву швидкість корозії на чистій поверхні металу без поверхневих плівок, а гравіметричним – її середнє значення після експозиції 24 *год*.

Таблиця 1 – Зіставлення значень швидкості корозії сталі Ст3пс, отриманих гравіметрично (K_m) після експозиції 24 *год*, електрохімічно (i_{corr}) та перерахованих зі струмових показників (K_i)

Демінералізована вода			Нурел Д			КАС-32		
$K_m \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$	$i_{corr} \times 10^7$, $А/см^2$	$K_i \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$	$K_m \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$	$i_{corr} \times 10^7$, $А/см^2$	$K_i \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$	$K_m \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$	$i_{corr} \times 10^7$, $А/см^2$	$K_i \times 10^9$, $г/(см^2 \cdot с)$
2,978	2,854	0,055	2,293	4,865	0,094	1,410	30,380	0,588

Аналіз складу розчину інсектициду вказує на наявність поверхнево-активних речовин, які є плівкотвірними агентами. Внаслідок цього на поверхні металу з’являється плівка, яка слугує бар’єром для проникнення агресивних компонентів середовища до поверхні й пітингова корозія тут зумовлена пошкодженням плівки. Оскільки пітингова корозія в середовищі інсектициду спричинена додатковим бар’єром з компонентів середовища, то на анодній гілці поляризаційної кривої відсутня класична ділянка пасивації (рис. 3, *б*, крива *2*), а за тривалої експозиції зразків у ньому (гравіметричні дослідження) збільшується кількість та глибина пітингів (рис. 3, *б*).

Рідке комплексне мінеральне добриво містить фосфоровмісні інгібітори корозії, які, очевидно, забезпечують стійкість до корозії внаслідок пасивації поверхні металу. Така пасивна ділянка присутня на анодній гілці поляризаційної кривої *3* (рис. 3, *б*). Отже, в даному випадку високі значення швидкості корозії, отримані за результатами потенціодинамічних досліджень, спричинені суттєвим і тривалим порушенням пасивності системи метал-середовище, і з більшою ймовірністю тут протікатиме пітингова корозія без суттєвої втрати маси металу (рис. 3, *в*), що підтверджують гравіметричні випробування.

Ефективним та надійним методом захисту стальної поверхні від корозії є нанесення захисних фарбових покриттів. У роботі досліджено зразки, вирізані з каркасу штанги обприскувача з нанесеним захисним покриттям за технологією порошкового фарбування в умовах виробництва. Вимірювання імпендансних характеристик (ємності та опору) – це найефективніший метод пришвидшених досліджень захисних властивостей фарбових покриттів на металічних поверхнях у різних корозійних середовищах.

Отримані результати випробувань опору та ємності засвідчують якість та довговічність захисного фарбового покриття, нанесеного в умовах виробництва. Водночас слід відзначити, що наскрізні дефекти легко утворюються в захисних лакофарбових покриттях унаслідок механічних пошкоджень, проникненням середовища у покриття та його хімічної деструкції. Після цього доступ води, кисню та корозійно активних іонів до металевої поверхні значно полегшується. Тоді у місці пошкодження розвивається локальна корозія, а бар’єрні властивості покриття перестають бути визначальним чинником його захисної дії.

У **третьому розділі** оцінено вплив демінералізованої води та насичених розчинів інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32 на втомну та корозійно-втомну довговічність сталі Ст3пс, а також на характеристики її тріщиностійкості за циклічного навантаження у повітрі та корозійно-активних середовищах. Проаналізовано фрактографічні ознаки впливу робочих середовищ на особливості втомного руйнування тривало експлуатованих зразків зі сталі Ст3пс.

Встановлено, що в усьому діапазоні прикладених навантажень опір корозійно-втомному руйнуванню сталі у корозійних середовищах демінералізованої води та насичених розчинах інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32 порівняно з повітрям знижується (рис. 4): у демінералізованій воді умовна границя корозійної втоми знизилась у 1,4 (σ_{-1} = 143 *МПа*), а в насичених розчинах інсектициду Нурел Д (σ_{-1} = 111 *МПа*) та рідкого комплексного добрива КАС-32 (σ_{-1} = 31 *МПа*) в 1,8 та 6,4 раза відповідно.

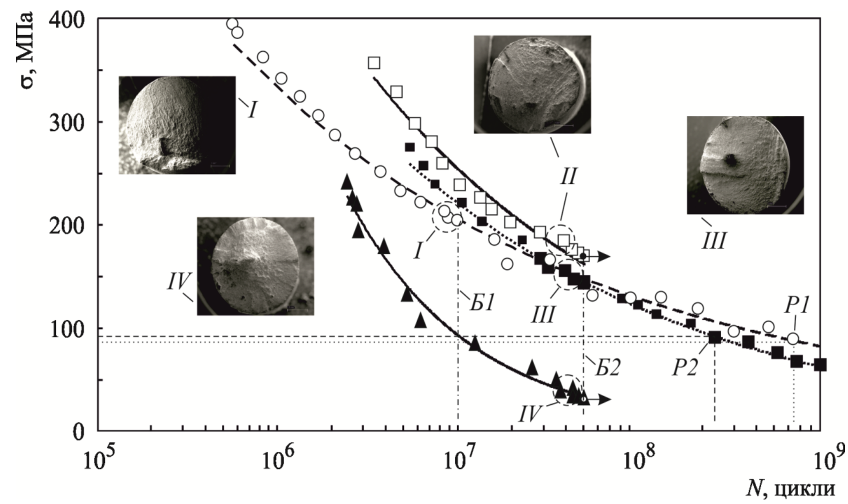


Рисунок 4 – Криві втоми сталі Ст3пс та макрофрактограми зразків, випробуваних за циклічного обертового згину у повітрі (○, *I*) та корозійних середовищах: демінералізованій воді (□, *II*); насичених розчинах інсектициду Нурел Д (■, *III*) та рідкого комплексного добрива КАС-32 (▲, *IV*); *Б1, Б2* – бази випробувань, відповідно, у повітрі та корозійних середовищах; *P1, P2* – розрахункові точки, відповідно, у повітрі та насиченому розчині інсектициду Нурел Д

За аналізом поверхонь зламів встановлено, що вже на макрорівні проявилися особливості впливу середовищ (рис. 4). Зокрема аналіз макрофрактограм зламів виявив, що на повітрі зародження руйнування зразка відбулося від одного осередку (гладенька серпоподібна зона з дрібнодисперсним рельєфом у верхній частині зламу на рис. 4 (*I, N* ≈ $6{,}01 \cdot 10^6$ *циклів*)), і поступово поширилося на весь його переріз. Поступове зростання рельєфу зламу з чітко вираженими гребенями між суміжними локальними фронтами поширення тріщини, орієнтованими в макронапрямі поширення руйнування, є ознакою зростання швидкості його поширення. Груборельєфна зона остаточного руйнування зразка розташована в нижній частині зламу (рис. 4 (*I*)).

На зламі зразка, випробуваному у демінералізованій воді, зародження руйнування відбувалося від багатьох дрібних осередків практично вздовж усього периметра зразка, їх злиття з формуванням короткої (0,1…0,2 *мм*) кільцевої тріщини (рис. 4 (*II, N* ≈ $38{,}15 \cdot 10^6$ *циклів*)). Особливістю зламу стало те, що руйнування активізувалося від основного осередку, сформувавши своєрідне тунельне поширення, яке з ростом відповерхневої тріщини дещо випереджувало фронт тріщини на основній поверхні зламу. При цьому поверхня на дні тунельного підростання розташовувалася нижче основної поверхні зламу й поширилося це тунельне підростання на глибину до 1 *мм*, поступово зливаючись з основною поверхнею зламу. На етапі поширення руйнування рельєф зламу грубішав, як і за випробувань у повітрі спостерігали характерно орієнтовані в напрямі поширення руйнування гребені між суміжними поверхнями локального поширення руйнування. Площа високорельєфної зони доламу зразка дещо зросла порівняно зі зламом зразка, випробуваного в повітрі. Це прямий доказ окрихчувального впливу демінералізованої води як корозійного середовища, оскільки за випробувань у воді критичний стан був досягнутий біля вершини дещо коротшої тріщини, ніж за випробувань у повітрі.

При випробуваннях у насиченому розчині інсектициду Нурел Д на зламі втомного зразка попри дрібні ділянки локального зародження руйнування практично по всьому периметру зламу додатково сформувалися, по крайній мірі, дві ділянки зародження руйнування з формуванням тунельних каналів їх поширення (рис. 4 (*III*, $N \approx 38{,}43 \cdot 10^6$ *циклів*)). Причому довший з них мав клиноподібну геометрію і доходив практично до центру перерізу зразка. Інші особливості макрорельєфу були такими самими як і на зламах зразків, випробуваних у повітрі та у демінералізованій воді. А саме грубий рельєф з гребенів у напрямі поширення руйнування та груборельєфна зона доламу з протилежного боку до обох макрозон зародження руйнування.

При випробуваннях у рідкому комплексному добриві КАС-32 відбулася істотна зміна макроособливостей поверхні зламу зразка (рис. 4 (*IV*, $N \approx 39{,}1 \cdot 10^6$ *циклів*)). Як і у попередніх випадках випробувань у демінералізованій воді чи насиченому розчині інсектициду Нурел Д зародження втомного руйнування відбулося вздовж усього периметра зламу зразка. Але на відміну від них поширення локальних тріщин у напрямі до центру перерізу зразка відбувалося багатьма фронтами. На переходах між суміжними поверхнями поширення локальних тріщин формувалися радіально орієнтовані гребені, що свідчило про їх розташування на різних рівнях по довжині робочої частини зразка. Ці локальні фронти втомних тріщин поширювалися на глибину від 0,7 до 1,5 *мм* у нижній правій частині зламу. Як наслідок, грубодисперсна зона доламу зразка сформувалася у центральній частині його перерізу.

Таким чином, аналіз макроособливостей руйнування втомних зразків:

- підтвердив полегшення зародження руйнування в усіх корозійних середовищах порівняно з повітрям;
- показав, що кількість осередків зародження руйнування від бічної поверхні зразків зростає в міру підвищення корозійної активності випробувального середовища в ряду: повітря – демінералізована вода – насичений розчин інсектициду Нурел Д – рідке комплексне добриво КАС-32;
- виявив різну схильність експлуатованої сталі до поширення руйнування у різних середовищах. Причому вплив рідкого комплексного добрива КАС-32 виявився найсильнішим.

Первинно результати корозійно-втомних випробувань сталі подано як сукупність експериментальних значень при швидкості росту втомної тріщини da/dN залежно від розмаху КІН ΔK (рис. 5, *а*). На побудованих діаграмах є певний розкид експериментальних даних, що характерно для таких випробувань.

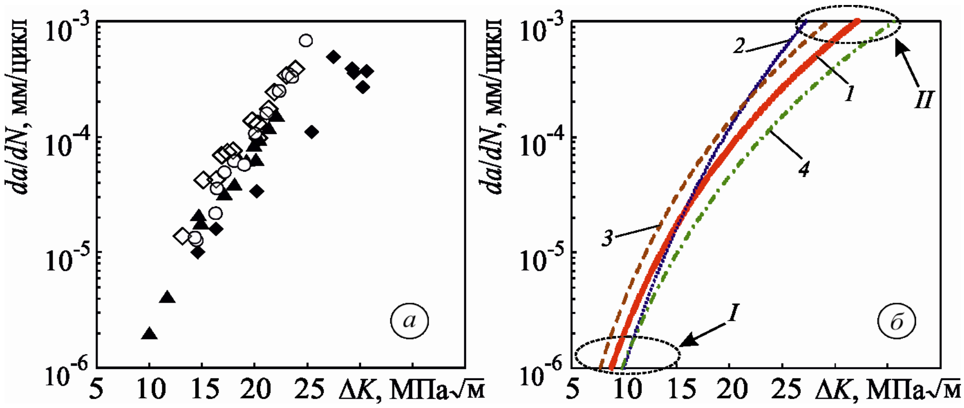
Тому для порівняльного оцінювання та аналізу ці дані описано аналітично, використовуючи залежність Паріса

$$da / dN = C \cdot (\Delta K)^n , \tag{1}$$

де C і n – константи матеріалу та умов випробувань. Їх значення та середньоквадратичне відхилення r^2 наведено в табл. 2. Високі значення параметра r^2 вказують на коректність застосування залежності (1) для розглядуваних випадків.

Аналітично діаграми швидкості росту втомної тріщини в середовищах різного складу за залежністю (1) описано на рис. 5, *б*. Виявлено, що робочі середовища різного складу неоднаково впливають на циклічну тріщиностійкість сталі порівняно з випробуваннями у повітрі. У розчині Нурел Д характеристики її циклічної тріщиностійкості знижуються, про що свідчить зміщення вліво діаграми швидкості росту втомної тріщини проти діаграми, отриманої у повітрі, а в розчині КАС-32 швидкість росту втомної тріщини зменшується порівняно з повітрям, що можна пояснити дією фосфатів амонію – інгібіторів корозії вуглецевих сталей.

Демінералізована вода неоднозначно впливає на діаграму циклічної тріщиностійкості сталі. За швидкостей росту тріщини $da/dN \leq 2{\cdot}10^{-5}$ *мм/цикл* її тріщиностійкість вища, ніж у повітрі, що, очевидно, викликано зміною морфології вершини тріщини (її затупленням) унаслідок дії корозійного чинника. За $da/dN \geq 2{\cdot}10^{-5}$ *мм/цикл* розвиток корозійно-втомної тріщини порівняно з випробуванням у повітрі пришвидшується, й діаграма циклічної тріщиностійкості сталі розташована вище, ніж відповідна у повітрі. Такий ефект спричинений домінуванням водневого механізму росту тріщини над корозійним.



а – експериментальні дані; *б* – їхній аналітичний опис залежністю (1); ▲, *1* – повітря; ○, *2* – демінералізована вода; ◇, *3* – Нурел Д; ◆, *4* – КАС-32; I – ΔK^*_{th} ($da/dN = 10^{-6}$ *мм/цикл*);

II – ΔK^*_{fc} ($da/dN = 10^{-3}$ *мм/цикл*)

Рисунок 5 – Діаграми швидкості росту втомної тріщини в сталі Ст3пс у середовищах різного складу

Таблиця 2 – Значення параметрів *C* і *n* у рівнянні Паріса (1), а також ΔK^*_{th}, ΔK^*_{fc} залежно від середовища випробувань сталі Ст3пс

Середовище	*n*	C, $\frac{мм\ /\ цикл}{\left(МПа\ \sqrt{м}\right)^n}$	r^2	ΔK^*_{th}, $МПа\ \sqrt{м}$	ΔK^*_{fc}, $МПа\ \sqrt{м}$
Повітря	5,33	$9{\cdot}10^{-12}$	0,99	8,9	32,1
Демінералізована вода	6,89	$1{\cdot}10^{-13}$	0,98	10,1	27,3
Нурел Д	5,17	$3{\cdot}10^{-11}$	0,96	7,8	29,3
КАС-32	5,35	$5{\cdot}10^{-12}$	0,95	9,8	35,5

Тут важливо зауважити, що отримані результати обмежені ділянкою Паріса і їхній аналіз справедливий тільки для цієї частини діаграми циклічної тріщиностійкості сталі. Щоб проаналізувати припорогову ділянку, як і ту, що передує остаточному некерованому руйнуванню матеріалу, необхідні відповідні подальші дослідження. Але попередньо оцінити ці ділянки можна так. Введемо поняття умовних порогового ΔK_{th} та критичного ΔK_{fc} КІН, значення яких визначимо за певних характерних швидкостей росту втомної тріщини da/dN, тобто ΔK^*_{th} відповідає $da/dN = 2{\cdot}10^{-6}$ *мм/цикл*, а ΔK^*_{fc} – $da/dN = 10^{-3}$ *мм/цикл* (див. рис. 5, *б*).

Параметри ΔK^*_{th} та ΔK^*_{fc} інформативні та застосовуються для порівняльного оцінювання впливу робочих середовищ різного складу на характеристики циклічної тріщиностійкості сталі (табл. 2). Вони також визначальні під час оцінювання надійної та безпечної роботи конструкційних елементів у заданих умовах експлуатації, оскільки параметр ΔK^*_{th} визначає умови, коли тріщиноподібний дефект не розвиватиметься, а ΔK^*_{fc} – реалізується спонтанний його розвиток і конструкція некеровано руйнується.

У четвертому розділі сформульовано метод оцінювання ресурсу (залишкового ресурсу) штанг польових обприскувачів за змінних у часі навантажень.

Розглянемо штангу обприскувача широкої розгортки (рис. 6). Під час роботи штанга коливається, в результаті чого певні її елементи зазнають розтягуючих, стискаючих і згинаючих циклічних навантажень. Такі коливання моделювали циклічними з частотою $f \approx 1$ *Гц*. Задача полягає у визначенні ресурсу штанги (кількості циклів навантаження $N = N_*$), після досягнення якого вона перестане виконувати свої функціональні властивості (настане часткове або повне руйнування).

Як прийнято в інженерній практиці, ресурс металоконструкції визначається часом життя найслабшої ланки, тобто одним із найнавантаженіших її елементів.

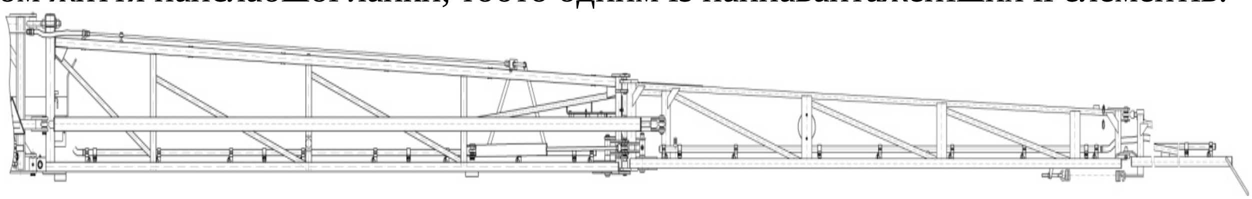


Рисунок 6 – Схема штанги широкої розгортки польового обприскувача

Відповідно до сучасної теорії втоми (механіки сповільненого руйнування елементів конструкцій при змінних навантаженнях) ресурс елемента конструкції N_* при змінних навантаженнях визначається

$$N_* = N_З + N_Д, \tag{2}$$

де $N_З$ – період зародження втомної тріщини; $N_Д$ – період її докритичного росту. Розрахунок періоду зародження тріщини для таких елементів будемо проводити, виходячи із залежностей $\sigma \sim \lg N$ для області обмеженої довговічності діаграми Веллера. Тоді період $N_З$ зародження втомної тріщини довжиною l_0 в елементі конструкції (в літературі приймають $l_0 \approx 1$ *мм*), в якому зовнішнє навантаження викликає амплітуду змінних у часі напружень σ, буде визначатися таким чином:

$$N_З = N_0 10^{-\sigma\sigma_0^{-1}}. \tag{3}$$

Тут σ_0, N_0 – характеристики втомного руйнування матеріалів у межах області обмеженої довговічності, які визначаються з експериментальних досліджень.

Період докритичного росту $N = N_Д$ визначаємо на основі відомого енергетичного підходу О.Є. Андрейківа наступним чином. Припускаємо, що рух тріщини відбувається неперервно та стрибками малого розміру Δl_c за відносно велику кількість циклів ΔN_c та йде від початкової довжини $l = l_0$ до кінцевої $l = l_*$. На основі цього швидкість V росту тріщини можна наближено записати у вигляді

$$V = \frac{dl}{dN} \approx \frac{\Delta l_c}{\Delta N_c}. \qquad (4)$$

При цьому енергетичний баланс для кожного стрибка тріщини Δl_c запишемо

$$A = W + \Gamma, \qquad (5)$$

де A – робота зовнішніх сил; W – енергія деформування тіла після просування тріщини на величину Δl_c. Цю енергію представимо у вигляді

$$W = W_s + W_p^{(1)}(l) - W_p^{(2)}(t), \qquad (6)$$

де W_s – пружна складова W; $W_p^{(1)}(l)$ – частина роботи пластичних деформацій, що залежить тільки від довжини тріщини l; $W_p^{(2)}(t)$ – робота пластичних деформацій під час розвантаження тіла і стиску зони передруйнування, яка залежить тільки від часу t (кількості циклів навантаження $N = tT^{-1}$) і генерується самим тілом; T – період коливання штанги; Γ – енергія руйнування тіла, яка залежить від довжини тріщини.

Тоді баланс швидкостей зміни складових енергій на основі (5) запишемо

$$\frac{dA}{dN} = \frac{dW}{dN} + \frac{d\Gamma}{dN}. \qquad (7)$$

Підставляючи вираз (6) в (7), цю умову можемо записати у вигляді

$$\frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)}\right)\right]\frac{dl}{dN} - \frac{dW_p^{(2)}}{dN} = 0. \qquad (8)$$

Із рівняння (8) знайдемо величину швидкості поширення тріщини

$$\frac{dl}{dN} = \left[\frac{dW_p^{(2)}}{dN}\right] \Big/ \frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)}\right)\right]. \qquad (9)$$

Використовуючи відомі результати робіт О.Є. Андрейківа, запишемо

$$\frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)}\right)\right] = \gamma_f - \sigma_t \delta_{t\max}(0). \qquad (10)$$

Тут $\gamma_f = \sigma_t \delta_{fC}$ – питома енергія руйнування при поширенні втомної тріщини; $\delta_{t\max}(0)$ – максимальне за цикл розкриття $\delta_t(0)$ тріщини в її вершині при усередненому напруженні σ_t у зоні передруйнування; δ_{fc} – критичне значення $\delta_t(0)$. При цьому, величину циклічної зони передруйнування l_{fp} можемо наближено визначити так: $l_{fp} \approx \alpha_0 \Delta\delta_t(0) = \alpha_0[\delta_{t\max}(0) - \delta_{t\min}(0)]$, де α_0 – константа, яка визначається із експерименту, а величина $W_p^{(2)}(N)$ може бути записана у вигляді

$$W_p^{(2)} = \alpha_0 N \sigma_t \{[\delta_{t\max}(0) - \delta_{t\min}(0)]^2 - W_0^{(2)}\}, \qquad (11)$$

де $W_0^{(2)}$ – величина енергії за цикл, яка не викликає втомного руйнування матеріалу, $W_0^{(2)} = \sigma_t[\delta_{\max th} - \delta_{\min th}]^2$. Тут $\delta_{\max th}$, $\delta_{\min th}$ – верхнє і нижнє за цикл значення нижнього порогу $\delta_t(t)$, при якому не відбувається втомного руйнування. Взявши від (10) і (11) похідні по N і підставивши їх у співвідношення (9), для визначення величини швидкості V поширення втомної тріщини, отримаємо формулу

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\alpha_0[\delta^2_{t\max} - \delta^2_{\max th}][1 - R_\delta]^2}{\delta_{fC} - \delta_{t\max}}. \qquad (12)$$

У формулах (11) і (12) δ_{fC} – критичне значення $\delta_t(0,\xi)$ при циклічному навантаженні; $\delta_{t\max}(0,\xi)$, $\delta_{t\min}(0,\xi)$ – максимальне і мінімальне значення $\delta_t(0,\xi)$ за цикл; $R_\delta = \delta_{t\min}\delta^{-1}_{t\min}$. Завершенням побудови математичної моделі (12) є запис початкових і кінцевих умов:

$$N = 0,\ \ l(0) = l_0;\ N = N_*,\ \ l(N_*) = l_*. \qquad (13)$$

Разом з тим, вважаючи тріщину макроскопічною, для якої виконуються залежності між розкриттями біля вершини великої тріщини δ_t і коефіцієнтами інтенсивності напружень K_I, матимемо $\delta_t = K_I^2\left[E\sigma_t(1-\xi^2)\right]^{-1}$, $R_\delta = K^2_{I\min}K^{-2}_{I\max} = R^2$; $\xi = p\sigma_t^{-1}$, $K_{th} = K^*_{th}\sqrt{(1-\xi^2)}$. Математичну модель (12), (13) запишемо в такому вигляді:

$$dl/dN = \alpha_0(1-R^2)^2(K^4_{I\max} - K^4_{th})[(1-\xi^2)(K^2_{fC} - K^2_{I\max})]^{-1}; \qquad (14)$$

$$N = 0,\ l(0) = l_0;\ N = N_Д,\ l(N_Д) = l_*;\ K_I(l_*) = K_{fC}.$$

Тут p – регулярна частина напружень біля вершини тріщини; величина $K_{\max th} = K_{th}$, яка повинна була б бути нижнім пороговим значенням $K_{I\max}$ для короткої тріщини.

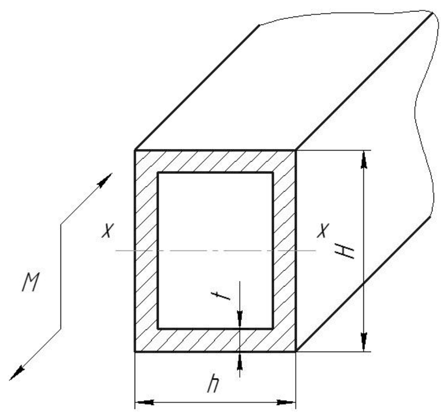


Рисунок 7 – Схема згину прямокутної труби

Серед балкових елементів закритого профілю, які застосовуються в штангах обприскувачів широкої розгортки, у більшості випадків використовують прямокутні труби. На даному етапі розглядаємо найбільш навантажений згинальний елемент штанги, який являє собою прямокутну трубу зі сталі Ст3пс перерізом 40 *мм* × 25 *мм* × 3 *мм*, який підданий циклічному згину (рис. 7).

Як відомо з натурних досліджень при сталих розмірах H, h, t перерізу труби, амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень у ній для цього згину може бути різна: $140 \le \Delta\sigma \le 180$ *МПа*, $R = 0{,}1$. Задача полягає у визначенні, за співвідношеннями (3), (14), ресурсу $N = N_*$ (залишкового ресурсу $N = N_Д$) розглядуваного балкового елемента закритого профілю. Для того, щоб провести такі обчислення, необхідно визначити характеристики матеріалу: σ_0, N_0, K_{fC}, K_{th}, α_0. З цією метою на основі результатів розділу 3 були виокремлено й побудовано діаграми Веллера й кінетичну діаграму росту втомних тріщин для сталі Ст3пс. З допомогою методу найменших квадратів, рівнянь (3), (14) і даних цих діаграм знайдено невідомі константи: $N_0 \approx 6{,}28\cdot10^8$ *циклів*, $\sigma_t \approx 440$ *МПа*, $R = 0{,}1$, $\alpha_0 \approx 4{,}51\cdot10^{-9}(цикл)^{-1}(МПа)^{-2}$, $K_{fC} \approx 32{,}1\ МПа\sqrt{м}$, $\sigma_0 \approx 87{,}9\ МПа$, $K^*_{th} \approx 8{,}9 МПа\sqrt{м}$.

Розв'язуючи рівняння (3) і (14) з урахуванням наведених даних, співвідношення (2) і знайдених із літератури коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I, визначено наближено ресурс штанги, який дорівнюватиме $t_* \approx 1767$ *год*.

Відомо, що нормативний термін служби обприскувачів 7 років, а річна завантаженість причіпних обприскувачів 550 *год*. Як бачимо, за прийнятих тут максимальних амплітуд коливання елементів штанги, вона пропрацює приблизно 3,2 сезона, що не відповідає нормативному терміну служби обприскувачів. Тому необхідно зменшувати (усувати) коливання елементів штанг.

Польові обприскувачі працюють при складних експлуатаційних умовах за дії змінних навантажень і агресивних корозійних середовищ. Все це викликає поверхневе локалізоване руйнування, що призводить до утворення малих поверхневих тріщин. Такі тріщини поширюються до макроскопічних розмірів і часто спричиняють втрату функціональних властивостей польових обприскувачів (непередбачене часткове або повне руйнування їх елементів). Для уникнення цього розроблено методику визначення періоду докритичного росту малих поверхневих тріщин в елементах (прямокутні труби) штанг польових обприскувачів. Суть цієї методики полягає в наступному.

Як і в попередньому випадку, розглядаємо найбільш навантажений згинальний елемент штанги, який являє собою прямокутну трубу зі сталі Ст3пс та перерізом $H \times h \times t$ ($0{,}040$ *м* $\times\, 0{,}025$ *м* $\times\, 0{,}003$ *м*), що послаблена в найбільш напруженій поличці малою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a, b і згинається циклічно моментами амплітуди M, які викликають у згаданій поличці рівномірно розподілені напруження σ. Задача полягає у визначенні періоду $N = N_Д$ докритичного росту такої тріщини, тобто, коли вона досягне критичного розміру і труба зруйнується. Для опису кінетики такого втомного руйнування на даний час відсутня єдина математична модель. Тому для простоти математичних обчислень розбиваємо втомне поширення тріщини на три періоди і для кожного з них записуємо свою математичну модель, тобто

$$N_Д = N_1 + N_2 + N_3 . \qquad (15)$$

Тут період N_1 відповідає часу поширення тріщини з півеліптичної до наскрізної шириною $2b$; відповідно, N_2 від наскрізної шириною $2b$ до складної; N_3 відповідає подальшому розвитку до критичного розміру тріщини $l = l_*$. На основі викладеного енергетичного підходу для визначення періодів N_1, N_2, N_3 побудовано такі математичні моделі:

$$d\rho / dN = \alpha_0 (1 - R^2)^2 (K_{I\max}^4 - K_{th}^4)[(1 - \xi^2)(K_{fC}^2 - K_{I\max}^2)]^{-1}, \qquad (16)$$

$$N = 0,\ \rho(0) = \rho_0 = \sqrt{a_0 b_0};\ N = N_1,\quad \rho(N_1) = t;$$

$$dl / dN = \alpha_0 (1 - R^2)^2 (K_{I\max}^4 - K_{th}^4)[(1 - \xi^2)(K_{fC}^2 - K_{I\max}^2)]^{-1}, \qquad (17)$$

$$N = 0,\ l(0) = t;\ N = N_2, l(N_2) = 0{,}5h;$$

$$dl / dN = \alpha_0 (1 - R^2)^2 (K_{I\max}^4 - K_{th}^4)[(1 - \xi^2)(K_{fC}^2 - K_{I\max}^2)]^{-1}, \qquad (18)$$

$$N = 0,\ l(0) = t;\ N = N_3,\ l(N_3) = l_* .$$

При цьому в цих співвідношеннях підставляємо розміри труби, навантаження, втомні характеристики її матеріалу аналогічні, що викладено в попередній задачі. Загалом, період $N_Д$ докритичного росту втомної тріщини малих початкових безрозмірних значень у найнавантаженішому елементі штанги буде визначатися

$$N_Д(\varepsilon_0) = N_1(\varepsilon_0) + N_2 + N_3, \quad \varepsilon_0 = \sqrt{a_0 b_0} t^{-1}. \qquad (19)$$

На основі розв’язку математичних задач (16)-(18) за формулою (19) побудовано графічну залежність (див. рис. 8) $N_Д \sim \varepsilon_0$ періоду докритичного росту втомної тріщини в елементі штанги від безрозмірного її значення ε_0. Як випливає з аналізу значень періодів N_1, N_2, N_3 і рис. 8 найбільша довговічність припадає на перший період N_1 поширення малої тріщини і його можемо вважати як визначальний.

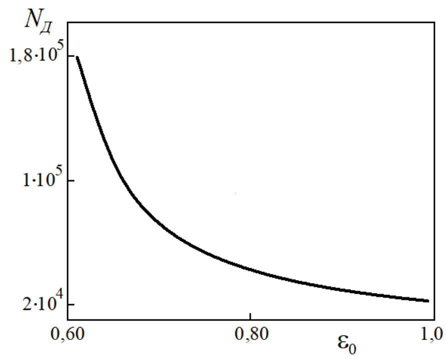


Рисунок 8 – Залежність $N_Д \sim \varepsilon_0$ періоду докритичного росту малої втомної тріщини в елементі штанги

У нормативних документах при розрахунку штанг польових обприскувачів не враховуються в явному вигляді характеристики опору малоцикловому руйнуванню, а найбільше, опору маневрового навантаження. Тому для недопущення непередбаченого їх руйнування і запобігання аварійних ситуацій важливе значення має визначення їх залишкового ресурсу з урахуванням експлуатаційних чинників, особливо за маневрового режиму експлуатації, рис. 9. Для цього в даному розділі сформульовано розрахункову модель, суть якої полягає в наступному. Розглянемо штангу обприскувача широкої розгортки. Під час робочого процесу вона коливається, в результаті чого деякі її елементи зазнають згинальних циклічних навантажень. Разом з тим, штанга зазнає n поодиноких поштовхів у результаті її руху по нерівному полю, що викликають зміну усталених циклічних навантажень від максимального імпульсу M_i ($i = 1, ..., n$) із затуханням до початкової амплітуди усталених коливань (рис. 9). В інженерній практиці це називають маневровим режимом навантаження. Штанга є об’ємною конструкцією, яка згинається і на крайній верхній її частині буде найбільш навантажений розтягом елемент. Додатковими дослідженнями встановлено, що таким елементом буде прямокутна труба з тріщиною. Тому задача полягає у визначенні залишкової довговічності такого елемента з тріщиною (кількості циклів коливань $N = N_*$ або реального часу роботи $t = t_*$), після досягнення якого початкова тріщина глибиною l_0 підросте до розміру $l = l_*$ і штанга втратить свої функціональні властивості.

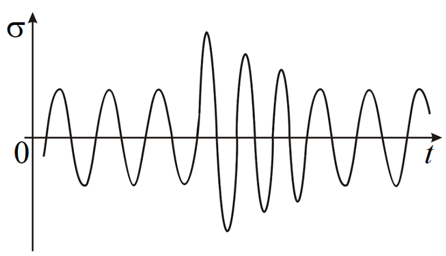


Рисунок 9 – Зміна напружень в елементах штанги за маневрового режиму навантаження

Для розв’язання даної задачі застосовуємо викладений вище енергетичний підхід, у результаті чого для визначення $N = N_*$ отримаємо таку математичну модель:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\alpha_0 \left(1 - R^2\right)^2 [\delta_t^2(l) - \delta_{th}^2]}{\delta_c - \delta_t - 0{,}25\alpha_0 \left(1 - R^2\right)^2 \sum_{i=1}^{n} \delta(l - l_i) \left[\delta_{Mt}^2(l) - \delta_{th}^2\right]}; \qquad (20)$$

$$N = 0, \quad l(0) = l_0; \quad N = N_*, \quad l(N_*) = l_*; \; \delta_t(l_*) = \delta_C. \qquad (21)$$

Тут δ_t – розкриття біля вершини тріщини при циклічному коливанні штанги; δ_c – її критичне значення; δ_{Mt} – розкриття біля вершини тріщини від поштовхів із-за нерівностей поля; σ_{0f} – усереднене значення напружень у зоні передруйнування біля вершини тріщини.

Як було зроблено вище, вважаючи, що тріщина макроскопічна, в рівнянні (20) переводимо розкриття біля вершини тріщини δ_c, δ_{Mt} у коефіцієнти інтенсивності напружень K_I, K_{MI} і тоді розв'язуємо це рівняння. Для великих значень n отримано розв'язок, який можна наближено представити так:

$$N_* \approx \int_{l_0}^{l_*} \frac{E\sigma_{0f}[1-K_{\mathrm{I}}^2(l)K_{fC}^{-2}]}{\alpha_0 K_{fC}^2(1-R^2)^2[K_{fC}^{-4}K_I^4(l)-K_{fC}^{-4}K_{th}^4]}dl - \frac{n}{l_*-l_0}\int_{l_0}^{l_*}\frac{K_{\mathrm{MI}}^4(l)-K_{th}^4}{K_{\mathrm{I}}^4(l)-K_{th}^4}dl. \qquad (22)$$

Отже, за співвідношенням (22) при відомих параметрах $\alpha_0, n,$ $E, \sigma_{0f}, K_{fC},$ $R, K_{th},$ K_{MI}, K_I, l_0, n та згаданих вище розмірах перерізу труби можна визначити залишкову довговічність елементів каркасу секції штанги, яка знаходиться під дією циклічного навантаження моментами M та імпульсного – моментами M_i. Ці величини знайдені в розділі 3 і вони дорівнюють наступним значенням: $\alpha_0 \approx 4{,}51\cdot10^{-9}(цикл)^{-1}(МПа)^{-2}$, $\sigma_{0f} = 440\ МПа$, $R = 0{,}1$, $K_{fC} \approx 32{,}1\ МПа\sqrt{м}$, $E = 2\cdot10^5\ МПа$, $K_{th} \approx 8{,}9\ МПа\sqrt{м}$. Величини K_{MI}, K_I знаходимо за відомими в літературі формулами для навантажень M, M_i, які викликають у стінках труби відповідно напруження $\Delta\sigma \approx 105\ МПа$, $\Delta\sigma_M \approx 150\ МПа$. Підставляючи ці дані у формулу (22), визначаємо залишкову довговічність штанги за маневрового режиму навантаження при вказаних параметрах. На основі цього на рис. 10 побудовано криві залишкової довговічності штанги N_* від безрозмірного значення ε_0 – початкового розміру тріщини: крива *1* – при стаціонарному, криві *2-4* – при маневровому режимах експлуатації за різного значення n кількості поштовхів із-за нерівностей поверхні поля. Як бачимо з порівняння цих графічних залежностей, що маневровий режим експлуатації може зменшити залишкову довговічність штанги більше ніж у 3 рази.

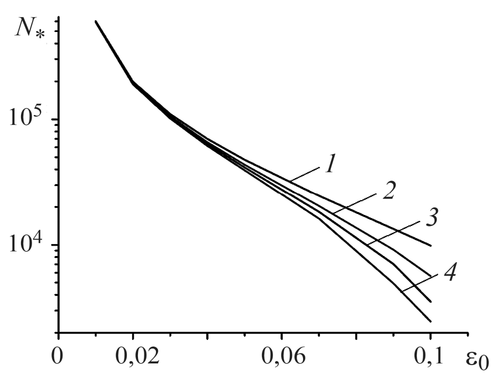


Рисунок 10 – Залежність $N_* \sim \varepsilon_0$ в стаціонарному (крива *1*) і маневровому (криві *2-4*) режимах експлуатації за різного значення *n*: 1 – *n* =0; 2 – 400; 3 – 600; 4 – 800

П'ятий розділ стосується розроблення методу визначення ресурсу (залишкового ресурсу) широкозахватної штанги польового обприскувача з урахуванням експлуатаційних силових (циклічні й маневрові) та фізико-хімічних (корозійне середовище розчину інсектициду Нурел Д) чинників.

Першою із таких моделей розглянуто розрахункову модель для визначення довговічності вдосконаленої штанги (рис. 6), елементи якої (квадратні труби) зазнають знакозмінного навантаження в умовах дії корозійного середовища розчину інсектициду Нурел Д. Задача полягає у визначенні ресурсу штанги (кількості циклів навантаження $N = N_*$), після досягнення якого вона перестане виконувати свої функціональні властивості.

Як прийнято в сучасній теорії втомного руйнування, ресурс елемента конструкції N_* при змінних навантаженнях визначається за формулою (2). Аналогічно, як у попередньому розділі 4, будемо вважати, що тріщина зароджується глибиною $l_0 = 0{,}001$ *м* при $N_З$ циклах навантаження за формулою (3). Тут σ_0, N_0 – характеристики втомного руйнування матеріалів у межах області обмеженої довговічності діаграми Веллера, які визначено з допомогою експериментальних досліджень у середовищі інсектициду Нурел Д, що представлені в розділі 3: $\sigma_0 = 93{,}1\,МПа$, $N_0 = 2{,}33\cdot 10^8\,цикли$. Для визначення періоду $N_З$ зародження тріщини в елементі штанги (квадратна труба) вибираємо ті самі умови навантаження, що і в розділі 4. Зокрема вибираємо таке навантаження, що в найнавантаженішій стінці труби викликає напруження $\Delta\sigma \approx 180\,МПа$. Тоді на основі цього, а також співвідношення (3) отримаємо $N_З \approx 3\cdot 10^6\,цикли$.

Після того, як пройшло зародження втомної тріщини глибиною $l_0 = 0{,}001$ *м*, починається її ріст до критичної глибини l_*. Як було сказано в розділі 4, поширення такої тріщини пройде два етапи. Перший етап, коли така тріщина поширюється від $l = l_0$ до $l = l_1$ за період $N_Д^{(1)}$ до складної конфігурації і, на кінець, тріщина такої складної конфігурації за період $N_Д^{(2)}$ пошириться від $l = l_1$ до критичного розміру $l = l_2$, спричиняючи повне руйнування розглядуваного балкового елемента, тобто

$$N_Д = N_Д^{(1)} + N_Д^{(2)}. \tag{23}$$

Період $N_Д$ докритичного росту такої втомної тріщини знаходимо аналогічно попередньому на основі першого закону термодинаміки. При цьому функції $\frac{dW_p^{(2)}}{dN}$, $\frac{d\Gamma}{dN}$, які входять у рівняння (9) для визначення швидкості поширення тріщини, представимо на основі викладених у дисертації положень фізичної хімії наступним чином:

$$dW_p^{(2)}\big/dN = \beta\sigma_0[(\delta_{t\max} - \delta_{t\min})^2 - (\delta_{scc}^{(\max)} - \delta_{scc}^{(\min)})^2],\quad d\Gamma\big/dN = -\eta_2\sigma_0 T(\delta_{t\max} - \delta_{scc}^{(\max)}), \tag{24}$$

де β і η_2 – відповідно втомна й корозійно-втомна характеристики Ст3пс, що визначаються експериментально. На основі цього, а також, застосовуючи енергетичний підхід, сформульовану задачу зведемо до таких двох математичних моделей для визначення періодів $N_Д^{(1)}$, $N_Д^{(2)}$ докритичного росту корозійно-втомної тріщини:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\beta[K_{I\max}^2 - K_{scc}^2]\{(1-R^2)^2[K_{I\max}^2 + K_{scc}^2] + \eta_2\left[E\sigma_t(1-\xi^2)\right]\}}{\left[E\sigma_t(1-\xi^2)\right](K_{fCC}^2 - K_{I\max}^2)}; \tag{25}$$

$$N = 0,\quad l(0) = l_{i-1};\ N = \mathrm{N}_Д^{(i)},\quad l\left(\mathrm{N}_Д^{(i)}\right) = l_i\ \ (i = 1,2). \tag{26}$$

Коефіцієнти інтенсивності напружень $K_{I\max}$, що входять у рівняння (25), беремо із довідника М.П. Саврука для навантажень, що викликають у стінці труби напруження $\Delta\sigma = 180$ *МПа;* розміри перерізу труби беремо для елемента вдосконаленої конструкції штанги $60\ мм \times 60\ мм \times 3\ мм$; характеристики металу, отримані в розділі 3, мають такі значення: $K_{fCC} = 101\,МПа\sqrt{м}$, $K_{scc} = 11\,МПа\sqrt{м}$, $R = 0{,}1$, $\sigma_t = 440 МПа$, $E = 2\cdot 10^5\,МПа$, $\xi = 0{,}41$, $\beta \approx 0{,}3(цикл)^{-1}$, $\eta_2 \approx 1{,}2\cdot 10^{-5}\,м/с$. Розв’язуючи рівняння (25) за умов (26) і підставляючи відповідні характеристики геометрії елемента штанги, його навантаження, а також показників корозійної втоми матеріалу, знаходимо величини періодів поширення корозійно-втомної тріщини: $N_Д^{(1)} \approx 4{,}61$ *циклів*, $N_Д^{(2)} \approx 9986$ *циклів*. Підставляючи знайдені величини $N_З, N_д^{(1)}, N_Д^{(2)}$ у формули (2) і (23), знайдемо ресурс штанги: $N_* \approx 301 \cdot 10^4$ *циклів* або $t_* \approx 836$ *год*.

Як бачимо, за прийнятих тут максимальних амплітуд коливання елементів штанги і впливу корозійного середовища вона пропрацює приблизно 1,5 сезону, що не відповідає нормативному терміну служби обприскувачів. Якщо порівняти даний результат із результатом, отриманим у розділі 4 без урахування впливу середовища, то бачимо, що корозійне середовище зменшує ресурс штанги майже у 2 рази. Тому необхідно зменшувати (усувати) коливання елементів штанги й захищати її поверхню від зовнішнього корозійного впливу.

Для прогнозування виходу з ладу сільськогосподарських машин важливе значення має розроблення методів прогнозування їх залишкового ресурсу з урахуванням дії на них маневрового режиму навантаження й корозійно-агресивних середовищ. У зв’язку з цим, у цьому розділі сформульовано розрахункову модель для визначення залишкового ресурсу штанг польових обприскувачів за дії на них маневрового режиму навантаження й корозійного середовища. Суть моделі полягає в наступному.

Розглянемо штангу широкої розгортки польового обприскувача. Під час робочого процесу виникають коливання штанги, у результаті чого деякі її елементи зазнають згинальних або розтягуючих навантажень. Такі коливання наближено моделюватимемо усталеними циклічними навантаженнями з амплітудою a_0 і частотою $f > 1$ *Гц*. Разом з тим, штанга зазнає n поодиноких поштовхів у результаті руху обприскувача по нерівному полю, що викликають зміну усталених циклічних навантажень від максимальних імпульсів згину M, а найбільш напружені її елементи імпульсів розтягу P_i $(i = 1, ..., n)$ із затуханням до початкової амплітуди усталених коливань (див. рис. 9).

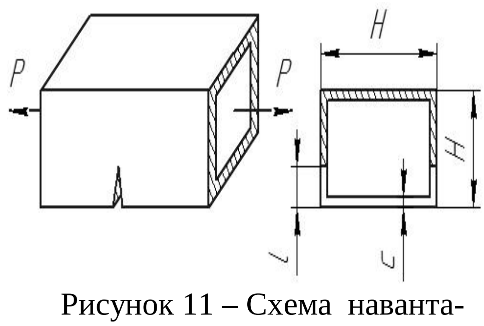


Рисунок 11 – Схема навантаження елемента штанги з поверхневою тріщиною

Як прийнято вище, залишковий ресурс металоконструкції визначають ресурсом найслабшої ланки, в даному випадку найбільш напруженого елемента штанги з тріщиною, в яку потрапляє корозійне середовище.

Штанга є об’ємною конструкцією, яка згинається, і на крайній верхній її частині буде найбільш навантажений розтягом елемент. Таким елементом буде квадратна труба з тріщиною (рис. 11). Тому задача полягає у визначенні залишкової довговічності такого елемента з тріщиною (кількості циклів коливання $N = N_*$ або реального часу роботи $t_* = T \cdot N_*$, T – період коливання), після досягнення якого початкова тріщина глибиною l_0 підросте до розміру $l = l_*$ і штанга втратить свої функціональні властивості. Щоб знайти залишкову довговічність штанги в маневровому режимі її навантаження, побудуємо розрахункову модель розвитку в стінці квадратної труби (найслабшого елемента) зовнішньої поверхневої тріщини глибиною l (див. рис. 11). При цьому введемо наступні позначення: $H \times H$ – поперечний розмір труби; c – товщина стінки труби; l_0 – глибина початкової тріщини; P_i – амплітуда головного вектора розтягу найслабшого елемента при поштовхах від нерівностей поля. Розв'язок задачі реалізуємо за допомогою викладеного вище енергетичного підходу. При цьому функцію енергії деформування у співвідношенні (6) представляємо

$$W = W_s + W_p^{(1)}(l) - W_p^{(2)}(t) + W_p^{(3)}(l), \qquad (27)$$

де $W_p^{(3)}(l)$ – частина роботи пластичних деформацій у зоні передруйнування біля вершини тріщини в трубі після її навантаження зусиллями P_i, що залежить тільки від довжини тріщини l. Підставляючи (27) у (7), (8) і проводячи необхідні перетворення, що проводилися вище, поставлену задачу зведемо до наступної математичної моделі для визначення залишкового ресурсу штанги $N = N_*$:

$$\frac{dl}{dN} \approx \frac{(\delta_{t\max} - \delta_{scc})[\alpha_0(1-R_\delta)^2(\delta_{t\max} + \delta_{scc}) + \eta_2]}{\delta_c - \delta_{t\max} - 0{,}25\alpha_0(1-R_\delta)^2 \sum_{i=1}^{n} \delta(l - l_i)\left[\delta_{Mt}^2(l) - \delta_{scc}^2\right]}; \qquad (28)$$

$$N = 0, \quad l(0) = l_0; \quad N = N_*, \quad l(N_*) = l_*; \quad \delta_t(l_*) = \delta_C. \qquad (29)$$

Інтегруючи рівняння (28) за умов (29), з урахуванням співвідношень $\frac{\delta_t(l)}{\delta_c} = \frac{K_{\mathrm{I}\max}^2(l)}{K_{fC}^2}$, $\delta_{th} = \frac{K_{th}^2}{\sigma_{0f}E}$, $\delta_t(l) = \frac{K_{\mathrm{I}}^2(l)}{\sigma_{0f}E}$ і вважаючи n великим, отримаємо

$$N_* \approx \int_{l_0}^{l_*} \frac{E\sigma_{0f}[K_{fC}^2 - K_{\mathrm{I}}^2(l)]}{[K_I^2(l) - K_{scc}^2][\alpha_0(1-R^2)^2[K_I^2(l) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]} dl - \qquad (30)$$

$$- \frac{n}{l_* - l_0} \int_{l_0}^{l_*} \frac{0{,}25\alpha_0(1-R^2)^2[K_{\mathrm{MI}}^4(l) - K_{scc}^4]}{(K_{\mathrm{I}}^2(l) - K_{scc}^2)[\alpha_0(1-R^2)^2[K_I^2(l) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]} dl.$$

Функції коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{MI}, K_I беремо із довідника М.П. Саврука за навантажень, які викликають у стінці квадратної труби розміром $60\,мм \times 60\,мм \times 3\,мм$ відповідно напруження $\Delta\sigma \approx 90$ *МПа*, $\Delta\sigma_M \approx 130$ *МПа*. На основі результатів експериментальних досліджень розділу 3 характеристики матеріалу в співвідношенні (30) визначаємо так: $\alpha_0 \approx 0{,}3(цикл)^{-1}$, $\eta_2 \approx 1{,}2 \cdot 10^{-5}\ м/с$, $E = 2 \cdot 10^5\ МПа$, $K_{fCC} = 101\ МПа\sqrt{м}$, $K_{scc} = 11\ МПа\sqrt{м}$, $R = 0{,}1$.

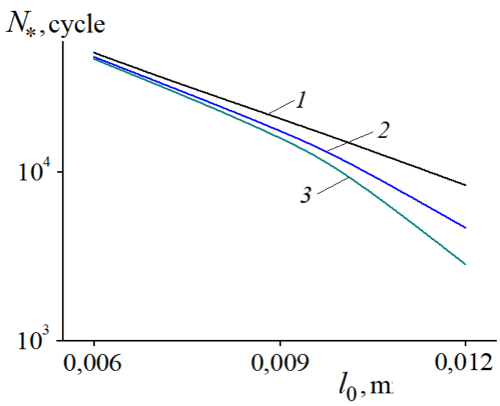


Рисунок 12 – Залежність $N_* \sim l_0$ при різних значеннях n ($n = 0;1000;15000$)

Підставляючи ці результати у співвідношення (30), визначаємо залишковий ресурс штанги за маневрового режиму навантаження при згаданих вище параметрах і дії корозійного середовища. На основі цього побудовано залежності залишкової довговічності штанги N_* від початкової довжини тріщини l_0, рис. 12: крива *1* – стаціонарний, криві *2-3* – маневровий режими експлуатації при різному значенні n. Як бачимо з порівняння цих графіків, маневровий режим експлуатації може зменшити залишкову довговічність штанги більше ніж у 4 рази.

Розглянемо інший випадок, коли штанга закріплена з допомогою розробленої підвіски, де коливання майже відсутні (мінімізовані). Тому очікувалося, що її залишкова довговічність перевершить запланованих сім сезонів безаварійної роботи. Проте тут залишається два вагомих чинники дії на штангу, які гасниками коливань не усунуть – це корозійне середовище і нерівності поля. Як було сказано вище, маневровий режим експлуатації (імпульсне навантаження штанги в результаті нерівностей поля) є однією із найнебезпечніших причин руйнування її найбільш навантажених елементів при дії корозійних чинників. Моделювання навантаження її елементів за такого режиму експлуатації малоцикловою втомою пов'язано з великими похибками, які підуть не в запас довговічності, а навпаки – в ризик непередбачуваного руйнування. Повторно-статичні дії під час експлуатації штанги призводять до зародження й поширення статично-втомних тріщин в окрихчених корозією зонах металу її елементів. Все це призводить до виникнення експлуатаційних відмов широкозахватних штанг. Тому для запобігання непередбаченого їх руйнування та аварійних ситуацій важливе значення має визначення залишкового ресурсу з урахуванням експлуатаційних чинників. Щоб знайти залишкову довговічність штанги польового обприскувача в маневровому режимі його роботи, побудуємо розрахункову модель розвитку в стінці цієї ж труби тріщини складної конфігурації (рис. 11).

Вважаємо, що широкозахватна штанга нової конструкції (обладнана новою підвіскою) з тріщиною в найбільш напруженому елементі (рис. 11) піддана корозійному середовищу та постійному згину моментом M за рахунок власної ваги, що викликає в стінці найбільш навантаженого елемента (квадратна труба перерізу $H \times H \times c$) напруження $\sigma \approx 50$ *МПа*. Водночас майже за рівні проміжки часу t_i ($i = 1, ..., n$) проходить динамічне навантаження елементів штанги моментами M_i, а саме, поштовхи під час переїзду через перешкоди по нерівному полю, які викликають у тій самій стінці напруження $\sigma_i = 90$ *МПа*. У цьому випадку приймаємо, що за час росту тріщини проходить n таких додаткових зосереджених у часі навантажень, які для спрощення розв'язку задачі приймаємо однаковими. Задача полягає у визначенні залишкової довговічності такої труби з урахуванням цих змін навантажень, тобто часу $t = t_*$, коли в результаті механічних навантажень і корозійно-агресивного середовища корозійно-механічна тріщина підросте від початкової величини $l = l_0 = 0{,}003$ *м* до критичної довжини $l = l_*$ і елемент штанги зруйнується.

Розв'язок даної задачі реалізуємо з допомогою сформульованого вище енергетичного підходу, застосовуючи положення фізичної хімії. У результаті цього для визначення залишкової довговічності штанги (втрати її функціональних властивостей) отримаємо таку математичну модель:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{V_{sc}(\delta_{CC} - \delta_t)}{\delta_{CC} - \delta_t - 0{,}25\alpha_0\left(1 - R^2\right)^2 \sum_{i=1}^{n} \delta\left(l - l_i\right)\left[\delta_{1t}^2(l) - \delta_{scc}^2\right]}; \tag{31}$$

$$t = 0, \quad l(0) = l_0; \quad t = t_*, \quad l(t_*) = l_*. \tag{32}$$

Тут V_{sc} – величина швидкості поширення корозійно-механічної тріщини за постійного статичного навантаження M; α_0 – втомна характеристика матеріалу, яка визначається експериментально; δ_t – розкриття біля вершини тріщини при навантаженні M; δ_{CC} – його критичне значення за корозійного руйнування; δ_{scc} – нижнє порогове значення δ_t при якому тріщина не поширюється при корозійно-механічному навантаженні; $R_\delta = \delta_{scc} / \delta_t$ – коефіцієнт асиметрії циклу; $\delta(x)$ – відома дельта-функція; σ_0 – усереднене значення напружень у зоні передруйнування; l_i – довжина корозійно-механічної тріщини в момент i-го навантаження моментом M_i.

Інтегруючи рівняння (31) за умов (32), $\delta_t(l)\delta_{CC}^{-1} = K_{\text{I}}^2(l)K_{\text{I}C}^{-2}$, $\delta_{scc} = K_{scc}^2\sigma_0^{-1}E^{-1}$, $\delta_{1t}(l) = \sigma_0^{-1}E^{-1}K_{1\text{I}}^2(l)$ і вважаючи n великим, отримаємо

$$t_* = \int_{l_0}^{l_*} V_{sc}^{-1} dl - \frac{\alpha_0(1-R_\delta)^2}{8V_{sc}E\sigma_0}\sum_{i=1}^{n}\left[K_{1\text{I}}^4(l_i) - K_{scc}^4\right]\left[K_{fC}^2 - K_{\text{I}}^2(l_i)\right]^{-1}. \qquad (33)$$

Вважатимемо, що додаткові навантаження елемента відбувається в часи $t = t_i$ $(i = 1,..., n)$, коли корозійно-механічна тріщина поширюється на однакові довжини $\Delta l = n^{-1}(l - l_0)$. Тоді, використовуючи теорему про середнє за великих n, тобто при $\Delta l << (l_* - l_0)$, вираз (33) запишемо

$$t_* = V_{sc}^{-1}(l_* - l_0) - \frac{\alpha_0(1-R_\delta)^2}{8V_{sc}E\sigma_0}\frac{n}{l_* - l_0}\int_{l_0}^{l_*}\frac{\left[K_{1\text{I}}^4(l) - K_{scc}^4\right]}{\left[K_{fC}^2 - K_I^2(l)\right]}dl. \qquad (34)$$

У співвідношенні (34) функції коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{1I}, K_I беремо із довідника М.П. Саврука для навантажень, які викликають у стінках труби відповідно до напружень $\sigma_i = 90$ *МПа* і $\sigma \approx 50$ *МПа*. При цьому геометричні параметри труби і характеристики її матеріалів визначаємо на основі результатів експериментальних досліджень з розділу 3 таким чином: $l_* \approx 0{,}027$ *м*, $V_{sc} \approx 1{,}6 \cdot 10^{-3}$ *мм/год.*, $\alpha_0 \approx 0{,}3(\textit{цикл})^{-1}$, $\eta_2 \approx 1{,}2 \cdot 10^{-5}$ *м/с*, $R = 0{,}1$, $E = 2 \cdot 10^5$ *МПа*, $K_{fCC} = 101$ *МПа*$\sqrt{м}$, $K_{scc} = 11$ *МПа*$\sqrt{м}$.

Для числової реалізації даної задачі, співвідношення (34) запишемо через вказані вище геометричні й силові параметри, а також характеристики для Ст3пс

$$t_* = 16{,}875 \cdot 10^3 \cdot (1 - \varepsilon_0) - \frac{1{,}176 \cdot n}{1 - \varepsilon_0}\int_{\varepsilon_0}^{1}\frac{\varphi^4(\varepsilon_i)}{\left[1 - 0{,}234\varphi^2(\varepsilon_i)\right]}d\varepsilon_i. \qquad (35)$$

Будемо вважати, що за сезон штанга піддана m поштовхів від нерівностей поля, тобто n визначається

$$n = m \cdot k,\ t_* = t_1 \cdot k, \qquad (36)$$

де k – кількість сезонів експлуатації штанги; t_1 – тривалість одного сезону ($t_1 = 550$ *год*). Тоді залишкову довговічність штанги в одиницях сезонів з урахуванням маневрового режиму експлуатації знайдемо за формулою

$$k = 16{,}875 \cdot 10^3(1-\varepsilon_0)^2\left[t_1(1-\varepsilon_0) + 1{,}176 \cdot m\int_{\varepsilon_0}^{1}\frac{\varphi^4(\varepsilon)}{\left[1 - 0{,}234\varphi^2(\varepsilon)\right]}d\varepsilon\right]^{-1} \ (\textit{сезони}),\ (0{,}2 \le \varepsilon_0 < 1). \qquad (37)$$

На основі співвідношення (37) на рис. 13 побудовано залежності залишкової довговічності k від безрозмірного значення ε_0 початкового розміру тріщини: крива

1 – стаціонарний режим експлуатації, криві 2-4 – маневровий при різних значеннях поштовхів m.

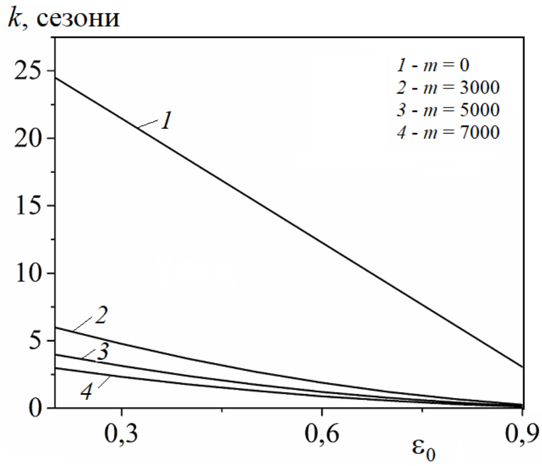


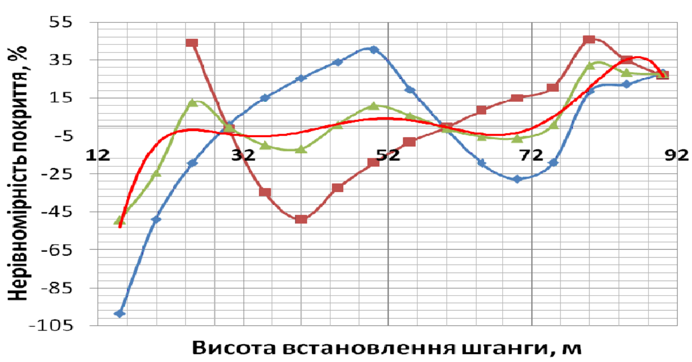
Рисунок 13 – Залежність $k \sim \varepsilon_0$ для різних значень m

Як випливає з рис. 13, залишковий ресурс штанги навіть закріпленої через гасники коливань може бути дуже пониженим, якщо є контакт з корозійно-агресивним середовищем і значно нерівною поверхнею поля. Це свідчить про те, що уникнути повного чи часткового пошкодження й руйнування елементів штанги чисто конструктивними діями є недостатньо. Тому в кожному конкретному випадку треба проводити прогноз залишкового ресурсу штанги з урахуванням умов її експлуатації.

У шостому розділі виконано дослідження, що стосуються визначення нерівномірності внесення робочого препарату на ефективну оброблювану площу розпилюючими пристроями залежно від висоти розміщення штанги над об’єктом обробки та її положенням у горизонтальній площині.

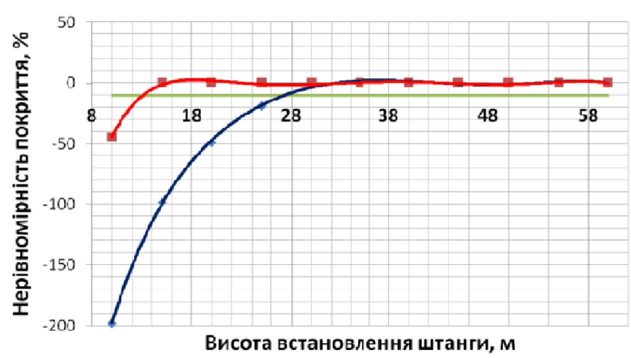
З метою підвищення стабілізації штанги розроблено нову конструкцію підвіски, складено динамічну модель її роботи на різних режимах навантаження обприскувача, зокрема при маневровому режимі, зроблено порівняльний аналіз ефективності її роботи з аналогами. Проведено дослідження можливості виникнення резонансних режимів та охарактеризовано віброізоляційні властивості даної підвіски.

На основі технічної теорії згинальних коливань призматичних стержнів побудовано модель для аналітичного дослідження згинальних коливань секцій штанги у поперечно-вертикальній площині з урахуванням особливостей конструкції розробленої підвіски штанги обприскувача. Аналіз напружено-деформованого стану штанги виконано у програмі APM Structure 3D.



♦ – по осі рядка; ■ – рядок розміщений по центру між розпилювачами; ▲ – середнє значення; суцільна лінія – апроксимуюча крива

Рисунок 14 – Графічні залежності нерівномірності покриття при міжрядному обробітку



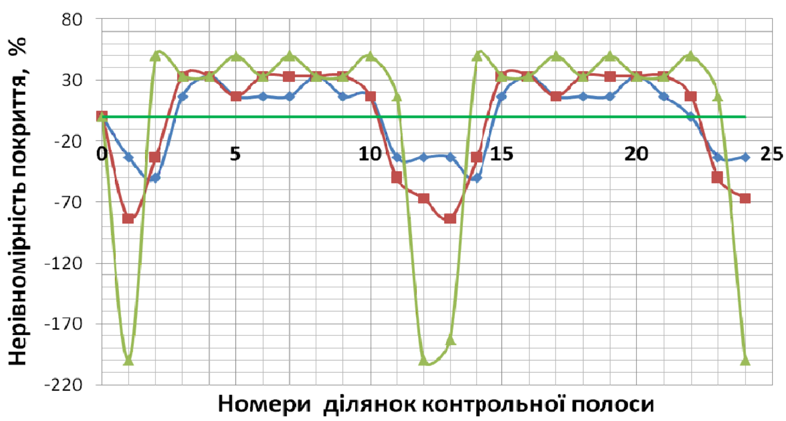
■ – розпилювачі з кутом розпилу $\alpha_ф = 120^0$; ♦ – $\alpha_ф = 80^0$

Рисунок 15 – Графічні залежності нерівномірності покриття при суцільному внесенні

Дослідженнями зміни положення штанги за її коливань у вертикальній площині встановлено залежності нерівномірності покриття ефективної площі обробки обприскувачами з кроком розпилювачів на штанзі $b_p = 0{,}5$ *м*: рис. 14 – при обробці просапної культури, рис. 15 – при суцільному внесенні робочого препарату.

За аналізом рис. 14: залежно від того, де буде проходити розпилювач по відношенню до осі рядка, спостерігається значна нерівномірність покриття – від перевищення норми до значного недоливу. Разом з тим є оптимальні значення висоти розміщення штанги $h_ш$, за якої спостерігали добре покриття ефективної площі рядка при будь-якому положенні розпилювача відносно осі рядка, наприклад для щілинних розпилювачів при $\alpha_ф = 80^0$ та обприскуванні просапної культури з міжряддям 0,45 *м* і шириною ефективної площі обробки 0,15 *м*: $h_{ш\,min} = 0{,}3\,м \pm 0{,}02\,м$, $h_ш = 0{,}6\,м \pm 0{,}045\,м$. На основі цього отримано ряд розрахункових даних та аналітичних залежностей, які описують усереднене значення нерівномірності покриття робочим препаратом ефективної площі.

При суцільному внесенні робочого препарату розподіл по поверхні обробки може бути значно рівномірнішим. Як бачимо з наведених графічних залежностей (рис. 15), для розпилювачів з кутом розпилу $\alpha_ф = 120^0$ нульова нерівномірність виникає вже при відстані штанги над об'єктом обробки – 0,15 *м*. Проте відстань 0,1 *м* дає нерівномірність розподілу -44 %, тобто перевищення заданої норми на даний відсоток. Аналогічно отримано дані для розпилювачів з кутом розпилу $\alpha_ф = 80^0$: норма настає при відстані 0,3 *м*, але при 0,25 *м* нерівномірність становить -19,2 %. Подальше збільшення висоти, від вказаних критичних точок, сприяє рівномірному розподілу робочого препарату за шириною штанги, не враховуючи інших чинників, що впливають на рівномірність: знос вітром, випаровування тощо.



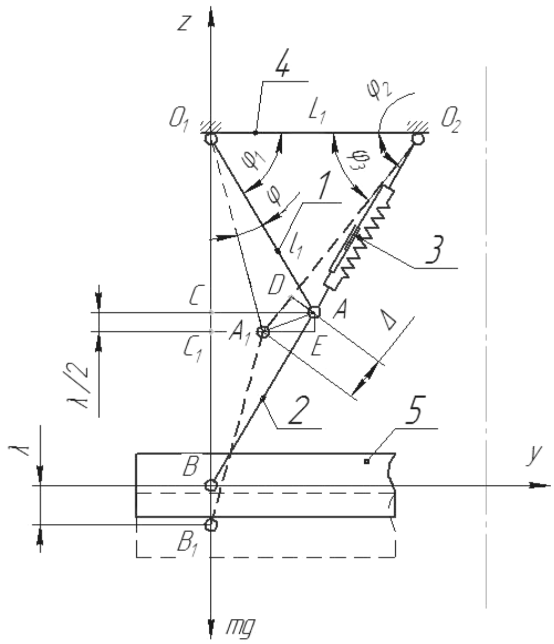
перерізи: ♦ – 5 *м*; ■ – 8 *м*; ▲ – 12 *м*

Рисунок 16 – Нерівномірність покриття ділянок контрольних полос при горизонтальних коливаннях штанги

Отже, отримано раціональні висоти встановлення штанг над об'єктом обробки та допустимі амплітуди їх коливань без порушення норми виливу робочого препарату.

Нерівномірність внесення робочого препарату визначено й для можливих горизонтальних коливань штанги (рис. 16). Подано відносні значення нерівномірності покриття (%) для контрольних полос, які вибрані в перерізах штанги на відстанях 5 *м*, 8 *м*, 12 *м* від осі обертання (закріплення) секції. Додатні значення вказують на нерівномірність покриття недоливом, від'ємні значення – перелив. Аналізуючи отриманий результат для даного локального режиму роботи штанги, бачимо, що нерівномірність складає в окремих перерізах 200 %, тобто рослини отримують потрійну норму робочого препарату. Це негативно впливає на їх розвиток. Аналогічно спостерігається й факт недоливу хімічного препарату 30-50 %.

З метою зменшення коливань штанги розроблено та запатентовано нову конструкцію підвіски, розрахункову схему якої показано на рис. 17. Виконано кінематичний аналіз та побудовано динамічну модель роботи. Переміщення навісної штанги на такій навісці становитиме



1, 2 – ланки маятника; 3 – пружно-демпфуючий елемент (ПДЕ);
4 – ланка – рухома рамка кріплення підвіски; 5 – штанга
Рисунок 17 – Симетрична половина розрахункової схеми підвіски штанги обприскувача

$$\lambda(\varphi) = 2\sqrt{\begin{gathered}\Delta(\varphi)^2 + 2R_0^2(1-\cos(\varphi_2-\varphi_3)- \\ -2\Delta(\varphi)R_0\sqrt{2(1-\cos(\varphi_2-\varphi_3))}\times \\ \times\cos\alpha - \left(l_1\cdot(\cos\varphi_1-\cos\varphi)\right)^2,\end{gathered}} \quad (38)$$

де φ – незалежна кутова координата; φ_2, φ_3 – як функції від φ; R_0 – установочна довжина ПДЕ; довжини ланок – відповідно до рис. 17.

Особливістю конструкції є те, що завдяки використанню двоплечої маятникової підвіски забезпечується більший хід (деформація) для ПДЕ у порівнянні з фактичним переміщенням навісної штанги. Для прийнятих конструктивних розмірів підвіски максимальна різниця отриманих переміщень сягає 36%. Отриманий результат використано як передумову стабілізації навісної штанги широкозахватного обприскувача.

Наступним етапом дослідження є побудова динамічної моделі роботи підвіски.

На основі прийнятих законів руху обприскувача, що викликають кінематичне збурення маси штанги, закріпленої на її підвісці (рис. 17), запишемо диференціальні рівняння руху у вертикальній та поперечно-вертикальній площинах з метою оцінювання здатності підвіски гасити такі коливання:

$$\begin{gathered} m_ш \ddot{z}_ш + 2c\left[\left(z_ш - z_p\sin(\omega t)\right)\begin{pmatrix} az_p^2\sin(\omega t)^2 - 2az_p z_ш\sin(\omega t) - \\ -bz_p\sin(\omega t) + az_ш^{\,2} + bz_ш + f \end{pmatrix}\right] + \\ + 2\mu\left[\begin{gathered}\left[\dot{z}_ш + \omega z_p\left(2\sin\left(\frac{\omega t}{2}\right)^2 - 1\right)\right]\times \\ \times\begin{pmatrix} 3az_p^2\sin(\omega t)^2 - 6az_p z_ш\sin(\omega t) - \\ -2bz_p\sin(\omega t) + 3az_ш^2 + 2bz_ш + f \end{pmatrix}\end{gathered}\right] = 0; \end{gathered} \quad (39)$$

$$\begin{gathered} I_ш\ddot{\varphi}_ш + 2cd\left[\begin{gathered} d\left(\varphi_ш - \psi_p\cos(\omega t)\right)\times \\ \times\begin{pmatrix} ad^2\psi_p^2\cos(\omega t)^2 - 2ad^2\psi_p\varphi_ш\cos(\omega t) + ad^2\varphi_ш^2 - \\ -bd\psi_p\cos(\omega t) + bd\varphi_ш + f \end{pmatrix}\end{gathered}\right] + \\ + 2\mu d\cdot\left[d\left(\dot{\varphi}_ш + \omega\psi_p\sin(\omega t)\right)\left[\begin{gathered} 6a\left(2\sin\left(\frac{\omega t}{2}\right)^2 - 1\right)d^2\psi_p\varphi_ш - \\ -3a\left(\sin(\omega t)^2 - 1\right)d^2\psi_p^2 + 3ad^2\varphi_ш^2 + \\ +2b\left(2\sin\left(\frac{\omega t}{2}\right)^2 - 1\right)d\psi_p + 2bd\varphi_ш + f \end{gathered}\right]\right] = 0, \end{gathered} \quad (40)$$

де $m_ш$ – маса штанги; $I_ш$ – момент інерції штанги в поперечно-вертикальній площині; $z_ш$ – вертикальне переміщення штанги; $\varphi_ш$ – кутове переміщення штанги у поперечно-вертикальній площині; c – коефіцієнт жорсткості пружних елементів ПДЕ; μ – коефіцієнт в'язкого опору ПДЕ; c – відстань від центра ваги зосередженої маси штанги на підвісці до шарніра її підвісу; a, b, f – коефіцієнти поліноміальної функції узгодження у вигляді

$$\Delta_z = az_ш^3 + bz_ш^2 + fz_ш, \tag{41}$$

де Δ_z – переміщення в ПДЕ від фактичного переміщення штанги $z_ш$.

Розв'язок диференціальних рівнянь виконано чисельним методом у пакеті прикладних програм Mathcad. За аналізом розв'язків встановлено, що для даного режиму переміщення обприскувача на першій секунді руху перешкодами відносне переміщення маси штанги на підвісці не перевищує 0,011 *м*. Далі таке переміщення в межах 0,005 *м*, що цілком допустимо для вертикальних коливань штанги без порушення норми виливу робочого препарату на оброблювану поверхню.

Варто зазначити, що закони руху обприскувача польовими перешкодами моделювали таким чином, щоб перевірити роботоздатність підвіски за досить жорсткого експлуатаційного режиму. Наприклад, рама обприскувача збуджує максимальні кутові коливання 0,052 *рад* з частотою 1 *Гц*, а маса штанги на підвісці максимально відхиляється на кут 0,015 *рад* при перших 5 *с* руху обприскувача польовими нерівностями, а далі ця амплітуда ще зменшується до 0,011 *рад*. Отже, виникає 3,5- та надалі 4,7-кратне поглинання підвіскою кутових коливань. Взявши максимальне кутове переміщення штанги, то для її крайньої точки лінійне переміщення становитиме 0,175 *м*, а надалі – 0,129 *м*. Крім того, частота коливань основної гармоніки штанги зменшується у 5 разів і становить 0,2 *Гц*.

Аналізуючи віброізоляційні властивості базової (один двоплечий маятник) і розробленої підвісок, за відношеннями прискорень, які виникають на усталеному режимі роботи, встановлено, що нова підвіска має віброізоляційні характеристики приблизно в 3,1 раза кращі, ніж базова конструкція.

Не менш важливим є перевірка роботи підвіски штанги у більш високочастотному діапазоні. Відомо, що сучасні обприскувачі можуть працювати при робочих швидкостях до 20 *км/год*. Моделюємо такий режим роботи: чистий пар (староорне поле) обробляється гербіцидом суцільної дії; поверхня поля – гребінчаста, висота гребенів 0,05 *м*, довжина гребеня в основі – 0,35 *м*; обприскувач рухається зі швидкістю 19,8 *км/год*. За таких умов частота збурюючої сили буде складати 7,9 *Гц*. Описаний режим навантаження підвіски штанги досить критичний, але метою є перевірити здатність підвіскою гасити коливання в цьому частотному діапазоні.

За результатами чисельного розв'язку рівнянь (39) та (40) є переміщення маси штанги, які не перевищують 0,015 *м* при загальному збуренні коливань амплітудою 0,05 *м*. Даний приклад свідчить про відмінні віброізоляційні параметри розробленої підвіски штанги.

В роботі виконано також окремі дослідження, що стосуються виникнення резонансного режиму при коливаннях маси штанги на розробленій підвісці. Встановлено: для низькочастотного режиму збурення коливань: власна частота – $\omega_0 = 11{,}7$ *Гц*, циклічна частота вимушуючої сили – $\omega_I = 6{,}3$ *Гц*; для високочастотного режиму збурення коливань, відповідно $\omega_0 = 11{,}7$ *Гц*; $\omega_{II} = 49{,}4$ *Гц*. Частоти значно відрізняються, резонанс неможливий.

Найбільш близьким до умовного резонансу буде режим руху обприскувача в низькочастотному діапазоні, коли $v_м = 9{,}6$ *км/год* (2,667 *м/с*); параметри польових нерівностей $a_p = 0{,}718$ *м*, $z_p = 0{,}05$ *м*. Тоді відносне переміщення штанги зросте до 0,07 *м*, прискорення – до 17,5 *м/с*^{2}. Параметри кутових коливань штанги незмінні. Умовний резонанс при високошвидкісному режимі обприскування $v_м = 19{,}8$ *км/год* (5,5 *м/с*); параметри польових нерівностей $a_p = 1{,}48$ *м*, $z_p = 0{,}05$ *м*. Тоді відносне переміщення маси штанги та виникаюче прискорення залишаться на тому самому рівні, а кутові коливання штанги зростатимуть до критичних значень. Вже на 5-й секунді руху обприскувача відбудеться співударяння штанги об поверхню поля і, як наслідок, механічне руйнування каркасів секцій.

Для маневрового режиму записано аналітичну залежність моделювання вертикального переміщення обприскувача при русі польовими нерівностями

$$z_{vm} = \frac{a_m \sin(\omega_p t)}{m_a + \sin(T_p t)}, \tag{42}$$

де a_m – масштабний коефіцієнт загальної амплітуди; ω_p – циклічна частота; m_a – коефіцієнт, що визначає співвідношення між великими та малими амплітудами збурень; T_p – коефіцієнт періодичності процесу.

Для аналізу роботоздатності підвіски в модель закладено амплітуди малих збурень до 0,028 *м*, великих – до 0,24 *м*. Частота збурень у межах 1 *Гц*.

Таким самим чином моделюємо й кутові збурення, які опишемо залежністю

$$\psi_m = \frac{a_{m\psi} \cos(\omega_p t + \beta_\psi)}{m_{a\psi} - \cos(T_p t + \beta_\psi)}, \tag{43}$$

де $a_{m\psi}$ – масштабний коефіцієнт загальної амплітуди кутових коливань; $m_{a\psi}$ – коефіцієнт, що визначає співвідношення між великими та малими амплітудами кутових збурень; β_ψ – зсув фаз.

Динамічний процес коливань маси штанги при маневровому навантаженні опишемо такими диференціальними рівняннями руху:

$$m_ш \ddot{z}_ш + 2c\left(\begin{array}{l} fz_ш + az_ш^3 + bz_ш^2 - \dfrac{a \cdot a_m^3 \sin(\omega_p t)^3}{a_m^3 + 3m_a^2 \sin(T_p t) + 3m_a \sin(T_p t)^2 + \sin(T_p t)^3} + \\ + \dfrac{a_m^2 b \sin(\omega_p t)^2}{m_a^2 + 2m_a \sin(T_p t) + \sin(T_p t)^2} - \dfrac{a_m f \sin(\omega_p t)}{m_a \sin(T_p t)} + \\ + \dfrac{3a \cdot a_m^2 z_ш \sin(\omega_p t)^2}{m_a^2 2m_a \sin(T_p t) + \sin(T_p t)^2} - \dfrac{2a_m b z_ш \sin(\omega_p t)}{m_a \sin(T_p t)} - \\ - \dfrac{3a \cdot a_m z_ш^2 \sin(\omega_p t)}{m_a \sin(T_p t)} \end{array}\right) + 2\mu \times$$

$$\times\left[\begin{array}{l} f\left[\dot{z}_ш-\dfrac{a_m\omega_p\cos(\omega_p t)}{m_a+\sin(T_p t)}+\dfrac{T_p a_m\cos(T_p t)\sin(\omega_p t)}{(m_a+\sin(T_p t))^2}\right]+\\ +2b\left(z_ш-\dfrac{a_m\sin(\omega_p t)}{m_a+\sin(T_p t)}\right)\left[\dot{z}_ш-\dfrac{a_m\omega_p\cos(\omega_p t)}{m_a+\sin(T_p t)}+\dfrac{T_p a_m\cos(T_p t)\sin(\omega_p t)}{(m_a+\sin(T_p t))^2}\right]+\\ +3a\cdot\left(z_ш-\dfrac{a_m\sin(\omega_p t)}{m_a+\sin(T_p t)}\right)^2\left[\dot{z}_ш-\dfrac{a_m\omega_p\cos(\omega_p t)}{m_a+\sin(T_p t)}+\dfrac{T_p a_m\cos(T_p t)\sin(\omega_p t)}{(m_a+\sin(T_p t))^2}\right]\end{array}\right]=0; \qquad (44)$$

$$I_ш\ddot{\varphi}_ш+\frac{2cd}{\left(2\sin\left(\dfrac{\beta_\psi}{2}+\dfrac{T_p t}{2}\right)^2+m_{a\psi}-1\right)^3}\times$$

$$\times\left[\begin{array}{l} d\left[m_{a\psi}\varphi_ш+a_{m\psi}\left(2\sin\left(\dfrac{\beta_\psi}{2}+\dfrac{\omega_p t}{2}\right)^2-1\right)+\varphi_ш\left(2\sin\left(\dfrac{\beta_\psi}{2}+\dfrac{T_p t}{2}\right)^2-1\right)\right]\times\\ \times\left[a\left(\dfrac{\cos(2\beta_\psi+2\omega_p t)}{2}+\dfrac{1}{2}\right)d^2a_{m\psi}^2-2a\cdot\right]\times\\ \times\cos(\beta_\psi+t\omega_p)d^2a_{m\psi}m_{a\psi}\varphi_ш+2a\cos(\beta_\psi+T_p t)\cos(\beta_\psi+\omega_p t)d^2a_{m\psi}\varphi_ш+\\ +ad^2m_{a\psi}^2\varphi_ш^2-2a\cos(\beta_\psi+T_p t)d^2m_{a\psi}\varphi_ш^2+\\ +a\left(\dfrac{\cos(2\beta_\psi+2T_p t)}{2}+\dfrac{1}{2}\right)d^2\varphi_ш^2-b\cos(\beta_\psi+\omega_p t)da_{m\psi}m_{a\psi}+\\ +b\cos(\beta_\psi+T_p t)\cos(\beta_\psi+\omega_p t)da_{m\psi}+bdm_{a\psi}^2\varphi_ш-2b\cos(\beta_\psi+T_p t)\times\\ \times dm_{a\psi}\varphi_ш+b\cdot\left(\dfrac{\cos(2\beta_\psi+2T_p t)}{2}+\dfrac{1}{2}\right)d\varphi_ш+fm_{a\psi}^2-2f\cos(\beta_\psi+T_p t)m_{a\psi}+\\ +f\left(\dfrac{\cos(2\beta_\psi+2T_p t)}{2}+\dfrac{1}{2}\right)+f\left(\dfrac{\cos(2\beta_\psi+2T_p t)}{2}+\dfrac{1}{2}\right)\end{array}\right]+$$

$$+2\mu\cdot\left[\begin{array}{l} df\left[\dot{\varphi}_ш+\dfrac{\omega_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+\omega_p t)}{m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t)}+\dfrac{T_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+T_p t)\cos(\beta_\psi+\omega_p t)}{(m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t))^2}\right]+\\ +2bd^2\left(\varphi_ш-\dfrac{a_{m\psi}\cos(\beta_\psi+\omega_p t)}{m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t)}\right)\times\\ \times\left[\dot{\varphi}_ш+\dfrac{\omega_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+\omega_p t)}{m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t)}+\dfrac{T_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+T_p t)\cos(\beta_\psi+\omega_p t)}{(m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t))^2}\right]+\\ +3ad^3\left(\varphi_ш-\dfrac{a_{m\psi}\cos(\beta_\psi+\omega_p t)}{m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t)}\right)^2\times\\ \times\left[\dot{\varphi}_ш+\dfrac{\omega_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+\omega_p t)}{m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t)}+\dfrac{T_p a_{m\psi}\sin(\beta_\psi+T_p t)\cos(\beta_\psi+\omega_p t)}{(m_{a\psi}-\cos(\beta_\psi+T_p t))^2}\right]\end{array}\right]=0. \qquad (45)$$

Аналітичний розв'язок рівнянь (44) і (45) є складним та громіздким для інженерного застосування, тому його виконуємо чисельним методом.

Наприклад, за аналізом розв'язків бачимо, що навіть для таких складних умов експлуатації обприскувача підвіска відмінно гасить виникаючі коливання: відносне вертикальне переміщення маси штанги при «малих» збуреннях складає 0,013 *м*; «великих» – 0,079 *м*; для кутових збурень відповідно матимемо – 0,003 *рад* і 0,014 *рад*.

Для дослідження характеру прогинів секцій штанги за основу взято технічну теорію згинальних коливань призматичних стержнів. Штангу представлено у вигляді стержня змінного перерізу, який має центральну частину сталого перерізу та дві бокові секції змінного перерізу. Для вказаної схеми записано диференціальні рівняння руху, початкові та граничні умови. Чисельним розв'язком знайдено переміщення точок штанги у будь-якому її перерізі від збурення в даний момент часу.

Аналіз напружено-деформованого стану штанги виконано у програмі APM Structure 3D. Визначено найбільш напружені елементи каркасів штанги, встановлені перерізи є місцями монтажу тензообладнання для експериментальної перевірки.

У сьомому розділі описано програму, методики проведення експериментальних досліджень динамічних характеристик та напруженого стану штанг обприскувачів різних типів на натурних конструкціях. Також розроблено методику проведення напівнатурного експерименту дослідження аналогічних характеристик розробленої підвіски штанги в лабораторних умовах на експериментальному взірці підвіски та з використанням стендового обладнання, що імітує польові нерівності при русі обприскувача.

Експериментальні дослідження проводили поетапно з використанням наклеєних тензорезисторів на елементи металоконструкції обприскувача для виявлення напруженого стану, динамометрів – динамічних сил у зосереджених масах, п'єзоелектричних акселерометрів ДН-3-М1, ДН-4-М1 – прискорень та датчиків кутових швидкостей.

На першому етапі досліджень оцінено динаміку навантаження складових конструкції монтованого обприскувача ОШМ-600, зокрема його штанги. Визначено напруження в характерних перерізах штанги обприскувача, динамічні сили в зосереджених масах та прискорення в заданих точках, що дозволяє виявити вплив агрофону на збурення коливань штанги обприскувача. На краю такої штанги обчислено максимальні прискорення для режиму руху пасовищем за наявних перешкод: при швидкості руху 10 *км/год* – 69,5 *м/с*^{2}, а при швидкості 12 *км/год* – 75,8 *м/с*^{2}.

Наступним етапом була серія експериментальних досліджень, яку виконували на базовій конструкції причіпного обприскувача ОПШ-3524 виробництва ТДВ «Львіваграмашпроект» (рис. 1), для якого адаптована розроблена підвіска штанги. Місця монтажу тензометричного обладнання показано на рис. 18.

Рисунок 18 – Світлини підготовки та проведення польових експериментальних досліджень обприскувача ОПШ-3524

Рисунок 19 – Світлини підготовки та проведення експериментального дослідження динаміки навантаженості обприскувача ОПК-2000

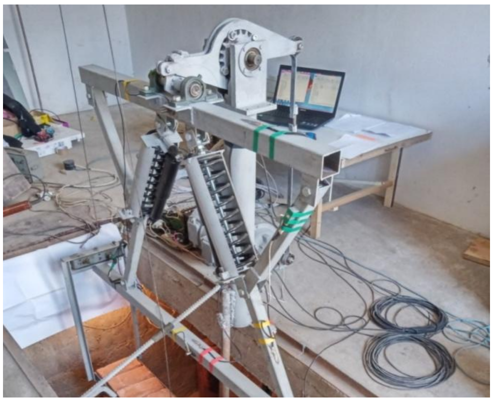
Результатом є отримання динамічних параметрів та НДС штанги. Як приклад, за напруженим станом верхньої труби центральної секції перерізом 60 *мм* × 60 *мм* × *3 мм* встановлено: процес проходить при частоті збурення коливань у межах 1-1,8 *Гц*; при русі обприскувача поверхнею вказаного поля зі швидкістю 12 *км/год* середні максимальні напруження зафіксовані в межах $80 \geq \sigma \geq 150$ *МПа*. Аналогічним чином в іншій серії експериментів отримано напруження в межах $90 \geq \sigma \geq 130$ *МПа* при русі агрегату зі швидкістю 10 *км/год*. Отримані результати є вихідними даними для виконання аналітичних розрахунків. Як було вказано в теоретичній частині, що напруження в каркасах секцій є наслідком коливань штанги на підвісці обприскувача. Тому здатність підвіски гасити коливання оцінимо коефіцієнтом віброізоляції, що визначається відношенням прискорення, яке збурюється рельєфом поля на рамі обприскувача (місця кріплення підвіски), до прискорення, яке фіксували в цій же площині, але на секції штанги обприскувача. Коефіцієнт віброізоляції для базової конструкції підвіски становить близько 1,07. Ефект досягається за рахунок зазорів у кінематичних парах ланок підвіски та за рахунок підпружинення опори кріплення регулювального троса висоти встановлення штанги.

Досліджено обприскувач ОПК-2000 виробництва фірми «Богуславська сільгосптехніка», рис. 19. Експериментальні дослідження проводили за програмою, аналогічною дослідженням обприскувача ОПШ-3524.

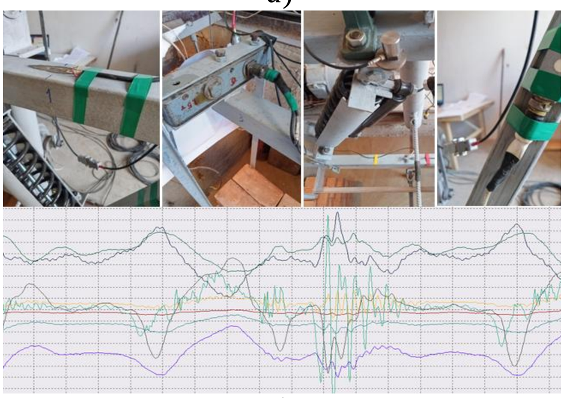
Виявлено, що при переїзді колесами обприскувача через перешкоду у вигляді невеликої колії (глибиною 5-6 *см*) практично відсутня пружна амортизація підвіски й отримане кінематичне збурення майже повністю передається секціям штанги. Як наслідок, у т.3 (рис. 19) на верхніх волокнах спостерігали напруження до 160 *МПа*. Для розглядуваної конструкції штанги досліджуваний переріз має значну концентрацію напружень, про що свідчать втомні тріщини на поверхні профільної труби. Встановлено коефіцієнт віброізоляції від вертикальних коливань – 1,1. Це додатково підтверджує недостатні амортизаційні властивості даної підвіски.

Отже, з наведеного експериментального порівняльного аналізу випливає, що представлені маятникові підвіски не здатні повною мірою гасити вертикальні коливання, а це при русі обприскувача спричиняє виникнення значних напружень у перерізах каркасів секцій штанги. Тому розроблено ефективнішу підвіску, експериментальний взірець якої було виготовлено за параметрами робочої підвіски штанги (24 *м*) обприскувача ОПШ-3524. Для перевірки її роботоздатності проведено напівнатурний експеримент із використанням стенда, що імітує польові нерівності заданої висоти та частоти появи (рис. 20).

На рис. 20, *а* показано підготовлену підвіску до проведення експериментальних досліджень. На ланки підвіски штанги наклеєні тензорезистори, встановлено динамометри, два акселерометри та датчик кутових швидкостей (рис 20, *б*). Набором вантажів у вантажній рамці встановлено задану вагу, що відповідатиме навісній штанзі обприскувача. Діапазон зміни маси складав від 55 *кг* до 550 *кг*. Найбільш відповідний діапазон для розглядуваної штанги шириною захвату 24 *м* – 325 *кг* – 415 *кг*.



а)



б)

а – загальний вигляд підготовленої підвіски до експерименту; *б* – фрагменти монтажу обладнання та цифрова осцилограма
Рисунок 20 – Лабораторні дослідження динамічних характеристик підвіски

Визначено віброізоляційні властивості розробленої підвіски. Для порівняння вибрано дані від акселерометрів, які встановлено на поперечині («рама обприскувача») та нижній балці («штанга»). Використовуючи методики проведення експерименту, побудовано повний факторний експеримент типу 3^3. Отримано низку результатів (рис. 20, *б*) за серіями повторюваних експериментів, які опрацьовано методами статистичного аналізу. Результатом є отримання рівняння регресії, на основі якого побудовано поверхні відгуку, що характеризують значення коефіцієнта віброізоляції.

Отримане рівняння регресії має вигляд

$$y(f, z_p, m_ш) = 1{,}862f - 5{,}369z_p + 55{,}644\cdot10^{-3}m_ш - 2{,}56fz_p + 1{,}2\cdot10^{-3}fm_ш + 2{,}49\cdot10^{-2}z_p m_ш - 0{,}604f^2 - 7{,}556\cdot10^{-5}m_ш^2 - 8{,}807. \quad (46)$$

За результатами проведеного дослідження встановлено залежності коефіцієнта віброізоляції як функції відгуку від параметрів системи (незалежних факторів): частоти кінематичного збурення коливань (f), амплітуди збурення коливань (z_p) та маси штанги ($m_ш$). Тут чітко прослідковується, що для найтиповіших нерівностей поля (0,05 *м*) зі збільшенням маси штанги та частоти збурення коливань віброзахисні властивості підвіски зростають. Коефіцієнт віброізоляції становив 3,15 у серії експериментів для варіанта підвіски та кінематичного збурення її коливань, аналогічних польовим умовам.

Проведено перевірку роботоздатності розробленої підвіски в польових умовах у складі конструкції штанги обприскувача ОПШ-3524 (рис. 21, *а*).

Високу ефективність розробленої підвіски підтверджено в експлуатаційних умовах: за маневрового навантаження обприскувача в даній серії експериментів отримано коефіцієнт віброізоляції, який дорівнює 3,06 (рис. 21, *б*); за аналізом НДС найбільш навантаженого елемента встановлено, що верхні волокна розглядуваної квадратної труби центральної секції напружені в межах $50 \le \sigma \le 90$ *МПа* (рис. 21, *в*).

Отже, можна підсумувати, що розбіжність значень коефіцієнтів віброізоляції

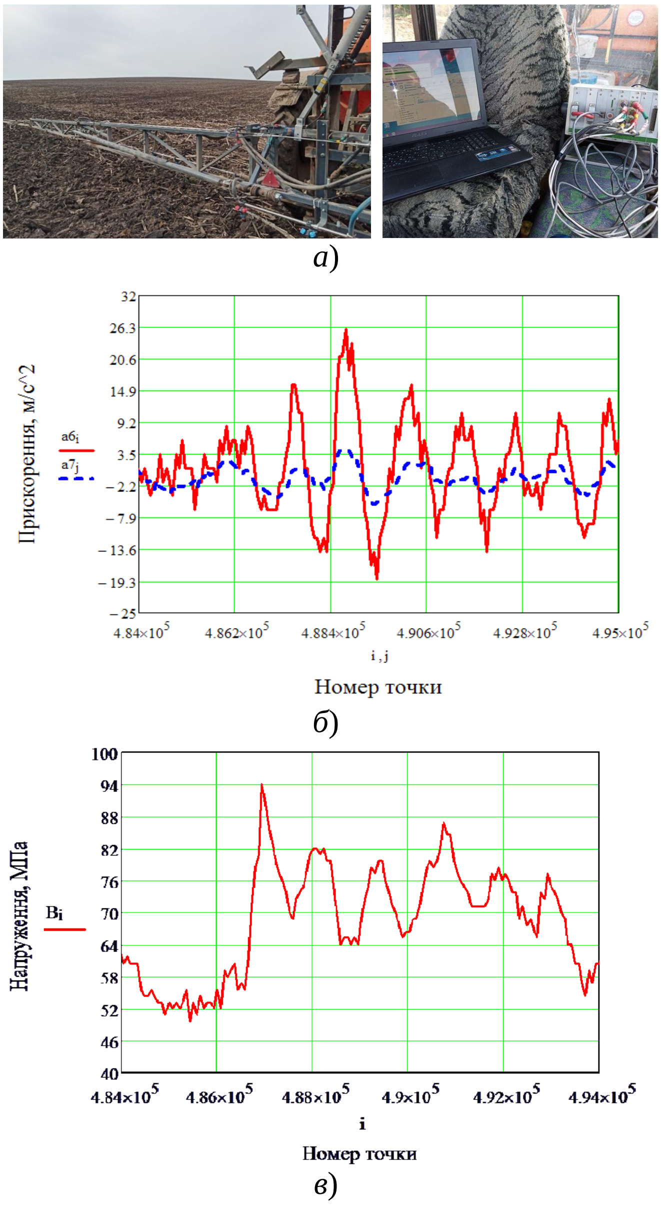


Рисунок 21 – Польові випробування та результати експерименту розробленої підвіски штанги

підвіски, що обчислені теоретично (3,1), за лабораторного експерименту (3,15), експерименту в польових умовах (3,06) становить до 3 %.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі після проведення комплексу теоретичних та експериментальних досліджень вирішено важливу науково-технічну проблему, яка полягає у розвитку теоретичних основ та побудові нових методів оцінювання й прогнозування ресурсу роботи металевих каркасів секцій штанг польових обприскувачів з урахуванням специфіки навантаження та дії корозійних середовищ для підвищення точності таких розрахунків при проектуванні нових та вдосконаленні існуючих конструкцій штанг обприскувачів з метою забезпечення необхідного ресурсу роботи, а також запобігання аварійних поломок при їх експлуатації.

В основу роботи покладено такі результати:

1. Встановлено, що на якість виконання технологічного процесу хімічного захисту рослин, а саме рівномірності розподілу робочого препарату за шириною ефективної площі обприскування, значний вплив мають коливання навісної штанги. Для кількісного оцінювання нерівномірності розподілу (норма ±10%) було розроблено методику та проведено числовий експеримент, з якого встановлено допустимі межі коливання штанги у вертикальній та горизонтальній площинах для різних варіантів обприскування. Наприклад, для щілинних розпилювачів при $\alpha_ф = 80^0$, $b_p = 0{,}5$ *м* та обприскуванні просапної культури з міжряддям 0,45 *м* і шириною ефективної площі обробки 0,15 *м* – $h_{ш\,\min} = 0{,}3\,м \pm 0{,}02\ м$, $h_ш = 0{,}6\,м \pm 0{,}045\ м$. Раціональна розрахункова висота становить $h_ш = 0{,}596\ м$.

2. Дослідженнями доведено, що недостатня стабілізація штанги підсилює ефект виникнення динамічних сил і, як наслідок, значних напружень у перерізах металокаркасу штанги, де розвиваються корозійно-втомні тріщини. Тому з метою виявлення впливу робочих середовищ на матеріал каркасу штанги встановлено, що найінтенсивніше сталь Ст3пс кородує в демінералізованій воді. Впродовж перших

24 *год* у насичених розчинах інсектициду Нурел Д, а також рідкого комплексного добрива КАС-32 швидкість менша приблизно на 23 % та 53 % відповідно. Подібні тенденції спостерігали і за тривалої експозиції: найшвидше сталь кородує у демінералізованій воді, менше – в інсектициді Нурел Д, а найповільніше – у середовищі рідкого комплексного добрива КАС-32, до складу якого входить інгібітор (сполуки фосфату амонію).

Результати імпендансних випробувань засвідчують якість та довговічність захисного фарбового покриття, нанесеного в умовах виробництва. Але внаслідок пошкодження його бар’єрні властивості перестають бути визначальним чинником захисної дії для стального каркасу штанги обприскувача.

3. Встановлено, що опір корозійно-втомному руйнуванню сталі Ст3пс у корозійних середовищах демінералізованої води та насичених розчинах інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32 порівняно з повітрям знижується: у демінералізованій воді умовна границя корозійної втоми знизилась у 1,4, а в насичених розчинах інсектициду Нурел Д та рідкого комплексного добрива КАС-32 у 1,8 та 6,4 раза відповідно.

Досліджені робочі середовища неоднозначно впливають на циклічну тріщиностійкість сталі Ст3пс порівняно з випробуваннями у повітрі. У розчині Нурел Д швидкість росту втомної тріщини підвищується, а в розчині КАС-32 – знижується порівняно з повітрям, що спричинено інгібувальними компонентами. Демінералізована вода неоднозначно впливає на діаграму циклічної тріщиностійкості сталі, зокрема виявлено характерне значення швидкості росту тріщини $da/dN \cong 2\cdot10^{-5}$ *мм/цикл*, нижче якого тріщиностійкість сталі вище, ніж у повітрі, а вище цього значення – знижується.

4. На основі фундаментальних положень сучасної теорії втоми матеріалів і відомого енергетичного підходу побудовано оригінальну розрахункову модель для визначення ресурсу елементів широкозахватних штанг польових обприскувачів зі сталі Ст3пс, які коливаються під час робочого процесу. Результатом реалізації моделі є отримання розрахункового значення ресурсу штанги при максимальних амплітудах циклічного згину її найбільш навантажених елементів. При цьому встановлено, що ресурс, в основному, визначається періодом зародження втомної тріщини, який є меншим від нормативного більше ніж у 2 рази.

З допомогою числового експерименту проведено дослідження росту малої поверхневої втомної тріщини в найбільш навантаженому елементі штанги за циклічного коливання. При цьому показано, що найбільший період росту втомної тріщини буде на ділянці, коли тріщина проходить наскрізь стінки цього елемента, тобто прямокутної труби. Цей період і можна вважати як визначальний, що може змінювати залишковий ресурс штанги залежно від початкового розміру дефекту.

5. За розробленим методом для визначення залишкового ресурсу штанги польового обприскувача при маневровому режимі навантаження встановлено, що такий режим для штанги обприскувача широкої розгортки (конкретних параметрів) зі сталі Ст3пс може зменшити її залишкову довговічність майже в 3 рази.

6. На основі деяких положень теорії корозійно-втомного руйнування, зокрема електрохімічної корозії, а також енергетичного підходу в механіці заповільненого руйнування елементів конструкцій, сформульовано розрахункову модель для визна-

чення ресурсу широкозахватної штанги польового обприскувача з урахуванням експлуатаційних силових і фізико-хімічних чинників (згинальні коливання штанги і дія корозійного середовища розчину інсектициду Нурел Д). При цьому ресурс штанги представлений як сума періодів зародження й докритичного росту тріщини в найслабшому елементі штанги. При заданих можливих експлуатаційних умовах знайдено ресурс штанги, який складає 836 *год* роботи, тобто біля 1,5 сезону. Порівняно з нормативним терміном служби обприскувачів 7 сезонів – це зовсім незадовільний ресурс, що свідчить про потребу усунення коливань штанги, її зміцнення й підвищення ресурсу.

7. За сформульованим методом розрахунку залишкового ресурсу широкозахватної штанги польового обприскувача при маневровому режимі навантаження й дії корозійного середовища розчину інсектициду Нурел Д, де за основу використано відомий раніше енергетичний підхід, при визначенні залишкового ресурсу широкозахватної штанги (24 *м*) із Ст3пс встановлено, що при експлуатації обприскувача в таких умовах відбувається зменшення залишкового ресурсу штанги майже у 5 разів.

8. Для розробленої та запатентованої підвіски штанги обприскувача побудовано динамічну модель її роботи, отримано розв’язки та проаналізовано їх. Встановлено, що віброізоляційні характеристики нової підвіски приблизно в 3,1 раза кращі, ніж базової конструкції. Для режиму руху обприскувача зі швидкістю 12 *км/год* та параметрами польових нерівностей $a_p = 1{,}66$ *м*, $z_p = 0{,}05$ *м* дана підвіска на усталеному режимі забезпечує відносне переміщення маси штанги в межах 0,005 *м*, не порушуючи допустимої амплітуди коливань при будь-якому обприскуванні. Кутова стабілізація: рама обприскувача збуджує максимальні кутові коливання 0,052 *рад* з частотою 1 *Гц*, а маса штанги на підвісці максимально відхиляється на кут 0,015 *рад* при перших 5 *с* руху обприскувача польовими нерівностями. Далі ця амплітуда стабілізується і зменшується до 0,011 *рад*, тобто відбувається 3,5- та надалі 4,7-кратне поглинання підвіскою кутових коливань. Дослідження можливості близькорезонансних коливань штанги вказують на їх відсутність при типових режимах експлуатації обприскувача та можливість виникнення при окремих специфічних рельєфних та швидкісних режимах руху.

9. Записано аналітичні залежності для моделювання кінематичного збурення вимушених вертикальних та кутових коливань маси штанги обприскувача за маневрового режиму його експлуатації. На їх основі побудовано динамічну модель коливань підвіски, отримано кінематичні параметри, які характеризують її ефективні віброізоляційні властивості. Наприклад, при заданому режимі навантаження «малі» амплітуди вертикальних збурень (кутових) – 0,0028 *м* (0,0083 *рад*), «великі» – 0,28 *м* (0,072 *рад*). Тоді відносне вертикальне переміщення маси штанги при «малих» збуреннях складає 0,013 *м*; «великих» – 0,079 *м*. Для кутових збурень відповідно матимемо: 0,003 *рад* і 0,014 *рад*.

10. На основі технічної теорії згинальних коливань призматичних стержнів побудовано модель для аналітичного дослідження згинальних коливань секцій штанги у поперечно-вертикальній площині з урахуванням особливостей конструкції розробленої підвіски штанги обприскувача, що дозволило визначити прогин штанги в будь-якому перерізі при дії навантаження, яке передається навіскою в даний момент

часу.

11. Враховуючи отримані вище фундаментальні результати корозійно-механічного руйнування металевих матеріалів і елементів конструкцій, розроблено метод розрахунку для визначення залишкового ресурсу конструктивно покращеної штанги, яка кріпиться через гасники коливань, де в результаті розрахунку показано, що навіть для відносно стабільного ходу штанги нерівності поля (поодинокі поштовхи) можуть також знизити її залишковий ресурс більше ніж у 4 рази. Як випливає із цих досліджень, єдиним у даному випадку засобом продовження ресурсу штанги може бути покращення корозійно-захисних покриттів для найбільш навантажених її елементів та ретельний контроль стану фарбових покриттів, а за необхідності їх відновлення, при міжсезонному технічному обслуговуванні обприскувачів.

12. За розробленими програмою та методикою експериментальних досліджень, на основі яких проведено польові експерименти для монтованого обприскувача ОШМ-600 та причіпних обприскувачів ОПШ-3524, ОПК-2000, отримано ряд експериментальних даних, у тому числі з використанням дослідного зразка підвіски. Результати характеризують динамічні навантаження та кінематичні параметри штанг, напружено-деформований стан каркасів штанг у небезпечних перерізах, віброізоляційні властивості підвісок. Наприклад, для вдосконаленої конструкції штанги обприскувача ОПШ-3524, яка успішно пройшла польові випробування на полях ПП «Вікнини», встановлено, що напруження в найбільш небезпечному перерізі знизилися з 130 *МПа* до 90 *МПа*. Після порівняльного аналізу встановлено, що розбіжність значень коефіцієнтів віброізоляції підвіски, що знайдені теоретично (3,10), під час лабораторного експерименту (3,15), експерименту в польових умовах (3,06) складає до 3 %. Тут чітко прослідковується, що зі збільшенням маси штанги та частоти збурення коливань для середньостатистичної величини вертикального збурення 0,05 *м* віброзахисні властивості підвіски зростають.

Отримані результати дисертаційного дослідження мають практичну цінність. Вони передані та використовуються в конструкторському бюро ТДВ «Львівагромашпроект» при проектуванні нових конструкцій обприскувачів та модернізації існуючих. Розроблені методики визначення ресурсу роботи металоконструкцій з урахуванням специфіки експлуатаційного навантаження передані й використовуються КБ ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ «Коломиясільмаш». Окремі запатентовані рішення та рекомендації щодо підвищення ефективності експлуатації обприскувачів застосовують в агрофірмах ПСАФ «Нічлава», ТОВ «Україна». Частково матеріали дисертації використовуються у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, які відображають основні наукові результати дисертації

1. Andreikiv O.E., Babii A.V., Dolinska I.Ya., and Matviiv Yu.Ya. Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Materials Science*. Vol. 56. No. 1, July, 2020. P. 112–118. **(Scopus, Web of Science**).

2. Andreikiv O.E., Babii A.V. & Dolinska, I.Ya. Influence of the Working Media and Maneuvering Loading Mode on the Service Life of Spraying Booms of Field Sprinklers. *Materials Science*. Vol. 56. December, 2020. P.166–173. (**Scopus, Web of Science)**.

3. Rybak T.I., Babii A.V., Bortnyk I.M., Ts'on G.B., and Konovalenko S.I. Evaluation of the service life of the frames of sections of boom field sprayers. *Materials Science*. Vol. 55. No. 3. November, 2019. P. 374–380. **(Scopus, Web of Science).**

4. Leshchak R.L., Babii A.V., Barna R.A., and Syrotyuk A.M. Corrosion resistance of steel of the frames of boom sprayers. *Materials Science*. Vol. 56. No. 3. November, 2020. P. 425–431. **(Scopus, Web of Science).**

5. Andreikiv O.E., Lysyk A.R., Shtayura N.S., and Babii A.V. Evaluation of the Residual Service Life of Thin-Walled Structural Elements with Short Corrosion-Fatigue Cracks. *Materials Science.* Vol. 53. No. 4. January, 2018. P. 514–521. **(Scopus, Web of Science)**.

6. Alexander Nanka, Ivan Morozov, Vladimir Morozov, Mykola Krekot, Anatolii Poliakov, Ivan Kiralhazi, Mykhailo Lohvynenko, Konstantin Sharai, Andriy Babiy, Mykola Stashkiv. Improving the efficiency of a sowing technology based on the improved structural parameters for colters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* Vol. 4. No. 1 (100) (2019) Engineering Technological Systems. P. 33 – 45. **(Scopus)**.

7. Babii A. Important aspects of the experimental research methodology. *Scientific Journal of TNTU.* Tern. : TNTU, 2020. Vol. 97. No. 1. P. 77–87. **(Фахове видання України)**.

8. Babii A. Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection. *Scientific Journal of TNTU.* Tern. : TNTU, 2020. Vol. 98. No. 2. P. 99–109. **(Фахове видання України)**.

9. Babii A. Parameters investigation for independent pendular suspension of sprayer boom. *Scientific Journal of TNTU.* Tern. : TNTU, 2019. Vol. 96. No. 4. P. 90–100. **(Фахове видання України)**.

10. Babii A., Babii M. Taking impact of oscillation amplitude of boom sprayers load-bearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU.* Tern. : TNTU, 2019. Vol. 95. No 3. P. 97–104. **(Фахове видання України)**.

11. Рибак Т., Бабій А., Попович П. Прогнозування ресурсу роботи мобільних сільськогосподарських машин на основі триєдиної моделі оптимального проектування. *Вісник ТНТУ.* Том 16, №3. Тернопіль, 2011. С. 76–85. **(Фахове видання України)**.

12. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* Kyiv. Ukraine, 2019. Vol. 10. No. 4. С. 51–55**. (Фахове видання України)**.

13. Рибак Т., Попович П., Бабій А., Ріпецький Є. Пошукове конструювання на сучасному розвитку експериментальних засобів та аналітичних досягнень – концептуальна триєдина модель. *Вісник ТНТУ*. Спецвипуск, частина 2. Тернопіль, 2011. С. 164–172. **(Фахове видання України).**

14. Полутренко М.С., Марущак П.О., Біщак Р.Т., Андрусяк У.Б., Бабій А.В. Діагностування поверхні корозійно пошкоджених сульфатредукувальними бактеріями сталей 20 та 17Г1С-У. *Фізико-хімічна механіка матеріалів,* 2020. № 5. С. 110–117. **(Фахове видання України)**.

15. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально-транспортуючих мобільних засобів. *Науковий журнал «Інженерія природокористуванн,* 2019. №3 (13) С. 87–91. **(Фахове видання України).**

16. Сиротюк А.М., Бабій А.В., Барна Р.А., Лещак Р.Л., Марущак П.О. Корозійно-втомна тріщиностійкість сталі каркаса штанги обприскувача. *Фізико-хімічна механіка матеріалі,* 2020. № 4. С. 30–35. (**Фахове видання України**).

17. Бабій А.В. Методика розрахунку напружено-деформівного стану обичайки бака обприскувача. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.г. машинобудуванні. *Вісник ХДТУСГ*. Вип. 46. Харків, 2006. С. 96–100. **(Фахове видання України)**.

18. Бабій А.В., Матвіїшин А.Й. Особливості деяких експлуатаційних характеристик причіпного обприскувача. Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технології лісового комплексу. *Вісник ХНТУСГ*. Вип. 94. Харків, 2010. С. 33–38. **(Фахове видання України)**.

19. Бабій А.В., Матвіїшин А.Й. Інженерна методика оцінки міцності циліндричних резервуарів сільськогосподарських машин. Проблеми технічної експлуатації машин. *Вісник ХНТУСГ*. Вип. 109. Харків, 2011. С. 139–145. **(Фахове видання України)**.

20. Бабій А.В., Матвіїшин А.Й., Семчишин С.Г. Дослідження динаміки причіпного обприскувача. Механізація сільськогосподарського виробництва. *Вісник ХНТУСГ*. Вип. 59. Том 1. Харків, 2007. С. 166–172. **(Фахове видання України).**

21. Попович П.В., Рибак Т.І., Бабій А.В., Ферендюк О.В. Установка для стендових випробувань на втомну міцність вузлів рамних металоконструкцій мобільних сільськогосподарських машин. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.г. машинобудуванні. *Вісник ХНТУСГ*. Вип. 76. Харків, 2009. С. 164–168. **(Фахове видання України)**.

22. Рибак Т.І., Бабій А.В., Матвіїшин А.Й. Новий пристрій для непрямого контролю за ростом тріщин в несучих системах мобільної техніки. Конструювання, виробництво та експлуатація с.г. машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 41, част. 1. Кіровоград КНТУ, 2011. С. 150–154. **(Фахове видання України).**

23. Рибак Т.І., Бабій А.В., Попович П.В. та ін. Дослідження впливу опор на міцність бака обприскувача. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Вип. 18. Луцьк, 2009. С. 404–417. **(Фахове видання України).**

24. Рибак Т.І., Матвіїшин А.Й., Бабій А.В., Костюк В.І. Математичне моделювання динамічних процесів причіпного обприскувача. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Вип. 15. Луцьк, 2007. С. 239–250. **(Фахове видання**

України).

25. Семчишин С.Г., Бабій А.В. Динамічне моделювання гідромеханічних систем навісних сільськогосподарських машин. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.г. машинобудуванні. *Вісник ХДТУСГ.* Вип. 69. Харків, 2008. С. 408–415. **(Фахове видання України).**

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

26. Бабій А., Лещак Р., Барна Р. Корозійна тривкість сталі рами штангових обприскувачів у рідинному середовищі агрохімікатів. Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів: спец. вип. журналу *„Фізико-хімічна механіка матеріалів”.* № 13. Львів : Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2020. С. 356–360.

27. Babiy A.V. Method of solving of shell theory limit tasks. *“Metalurgija”.* Vol. 51. (2012), br. 3, str. 430.

28. Popovich P.V., Stashkiv M.J., Babiy A.V., Ferendjuk O.V. Criterion estimation of elements of the reserved type of bearings frames. *“Metalurgija”.* Vol. 49. (2010), br. 3, str. 237.

29. Бабій А.В. Вибір критеріїв для досягнення оптимальних параметрів обприскувача. Матеріали XXI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, (16-17 травня 2019 р.), 2019. С. 8.

30. Бабій А.В. Визначення залишкового ресурсу штанг польових обприскувачів широкої розгортки. Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування. Праці VI Міжнародної науково-технічної конференції, (Тернопіль 24-27 вересня 2019 р.). Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. С. 145–148.

31. Бабій А.В. До питання підвищення продуктивності штангового обприскувача. Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку», присвячена 90-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України (7-8 листопада 2019 року). Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ, 2019. С. 30–32.

32. Бабій А.В. Дослідження впливу горизонтальних коливань штанги на рівномірність обприскування. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників, 16 червня 2020 р. Редкол. : Непочатенко О.О. (відп. ред.) та ін. Умань : ВПЦ «Візаві», 2020. С. 121–123.

33. Бабій А.В. Дослідження нерівномірності покриття при хімічному захисті рослин. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, (Тернопіль, 14–15 травня 2020 року). Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2020. С. 53–54.

34. Бабій А.В. Фактори, що впливають на ефективність процесу нанесення робочого препарату при хімічному захисті рослин. Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XX Міжнародної наукової конференції, присвяченої 119-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка, 17-19 жовтня, 2019 р., м. Миколаїв. Міністерство освіти і науки України. Миколаївський націона-

льний аграрний університет. Миколаїв : МНАУ, 2019. С. 77–79.

35. Бабій А.В., Бабій М.В. Розробка пристрою для непрямого дослідження росту тріщин в несучих системах мобільної техніки. Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство (ТМІЕТ – 2017): зб. тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції, (Херсон, 21–22 вересня. 2017). М-во освіти і науки України. Херсонська державна морська академія [та ін.]. Херсон : ХДМА, 2017. С. 11–13.

36. Попович П.В., Бабий А.В. Особенности проектирования базовых конструкций сельскохозяйственных машин с позиций прогнозирования надежности. Инновационные технологии в производстве и переработке сельскохозяйственной продукции: доклады Международной научно-практической конференции. Минск, 14–15 апреля 2011 г. Под общ. ред. В.Б. Ловкиса, А.А. Бренча, В.М. Позднякова. В 2 ч. Ч. 1. Минск : БГАТУ, 2011. С. 137–140.

37. Рибак Т., Матвіїшин А., Бабій А. Аналітико-експериментальні дослідження роботоздатності елементів конструкції малогабаритного обприскувача. Зб. тез доповідей десятої наукової конференції ТДТУ. Тернопіль, 2006. С. 94.

38. Рибак Т.І., Матвіїшин А.Й., Бабій А.В. Вплив випадкової перешкоди на елементи причіпного обприскувача. Зб. тез доповідей одинадцятої наукової конференції ТДТУ. Тернопіль, 2007. С. 101.

Публікації, які додатково відображають результати дисертації

39. Бабій А.В., Андрейків О.Є. Підвіска штанги обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 1436292 A01M 7/00 (2020.01); заявл. 27.01.2020 u2020 00463, опубл. 10.08.2020, бюл. № 15.

40. Бабій А.В., Бабій М.В., Вічко О.І. Пристрій для визначення кількості та рівномірності розпилення продукту робочим органом штангового обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 141105 B05B 3/00, B05B 12/00, G01F 3/36 (2006.01); заявл. 16.07.2019, u201908385, опубл. 25.03.2020, бюл. № 6/2020.

41. Бабій А.В., Бортник І.М., Сташків М.Я., Олексюк В.П. Штанга обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 137527 A01M11/00, A01M7/00; заявл. 15.04.2019, u201903846; опубл. 25.10.2019, бюл. № 20.

42. Рибак Т.І., Бабій А.В., Сташків М.Я., Паламарчук П.В., Бортник І.М. Стенд для дослідження механічної системи привода. Деклараційний патент на корисну модель 123736 G01M 13/00; заявл. 11.08.2017, опубл. 12.03.2018, бюл. № 5.

43. Бабій А.В., Рибак Т.І., Попович П.В., Господарський Я.Я., Сікорський С.П. Механізм зміни ширини колії. Деклараційний патент на корисну модель 73090 A01B 51/00; заявл. 01.03.2012, опубл. 10.09.2012, бюл. № 17.

44. Бабій А.В., Рибак Т.І., Попович П.В., Довбуш Т.А. Пристрій для визначення кута закручування рами мобільної машини. Деклараційний патент на корисну модель 63398 G01L 1/00; заявл. 02.03.2011, опубл. 10.10.2011, бюл. № 19.

45. Бабій А. В., Рибак Т.І., Попович П.В. Поворотно-фіксуючий механізм штанги обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 59390 A01M 7/00 A01M 11/00; заявл. 17.11.2010 U201013645, опубл. 10.05.2011, бюл. № 9.

46. Рибак Т., Бабій А., Ріпецький Є. Триєдина модель пошукового конструювання сільськогосподарських машин. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №33031. Дата реєстрації 29.04.2010 р.

47. Рибак Т.І., Бабій А.В. Підгурський М.І., Матвіїшин А.Й., Зарічний І.Ф. Динамометр. Деклараційний патент на корисну модель 17326 G01L 1/04, G01L 1/22; заявл. 06.04.2006, опубл. 15.09.2006, бюл. № 9.

48. Рибак Т.І., Бабій А.В., Сухорольський М.А. Опора-ложемент бака обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 14193 A01M7/00, 11/00; заявл. 20.09.2005, опубл. 15.05.2006, бюл. № 5.

49. Рибак Т.І., Бабій А.В., Попович П.В., Сташків М.Я. Установка для дослідження зразків на чистий згин. Деклараційний патент на корисну модель 52082 G01V 1/00; заявл. 26.02.2010, опубл. 10.08.2010, бюл. № 15.

50. Рибак Т.І., Костюк В.І., Паламарчук П.В., Бабій А.В., Матвіїшин А.Й. Моментомір. Деклараційний патент на корисну модель 31564 G01L 5/24; заявл. 24.12. 2007, опубл. 10.04.2008, бюл. № 7.

51. Рибак Т.І., Паламарчук П.В., Бабій А.В., Сташків М.Я., Матвіїшин А.Й., Попович П.В. Рама причіпного вентиляторного обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 48663 A01M 7/00; заявл. 27.10.2009, опубл. 25.03.2010, бюл. № 6.

АНОТАЦІЯ

Бабій А.В. **Методи розрахунку ресурсу і вдосконалення конструкцій широкозахватних штанг сільськогосподарських обприскувачів.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя МОН України, м. Тернопіль, 2021.

У дисертаційній роботі отримано якісно нові експериментальні та теоретичні підходи щодо методів розрахунку ресурсу штанг широкозахватних сільськогосподарських обприскувачів з урахуванням експлуатаційних силових і фізико-хімічних факторів. Встановлено механізми корозійного руйнування металу каркасу секції штанги обприскувача в середовищах насичених розчинів інсектициду Нурел Д і рідкого комплексного добрива КАС-32. Проведено дослідження та оцінено вплив цих середовищ на втомну та корозійно-втомну довговічність сталі Ст3пс каркасу секції штанги, а також на характеристики її тріщиностійкості за циклічного навантаження. Побудовано розрахункову модель для визначення ресурсу роботи елементів штанг обприскувачів при циклічних експлуатаційних навантаженнях. Сформульовано метод розрахунку залишкового ресурсу штанги обприскувача за маневрового режиму навантаження на основі відомого енергетичного підходу. Запропоновано оригінальну розрахункову модель для визначення ресурсу роботи штанги при поєднанні впливу експлуатаційних силових і фізико-хімічних факторів. Сформульовано метод розрахунку залишкового ресурсу штанги при навантаженні металоконструкції за схемою маневрового режиму та врахуванні механізму дії корозійного середовища

розчину інсектициду Нурел Д. Розроблено нову конструкцію підвіски штанги, яка підвищує її стабілізаційні властивості при збуренні коливань різними агрофонами, для якої побудовано оригінальні динамічні моделі її роботи. Матеріали теоретичних основ, методики розрахунків та проведення експериментальних досліджень передані та використовуються конструкторськими бюро машинобудівних заводів.

Ключові слова: хімічний захист, обприскувач, штанга, підвіска, ресурс роботи, корозійне середовище, маневровий режим навантаження, втомна тріщина, корозійно-втомне руйнування.

ABSTRACT

Babii A.V. **Durability calculation methods and improvement of agricultural sprayers broadcast booms design.** – Qualification scientific paper as a manuscript copyright.

Doctor of Science thesis in Engineering Sciences on specialism 05.05.11 – machines and mechanical equipment of agricultural production. – Ternopil I.Puluj National Technical University of MES of Ukraine, Ternopil, 2021.

Completely new experimental and theoretical approaches to the durability calculation methods of the broadcast booms of agricultural spraying machines taking into account operational and physical-chemical factors have been obtained in the thesis under discussion. Some mechanisms of metal corrosion failure of the sprayer boom section frame in the saturated insecticide Nurelle D solutions and liquid complex fertilizer UN-32 media have been determined. The most intensive corrosion of the steel Ст3пс has been found to occur in the demineralized water. During the first 24 hours the velocity in the saturated solutions of insecticide Nurelle D and also liquid complex fertilizer UN-32 is approximately 23 and 53% lower respectively. The similar tendencies have been observed under long-term exposition conditions as well: the highest speed of steel corrosion was observed in the demineralized water, lower speed was observed in insecticide Nurelle D, and the lowest – in the liquid complex fertilizer UN-32 medium whose composition includes an inhibitor (compounds of ammonia phosphate).

The necessary studies have been carried out and the influence of these media on both the fatigue and corrosion-fatigue durability of steel Ст3пс of the boom section frame and on the characteristics of its crack resistance under cyclic loading conditions as well has been estimated. It has been found that corrosion-fatigue resistance of steel Ст3пс in the corrosion media of demineralized water and in the saturated solutions of insecticide Nurelle D and liquid complex fertilizer UN-32 is being decreased in comparison with the air: the conventional border of corrosion fatigue was 1,4 times lower in the demineralized water, and in the saturated solutions of insecticide Nurelle D and liquid complex fertilizer UN-32 was 1,8 and 6,4 times lower respectively.

The calculation model to determine the service life of sprayer booms components under cyclic operational load conditions has been constructed. It was found that the service life was mainly determined by the period of fatigue crack initiation which was more than twice less than the specified one.

The calculation method of residual service life of the sprayer boom under maneuver loading mode conditions has been developed on the basis of the well-known energy approach. The method under discussion has revealed that the above-mentioned mode in case of sprayers broadcast booms (of certain parameters) made of steel Ст3пс can reduce its residual service life in approximately three times.

A nontraditional calculation model to determine the boom service life involving the combination of operational and physical-chemical factors has been proposed. Here, the boom service life is represented as a sum of periods of crack initiation and subcritical growth in the weakest boom component. Under specified possible operational conditions (cyclic loading and corrosion medium Nurelle D) the boom service life of 836 operation hours has been found (approximately 1,5 seasons). It is completely unsatisfying service life in comparison with the standard service life of the sprayers – 7 seasons, and has proved the need of the boom vibrations removal, its strengthening and service life increase.

The calculation method of the sprayer boom residual service life at the metal structure loading under maneuver mode conditions and taking into account the mechanism of insecticide Nurelle D solution corrosion medium action has been developed. It was found that under such conditions of the sprayer operation the boom residual service life was 5 times lower.

A new design of the boom downpipe which has increased its stabilization characteristics under oscillations caused by different agricultural background conditions has been developed. Some completely new dynamic models of operation have been constructed for the above-mentioned boom downpipe. The theoretical papers, calculation methods and experimental tests procedures have been used by the design bureaux of machine building plants.

Key words: chemical protection, sprayer, boom, boom downpipe, service life, corrosion medium, maneuver load mode, fatigue crack, corrosion-fatigue crack.

Підписано до друку 28.01.2021. Формат 60×90, 1/16.
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовно-друк. арк. 1,8. Наклад – 100 прим.
Замовлення № 280121

*****

Друк ФОП Паляниця В.А.
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.
тел. (0352) 528–777.