

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів
_____ (назва кафедри)

_____ **Калінін Є.І.**
(підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Розробка систем віброзахисту зерно- та кормозбиральних
комбайнів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

_____ **К.Т.Н., доцент** _____ **Сівак І.М.**
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

_____ **К.Т.Н., доц.** _____ **Гладчук Є.О.**
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ **Овдiєнко Володимир Володимирович**
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ

І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**

(наук. ступ., вч. звання) (підпис)

(ПБ)

« _____ »

_____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Овдієнко Володимир Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ **208 «Агроінженерія»**

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Розробка систем віброзахисту зерно- і

кормозбиральних комбайнів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ **01.05.2025**

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики сучасного АПК в машинобудування

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

1 Стан питання та завдання дослідження

2 Конструкція самохідних комбайнів та її еволюція

3 Обґрунтування напрямів підвищення ефективності функціонування зерно- та кормозбиральних комбайнів

4 Математичне моделювання динаміки руху машини і вібранагруженості кабіни

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Обґрунтування напрямку досліджень; Об'єкт дослідження; Теоретичне дослідження віброзахисту; Результати теоретичних досліджень; Результати експериментальних випробувань; Висновки.

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Калінін Є.І.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Овдієнко В.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 54 сторінках пояснювальної записки і 11 слайдів презентації, ілюстрована 12 рисунками, має 5 таблиць.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Розробка систем віброзахисту зерно- і кормозбиральних комбайнів».

Об'єкт дослідження – самохідні транспортно-технологічні комплекси сільськогосподарського призначення із навісними робітничими органами та кабіною як основним робочим місцем оператора.

Мета дослідження – підвищення екологічної безпеки зернозбиральних комбайнів та кормозбиральних комбайнів за рахунок розробки інженерних методів та технічних засобів, що забезпечують зниження динамічної навантаженості корпусу та кабіни оператора.

У дипломному проекті розглянуто технічний вигляд зернозбиральних та кормозбиральних комбайнів, обґрунтовано необхідні системи машин, що відрізняється тим, що враховує закономірності прогресивної еволюції виробів, що розглядаються, фактична зміна визначальних параметрів, суб'єктивну оцінку експертів і включає обробку даних методами нечіткої логіки, а також проведення концептуального аналізу. Це дозволило вперше синтезувати базовий інваріант структури віброзахисної системи зернозбиральних комбайнів та кормозбиральних комбайнів, включає підсистеми динамічної стабілізації корпусу та віброізоляції кабіни.

Ключові слова: зернозбиральні комбайни, кормозбиральні комбайни, АПК, віброзахист, екологічна безпека.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОГО АПК	6
1.1. ХАРАКТЕРИСТИКА СУЧАСНОГО АПК ТА СІЛЬГОСПМАШИНОБУДУВАННЯ УКРАЇНИ	6
1.1.1. АНАЛІЗ І ТЕНДЕНЦІЇ АПК УКРАЇНИ НИНІ ОДНА ІЗ ОСНОВНИХ СВІТОВИХ ВИРОБНИКІВ РОСЛИННИЦЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ АПК	6
1.1.2. ВИМОГИ ДО СІЛЬГОСПМАШИН	8
1.1.3. КОНСТРУКЦІЯ САМОХІДНИХ КОМБАЙНІВ ТА ЇЇ ЕВОЛЮЦІЯ	12
1.2. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗЕРНО- ТА КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	19
1.3. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ	21
2. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МАШИНИ І ВІБРОНАГРУДЖЕНОСТІ КАБІНИ	23
2.1. ЗАГАЛЬНІ РІВНЯННІ ДИНАМІКМ САМОХІДНОЇ МАШИНИ	24
2.2. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТА МОМЕНТІВ У РІВНЯННЯХ РУХУ КОМБАЙНА	29
2.3 ОПИС КІНЕМАТИЧНИХ ЗВ'ЯЗКІВ КОЛИВАНЬ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ КОМБАЙНА ТА СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ КАБІНИ	30
2.4. ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ ПЕРЕХІДНОЇ МОДЕЛІ «НЕСУЧА СИСТЕМА-КАБІНА»	32
3. СИНТЕЗ І ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ПІДРЕСУВАННЯ КАБІН	36

3.1. МЕТОД ВІДБУДОВИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ	36
3.2. РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ СТАБІЛІЗАЦІЇ РУХУ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	43
4. БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ПРИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ РОБОТАХ	47
ВИСНОВКИ	51
ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА	52

ВСТУП

В даний час зернозбиральні комбайни та кормозбиральні комбайни, будучи найбільш енергоємними транспортно-технологічними комплексами сільськогосподарського призначення, багато в чому визначають можливість переходу до ведення ефективного та екологічно чистого аграрного підприємства, а також забезпечують технічний аспект перетворення агропромислового комплексу (АПК) у передовий сектор промисловості держави. Протягом тривалого часу основним напрямком вдосконалення зернозбиральних та кормозбиральних комбайнів було підвищення продуктивності, як основної функціональної властивості виробів, а також скорочення їх початкової вартості та витрат на експлуатацію, що призвело до формування підходів проектування нових машин шляхом силомоментного та великогабаритного масштабування апробованих модулів підсистем. На тлі зростання продуктивності АПК така екстенсивна форма розвитку конструкцій призвела до підвищення маси створюваних зернозбиральних та кормозбиральних комбайнів до 35 т і більше, що суттєво погіршило екологічну безпеку процесу комбайнування через переущільнення ґрунту рушіями та інтенсифікації генерованих ними віброакустичних обурень, які не дозволяють створити нормальні умови праці оператора. Проблема зниження маси конструкції, рівня вібрації та шуму на робочому місці оператора вимагає двоєдиного рішення, що полягає в зниженні діючих кінематичних збурень від опорної поверхні та силових збурень від технологічних джерел. Однак виділений клас наземних безпідвісних машин має ряд конструктивних та функціональних особливостей, які не дозволяють реалізувати в них технічні рішення, що використовуються у транспортному машинобудуванні, що зумовлює актуальність напряму розробки віброзахисних систем транспортно-технологічними комплексами сільськогосподарського призначення.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОГО АПК

1.1. Характеристика сучасного АПК та сільгоспмашинобудування України

1.1.1. Аналіз і тенденції АПК України нині одна із основних світових виробників рослинницької продукції АПК.

Динаміка валового збору зернових і зернобобових культур в Україні залишається досить стабільною. Переважно зростання забезпечується внутрішнім споживанням, і навіть збільшенням попиту із боку іноземних споживачів.

Згідно з попередніми даними, в 2024 р. сумарний валовий збір зернових та зернобобових культур в Україні склав 85,68 млн тонн (на 32% більше, ніж роком раніше), які було зібрано з 15,92 млн га (+4,1%) при врожайності 53,8 ц/га (+26,6%). Зокрема, врожай пшениці в 2025 р. оцінюється в 32,08 млн тонн (+28,9%), ячменю – в 9,42 млн тонн (+23,3%), кукурудзи – в 41,87 млн тонн (+38,2%).

Також минулого року зафіксовано збільшення виробництва жита – до 593,8 тис. тонн (+30%), гречки – до 106 тис. тонн (+8,5%), сорго – до 173,9 тис. тонн (+63,2%) і зернобобових культур – до 681 тис. тонн (+13,5%).

В даний час в АПК України виділяється відмінна особливість, що полягає в укрупненні суб'єктів господарювання, розвитку агрохолдингів. Сьогодні існують сільськогосподарські підприємства, що обробляють до одного мільйона гектарів ріллі. З метою оптимізації (скорочення) структур постачання, логістики вантажів, безпеки (охорони), доставки робітників тощо. машино-тракторні станції таких підприємств сконцентровані на єдиному майданчику. У таких випадках відстань між полями, що обробляються, може становити більше 95 км. Такі підприємства АПК зміщують попит у бік потужних та високопродуктивних машин. Структура аграрного сектора української економіки дуже відрізняється від світової

практики. У структурі аграрного сектору більшості країн світу сьогодні переважають фермерські господарства, які виробляють основну частку сільськогосподарської продукції. В Україні її розвиток селянських фермерських господарств відбувається повільно, оскільки ще проведення реформ структура аграрного сектора була спрямовано великі сільськогосподарські організації у вигляді агрохолдингів. Внаслідок цього склалася аномальна ситуація, коли виробництво основних обсягів сільськогосподарської продукції сконцентровано в групах господарств. Водночас значну частку виробництва (близько 35%) забезпечують дрібні особисті підсобні господарства населення. Проте, частка виробництва великих агрохолдингів перевищує 53%. Між цими групами господарств має місце великий провал, який найближчим часом має бути заповнений зростанням виробництва сільськогосподарської продукції. Велике сільськогосподарське виробництво є й у США, але обсяги виробленої продукції з господарств різних розмірів розподілені практично рівномірно. У цьому великі господарства припадає трохи більше 28% виробленої продукції. У практиці ведення агробізнесу Західної Європи та Північної Америки склалася дещо інша модель управління, що передбачає, що малі суб'єкти господарювання мають невеликий набір машин, кількість яких забезпечує виконання тільки основних систематичних операцій. Більшою мірою збирання зернових та бобових здійснюється за допомогою послуг механізованих бригад, що просуваються від південних регіонів континенту до північних у міру дозрівання врожаю.

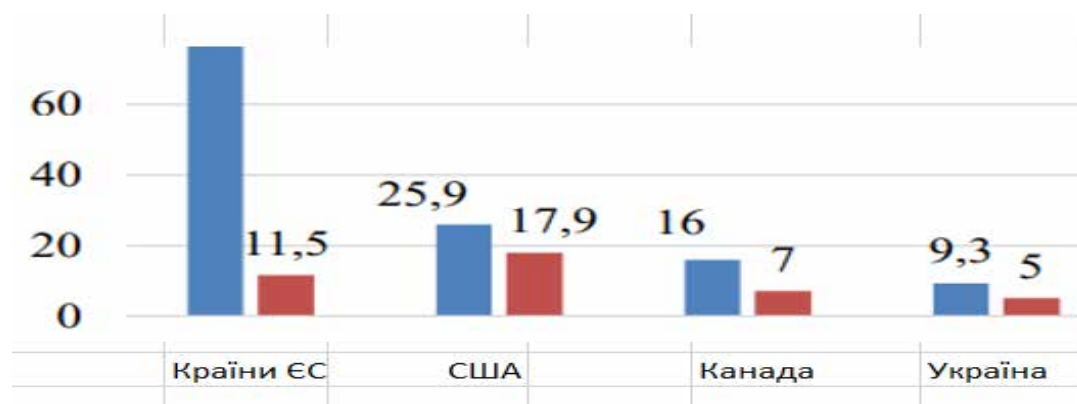


Рис 1.1 – Забезпеченість основними видами техніки країн світу

Зміни форми ведення АПК, що відбулися соціально-економічні зміни, призвели до сегрегації суб'єктів господарської діяльності. Ведення господарювання кожним з них формує набори різних вимог до систем та засобів механізації, у зв'язку з чим для сучасного сільгоспмашинобудування ставати надзвичайно важливим сформувати та закласти вимоги та визначити технічний вигляд використовуваних сільськогосподарських машин. Оснащеність, шт/ 1000 га Трактори, зернозбиральні та кормозбиральні комбайни як їх технічний вигляд буде актуальним у найближчому економічному укладі. При цьому методи проектування та виробництва сільськогосподарських машин повинні бути пов'язані з економічним укладом і особливостями ведення АПК в Україні

1.1.2. Вимоги до сільгоспмашин

В Україні діє комплекс міждержавних стандартів, що регламентують вимоги до зернозбиральних та кормозбиральних комбайнів. Чинні стандарти регламентують кожному за типу досліджуваних машин по сім видів оцінки, кожної з яких передбачається певний набір показників. Визначення контрольних параметрів проводять у межах приймальних, періодичних, кваліфікаційних чи типових випробувань. Аналізуючи систему державних стандартів можна дійти невтішного висновку, деякі види оцінки мають досить близькі і навіть ідентичні показники (таблиця 1.2). Загалом існуюча система показників спрямована на оцінку безпеки та формування методологічної основи проведення порівняльних випробувань комбайнів. При цьому на основі чинних стандартів досить важко сформувати критерії та напрямки розвитку техніки.

Таблиця 1.2 – Види та показники оцінки ефективності зернозбиральних та кормозбиральних комбайнів.

Вид оцінки	Показники
Оцінка технічних параметрів	Габаритні розміри, маса, ширина захвату, радіус повороту, колія передніх задніх коліс, частота обертання механізмів, місткість зернового бункера.
Агротехнічна оцінка	Характеризуючі продуктивність і якість обробки технологічної маси Енергетична оцінка Параметри паливної економічності, енергетичні витрати на привід підсистем
Оцінка безпеки та ергономічності конструкції виробу	Наявність засобів ергономіки та безпеки ефективність дії гальмівних систем
Експлуатаційно -технологічна оцінка	Загальна продуктивність, якість технологічного процесу
Економічна оцінка	Прямі експлуатаційні витрати, термін окупності додаткових капітальних вкладень, верхньої межі лімітної ціни нової машини

Експлуатаційно-технологічні показники визначаються параметрами надійності, продуктивності і якості технологічних процесів; При цьому за експлуатаційно-економічними показниками різниця собівартості збирання можуть відрізнятися в рази. Аналогічні співвідношення можна виділити для комбайнів другої і третьої групи продуктивності характеристиками, складно виявити характерні закономірності. Дана обставина дозволяє зробити висновок про вплив інших показників, що є значущими факторами при виборі сільгосптехніки, і при цьому, що не входять в офіційні порівняльні методики. якої передбачає функціональні, технологічні, економічні та антропологічні групи критеріїв розвитку. Дані представлених критеріїв з результатами УкрНДІПВТ видно, що до звітів не включають такі показники як тиск на ґрунт, найважливіші показники рухливості транспортно-технологічних машин (коридор руху, гальмівні показники, транспортна швидкість, радіус повороту і т.д.), а також ряд показників обітниць ключові тренди вітчизняного сільськогосподарського

машинобудування повинні слідувати світовим за такими напрямками: збільшення продуктивності машин; забезпечення безпеки та захист навколишнього середовища; матеріалоемності, підвищення вдосконалення компонових рішень; техніки і передбачають: - вдосконалення структури (типажу) комбайнового парку; функціонально-економічних та екологічних властивостей. Існуючі методики порівняльного аналізу зерно- та кормозбиральних комбайнів, враховують лише техніко-експлуатаційні та техніко-економічні показники, сукупність яких можна об'єднати у функціонально економічні показники. сільгоспмашинам ряд екологічних вимог, що включають параметри життєдіяльності, а також змушують звернути увагу дослідників на необхідність підвищення транспортних властивостей зерно- та кормозбиральних комбайнів, технологічної маси, очищення зерна від домішок і транспортування в бункер; припускають розвиток технологічних і транспортних підсистем, а також пристроїв підвищення безпеки.

Розглянемо технічний рівень сучасних комбайнів і проведемо порівняльну оцінку за основними виділеними вище властивостями. Щодо віброакустичної безпеки операторів сільгоспмашин до діють досить жорсткі вимоги, яким не відповідають у т.ч. сучасні зерно-та кормозбиральні комбайни.

Таблиця 1.3 Результати випробувань

Марка комбайна	Lexion 770	Tusano 580
Країна (місце виробництва)	ФРН	ФРН
Рік виготовлення	2014	2016
Напрацювання, мото-год	2 000	30
Максимальна потужність двигуна, кВт (к.с.)	385 (524)	278 (378)
Тип вентилятора системи очищення	Турбіна 8х	Турбіна 6х
Система обмолоту	Комбінована	Комбінована
Діаметр молотильного барабана, мм	600	450
Довжина молотильного барабана, мм	1 700	1 580
Соломосепаратор грубого вороху (соломи), тип	Роторний	Роторний
Діаметр ротора соломосепаратора, мм/(к-сть)	445 (2 шт.)	570 (1 шт.)
Довжина ротора соломосепаратора, мм	4200 (2 шт.)	4200 (1 шт.)
Площа решіт системи очищення зерна, м ²	6,20	5,65
Об'єм бункера для зерна, м ³	11,5	10,0
Проектна продуктивність вивантаження зерна, л/с	130	105

Продуктивність вивантаження. Одним із важливих показників оцінки

технічного рівня комбайна є затрати часу на вивантаження зерна з бункера, оскільки впродовж робочої зміни вони значно змінюються і, природно, зумовлюють зменшення змінної продуктивності комбайна. Практичний досвід використання зернозбиральних комбайнів Claas Lexion на полях агрохолдингу показує, що у середньому один комбайн за добу намолочує 600–800 т кукурудзи, а це орієнтовно 80 одиниць бункерів. Середній час розвантаження одного бункера становить 4–5 хв. Нескладно підрахувати, що на їхнє розвантаження під час зупинки комбайна буде витрачено до 4–6 годин. Тому швидкість вивантаження зерна є вагомим показником зернозбирального комбайна. Звичайно, збільшенню продуктивності зернозбирального агрегату сприяє використання бункерів-накопичувачів, які дають змогу виконувати вивантаження зібраного в режимі «на ходу». Тож швидкість вивантаження також є важливим параметром. Для оцінки системи вивантаження зерна в рамках дослідів проводили спеціальний експеримент із дослідження та оцінювання перебігу технологічної операції «вивантаження зерна із бункера комбайна», тобто визначення показників продуктивності системи вивантаження зерна та відповідних затрат часу.

Результати тесту показали, що продуктивність вивантаження Lexion 770 Claas та Tucano 580 Claas досить висока, її показники в обох тестованих комбайнів близькі за значенням (Tucano 580 Claas поступається продуктивністю лише на 10%). А це говорить про те, що за цим параметром Tucano 580 за меншої вартості та потужності може успішно конкурувати з його «старшим» колегою.

Технічна характеристика жаток для збирання кукурудзи на зерно

Найменування показника	Фірма – виробник жаток	
	Geringhoff	CLAAS
Марка жатки	Geringhoff Rota Disc	Corio 870 C
Марка комбайна	Lexion 770	Tucano 580
Кількість рядків для збирання, шт.	8	8
Ширина захвату, м	5,6	5,6
Тип жатки	Струмниний	
Ширина міжрядь, см	70	
Привід жатки, тип	Механічний (за допомогою ВВП), двосторонній	
Система подрібнювання та розкидання стеблової маси полем	Rota Disc — вальці подрібнення стебел кукурудзи	Горизонтальна ножова система подрібнення (два ножі-молотки на вертикальній осі)

Оптимальна швидкість збирання. Другий тест — це визначення оптимальної швидкості збирання за дотримання допустимого рівня втрат за молотаркою та жаткою.

Перше, що було визначено під час цього тесту, — це потенціальні можливості жаток для збирання кукурудзи на зерно та якість їхньої роботи (зокрема, врахування втрат зерна за нею залежно від робочої швидкості руху). Для дослідження такої залежності кожна з жаток в агрегаті із відповідним комбайном працювала в чотирьох режимах швидкості руху (4, 6, 8 і понад 8 км/год). За їхніми результатами проводили: заміри фактичної робочої швидкості; визначення втрат зерна за жаткою (%). На основі отриманих результатів було визначено оптимальну робочу швидкість руху комбайнів, за якої забезпечується встановлена якість роботи — щоб втрати за жаткою не перевищували 0,5%. Підсумовуючи результати випробування, можна сказати, що обидві жатки на швидкостях до 5 км/год забезпечили прийнятний рівень зернових втрат — 0,1%. А за збільшення швидкості цей показник підвищився до рівня 0,5%.

Звичайно, з збільшенням швидкості втрати зросли, але не перевищили рівня 0,5 % навіть на швидкостях, близьких до 10 км/год. Жниварка Geringhoff Rota-Disc (із комбайном Lexion 770 Claas): 11,2 км/год, втрати зерна — 0,35%. Кукурудзяна жниварка Corio 870 C (із комбайном Tucano 580 Claas): 9,3 км/год, втрати за жаткою — 0,42%.

Обидві жатки в 8-рядковому виконанні довели свою досконалість і спроможність ефективно забезпечити МСС обох комбайнів зерно-соломистою масою високоврожайних сортів зернової кукурудзи з урожайністю понад 100 ц/га.

1.1.3. Конструкція самохідних комбайнів та її еволюція

Конструкція сучасних зернозбиральних комбайнів передбачає модульну будову що включає: несучу систему (шасі), міст провідних коліс (МПК), міст

керованих коліс (МКК), моторну установку, підсистеми забезпечення самопересування, кабіну, жнивну частину (адаптер) з мотовило і похилою камерою, пристрій для її розкидання (рисунок 1.2 а). Основними модулями конструкції КЗК є: несуча система (шасі); МУК; МВК; моторне встановлення; підсистеми забезпечення самопересування, кабіна; адаптер (жатка або підбирач); живильні пристрої; подрібнюючий пристрій; транспортуючий пристрій та систему для внесення консервантів (рисунок 1.2 б). Системи покращення технологічних властивостей. Технологічний процес комбайна починається зі зрізання рослин жнивркою. Цей процес багато в чому визначає продуктивність, конструкцію та компонування комбайнів, оскільки істотно залежить від крихкості рослин. Через високу крихкість рослинної маси обмежують кутову швидкість мотовила жнивarki та робочу швидкість машини в цілому. Для кормозбиральних комбайнів також є обмеження, зумовлені динамічними навантаженнями, що діють на оператора і корпус з боку ґрунту, особливо при збиранні культур, що передбачають їхнє попереднє підгортання. Відповідно підвищення продуктивності в таких випадках за умови наявності запасу пропускної здатності і потужності СУ досягали за рахунок збільшення ширини захоплення адаптера (рисунок 1.3). Ширина сучасних адаптерів високопродуктивних зернозбиральних комбайнів становить до 18- 30 м (малюнок 1.3 б), а кормозбиральних до 9 м (малюнок 1.3 г). Вага таких адаптерів становить понад 5 т. Результатом застосування потужних адаптерів стало збільшення нерівномірності розподілом маси по осях коліс. а б

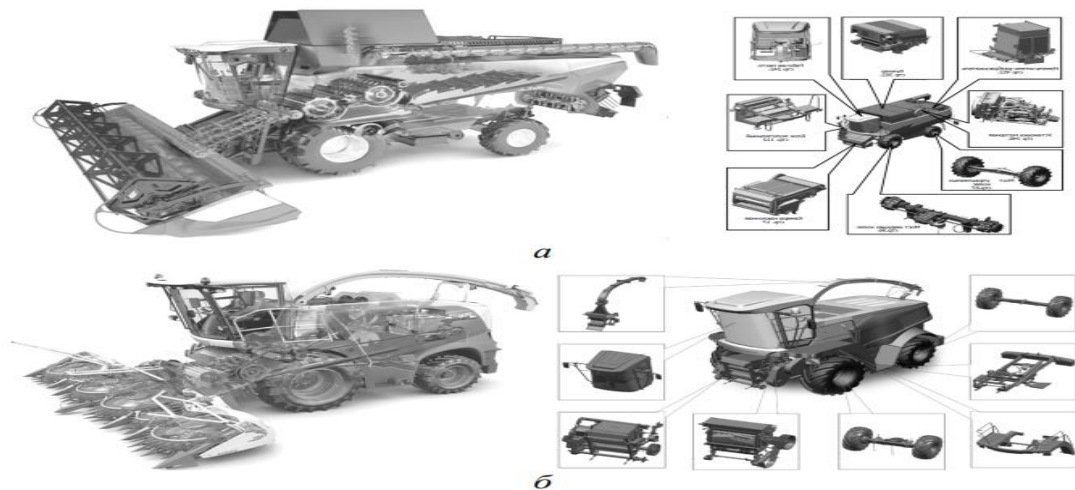


Рисунок 1.2 – Сучасні зернозбиральні комбайни(а) та кормозбиральні комбайни(б) та їх основні модулі.

Останнім часом з метою покращення ефективності та підвищення продуктивності зерно- та кормозбиральні комбайни оснащують системами асистування та автоматизації управління рухом та технологічним процесом. Виробниками задекларовано такі автоматичні системи: управління положенням жниварки для копіювання рельєфу поля у поздовжньому та поперечному напрямку; зміни кутової швидкості обертання мотовила; управління процесів обмолоту та очищення; подрібнення та рівномірного розподілу соломи по полю. Розроблені системи забезпечують розподіл технологічної маси в молотильному блоці в залежності від кількості та вологості соломи, нахилу корпусу та ін. факторів. Для організації всього технологічного процесу зернозбиральним комбайнам потрібна організація каналу зворотного зв'язку, основою для побудови якої є оцінка стану обробленої технологічної маси або зерна.



а



б



в



г

Рисунок 1.3 – зернозбиральний комбайн (а, б) та кормозбиральний комбайн (в, г) попереднього (а, в) та поточного покоління (б, г)

Для кормозбирального широке застосування знайшли системи автоматичного внесення консервантів у технологічну масу та її вивантаження у транспортний засіб. Для підвищення заповнюваності та розвантаження оператора компаніями John Deere та Claas розроблені відповідні системи, що забезпечують за допомогою керування силосупроводом рівномірний розподіл технологічної маси по кузову супутнього транспортного засобу. З метою підвищення паливної економічності у комбайнах реалізують системи автоматичного регулювання потужності двигуна. Ці системи передбачають адаптацію режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до умов експлуатації. На даний час різними компаніями розроблено та впроваджено окремі системи автоматичного управління всіма основними операціями та процесами впливу на технологічну масу комбайном: зріз рослин; механічне подрібнення/дроблення; очищення; внесення консервантів; розкидання соломи, вивантаження у транспортний засіб та ін. Однак на сьогодні відомостей про

реалізацію всіх систем на одній машині немає. Таким чином, підвищення продуктивності зерно- та кормозбиральних комбайнів забезпечується, головним чином, за рахунок масо-інерційного та енерго-силового масштабування конструкції, а покращення якості обробки за рахунок впровадження автоматизованої системи управління окремими технологічними процесами. Подальше підвищення продуктивності зерно- та кормозбирального комбайну під час реалізації такого підходу стримуватиметься, насамперед, конструктивною масою машин та рівнем динамічної навантаженості оператора. Розглянемо використовувані конструктивні рішення, що забезпечують зменшення ущільнення ґрунту та зниження динамічної навантаженості оператора. Системи підвищення безпеки. Внаслідок застосування екстенсивних прийомів конструювання зерно- та кормозбиральних комбайнів та появи в експлуатації комбайнів зі спорядженою масою понад 25 т із традиційними типами рушіїв відбувається переущільнення ґрунтів, що є однією з основних причин зниження її родючості на багато років. Разом з тим розширення орних площ останнім часом відбувалося за рахунок введення в сівозміну агрофонів і низькою несучою здатністю, у зв'язку з чим до сучасних комбайнів вже пред'являються вимоги щодо опорно-тягової прохідності, забезпечити яку можна шляхом реалізації колісних формул з повним приводом і нетрадиційними для комбайнобудування типами ошиновки. Такі конструкторські рішення дозволять вписатися у задані вимоги агроекології, зокрема міжнародні, проте їх ефективність обмежена. У роботі показано, що здвоювання шин трактора Т-150К з одночасним зниженням тиску в них дозволило знизити тиск у плямі контакту лише на 30% при цьому глибина занурення у ґрунт знижується на 20%. Недоліком таких рушіїв є їх висока вартість, значні габарити, що обмежують експлуатацію машин на дорогах загального користування, зменшенні геометричної прохідності та ін.



Рис.1.4. Зерно- та кормозбиральні комбайни з сучасними рушіями

а – колеса зі здвоєною ошиновкою, *б* – напівгусеничними дельтоподібними; *в* – гумометалевою гусеницею; *г* – напівгусеничні

Безпека праці операторів зерно- та кормозбиральних комбайнів приділяється особлива увага через систему державних стандартів які регламентують, насамперед, параметри мікроклімату, рівень зовнішнього та внутрішнього шуму, а також шуму та вібрації на робочому місці оператора. Забезпечення параметрів мікроклімату досягається застосуванням систем очищення повітря та кондиціювання за допомогою відомих для транспортного машинобудування пристроїв. Сучасні комбайни оснащуються потужними кліматичними установками, які забезпечують на робочому місці оператора задану температуру, вологість та оборотність повітря. Основними джерелами шуму та вібрації в зерно- та кормозбиральних комбайнів є ДВС, технологічне обладнання та її приводи. Головним засобом боротьби з повітряним та

структурним шумом є застосування звукопоглинаючих матеріалів у кабіні комбайнів. Такий підхід дозволяє забезпечити рівень шуму в кабіні на рівні гранично допустимого, проте в процесі експлуатації через знос і старіння матеріалів і конструкції машини в цілому рівень шуму збільшується. При експлуатації сучасних енергоємних машин велике значення має вібраційний вплив на оператора. Оскільки оператор зерно- та кормозбиральних комбайнів повинен контролювати технологічний процес перед комбайнів, то кабіну виносять перед остовом на консольній балці. Кріплення кабіни здійснюють через віброізолюючі опори або віброізолятор (VI). Застосування VI ДВС і кабіни є основним способом віброзахисту оператора на всіх сучасних комбайнах марок John Deere, New Holland, Claas, Case та ін. Системи підресорювання кабін можуть відрізнятися конструкцією, напрямом орієнтації осей віброізолюючих опор, а також їх конструктивним виконанням. Різноманітність варіантів та їх низька ефективність свідчить про відсутність ефективної, науково обґрунтованої та застосовної на практиці методики проектування систем вторинного підресорювання кабін зернозбиральних комбайнів. Сидіння оператора є одним із найважливіших підсистем, визначальних рівень вібрації робочому місці оператора. На серійних машинах використовуються сидіння з можливістю ручного регулювання жорсткості підвіски на основі пружинних і пневматичних пружних елементів. На даний час для комбайнів різними виробниками реалізовані системи допомоги оператору в частині управління траєкторією руху машини в робочому режимі та виконання найпростіших маневрів: зупинка, розворот, регулювання швидкості руху. Зазвичай такі системи працюють з урахуванням сигналів від кількох супутників глобального позиціонування. Деякі з запропонованих пристроїв передбачають використання додаткових датчиків на борту комбайна. В даний час з'явилися та успішно застосовуються системи регулювання швидкості руху в робочому режимі залежно від висоти зрізу, врожайності, вологості для забезпечення оптимального завантаження силової установки, якості обробки та продуктивності процесу. Результатом підвищення маси конструкції, застосування масивних та габаритних адаптерів стала поява

комбайнів із суттєво нерівномірним розподілом маси по осях, що, відповідно, призводить до комплексного погіршення транспортних властивостей.

1.2. Обґрунтування напрямів підвищення ефективності функціонування зерно- та кормозбирального комбайна

Підвищення продуктивності комбайнів за рахунок масо-силового масштабування призвело до підвищення віброакустичної навантаженості операторів у зв'язку з чим конструкції сучасних комбайнів передбачають низку засобів віброакустичного захисту. Наведені рівні шуму (рисунок 1.2) показують, що вітчизняні комбайни мають гранично допустимий рівень робочому місці, але це параметр як відомо погіршується протягом експлуатації. Проведений аналіз комплексу критеріїв ефективності функціонування комбайнів, еволюції конструкції та її поточного стану, а також сучасних тенденцій її вдосконалення дозволяє визначити три основні напрями поліпшення властивостей класу машин, що розглядаються: поліпшення технологічних властивостей, що передбачає підвищення продуктивності, якості обробки технологічної маси та економічних показників; поліпшення транспортних властивостей, під якими можна розуміти типовий набір експлуатаційних властивостей транспортних засобів; підвищення безпеки, що включає зниження впливу на довікілья та операторів як невід'ємний елемент керування машинами поточного та перспективного покоління.

Проведений огляд дозволив виділити підходи, що використовуються для забезпечення розвитку зазначених напрямів розвитку комбайнів:

- підвищення продуктивності в умовах модульного проектування забезпечується шляхом масштабування масо-габаритних та енерго-силових параметрів, при яких основними обмежувальними факторами є маса і похідна від неї - тиск на ґрунт, а також віброакустичний;

- підвищення якості обробки технологічної маси забезпечується застосуванням технологічним процесом. На сьогодні практично всі технологічні

підсистеми розроблені та впроваджені в конструкцію окремих моделей машин. Однак за такого підходу підвищення продуктивності обмежується зазначеними вище факторами: маса та віброакустичний фон на робочому місці оператора;

Поліпшення транспортних властивостей як напрямок розвитку зерно- та кормозбиральних комбайнах, отримує особливу актуальність у сформованих умовах ведення АПК. Підвищення швидкохідності обов'язково призведе до зростання динамічних навантажень, що діють на несучу систему, що при існуючому підході конструювання комбайнів, їх конструкції та компонуванні приведе до збільшення маси і збільшить динамічні навантаження на оператора. Таким чином, комплексне поліпшення технологічних та транспортних властивостей при існуючому підході конструювання обмежене вимогами безпеки щодо забезпечення тиску на ґрунт та віброакустичного фону на робочому місці оператора машин. Вирішити двоєдину задачу зниження маси і динамічної навантаженості конструкції можна методами матеріалознавства або конструювання. Сучасне матеріалознавство та технології дозволяють забезпечити заданий рівень механічних та експлуатаційних властивостей, що відповідають зазначеному вище рівню надійності, недорогим та широко поширеним матеріалам. Очевидно, ефективним може стати застосування композитних матеріалів, проте їх застосування обмежене через високу вартість. Таким чином, можна вважати, що справжньому рівню комбайнобудування потрібні насамперед конструкційні матеріали з низькою вартістю, гарною технологічністю та утилізованістю. Отже, найближчим часом покращення експлуатаційних властивостей зерно- та кормозбиральних комбайнів доцільніше реалізовувати насамперед за рахунок конструкторських рішень. Удосконалення конструкції комбайна у частині зниження його маси може бути реалізовано за двома напрямками: оптимізацією конструктивного виконання за критеріями динаміки та міцності або застосуванням систем та засобів зниження динамічної навантаженості та віброзахисту. Оптимізація та зниження матеріаломісткості конструкції у комбайнобудуванні забезпечується аналізом напружено-

деформованого стану, параметричною та топологічною оптимізацією несучої системи, в т.ч. методами кінцевих елементів. Разом з тим, внаслідок реалізації зазначених заходів зростає енергонасиченість машин, що, у свою чергу, призводить до підвищення віброакустичної навантаженості операторів. Тому напрям удосконалення конструкції є одним із способів підвищення ефективності функціонування зерно- та кормозбиральних комбайнів.

Таким чином, покращення ефективності функціонування зерно- та кормозбиральних комбайнів зводиться до вирішення завдання зниження силових та кінематичних збурень, що діють на несучу систему та оператора. У свою чергу вирішення зазначеної задачі слід звести до розробки та впровадження систем зниження динамічної навантаженості, для чого розглянемо підходи синтезу та досвід застосування таких систем.

1.3. Мета та завдання сучасних підходів проектування

Аналіз тенденцій розвитку сучасного АПК, умов сучасного сільгоспмашинобудування, властивостей та конструкції, а також напрямків розвитку конструкції та сучасних підходів проектування дозволяє укласти:

1. Що відбулися останнім часом трансформації економіки, державного устрою, форм господарюючих суб'єктів вимагають більш високопродуктивних машин, які з-за глобалізації конкретних господарюючих суб'єктів.

2. Існуючі методики порівняльного аналізу зерно- та кормозбиральних комбайнів враховують лише техніко-експлуатаційні та техніко-економічні показники, сукупність яких можна об'єднати в функціонально-економічні показники. Однак основні положення теорії конструювання Параметри життєдіяльності машин.

3. Наведений аналіз свідчить про деяке відставання вітчизняної техніки від кращих світових аналогів і ставить під загрозу реалізацію найважливіших

державних програм, спрямованих на зниження залежності сільського від імпорту технологій, машин, обладнання. фактора підвищення продуктивності комбайнів за рахунок масштабування масо-габаритних та енерго-силових параметрів.

4. До теперішнього часу принципи зниження динамічної навантаженості технічних об'єктів сформувалися і знаходять широке застосування на відомих ТТМ різного призначення. міркуваннями, але і рівнем її експлуатаційних властивостей, а також характером і особливостями кінематичних і силових збурень, що формуються в процесі руху машини і роботи технологічних механізмів. виробу в умовах значної невизначеності доцільно реалізовувати за допомогою методів, що поєднують і забезпечують аналіз історії та закономірностей розвитку виробу з виділенням, ранжуванням та прогностикою основних визначальних параметрів властивостей, а також синтез базового інваріанту структури об'єкта методами об'єктно-орієнтованого проектування за допомогою мети дослідження. екологічної безпеки зерно- та кормозбиральних комбайнів за рахунок розробки інженерних методів і технічних засобів, що забезпечують зниження динамічної навантаженості корпусу та кабіни. Розробити методологічну основу виділення основних визначальних параметрів та прогнозування їх рівнів з можливістю формування технічного вигляду машин нового покоління та їх реалізації. імітаційні моделі руху зерно- та кормозбиральних комбайнів та просторових коливань кабіни для відтворення діючих кінематичних і силових навантажень на несучу систему та робоче місце оператора. і працездатність запропонованих технічних рішень.

5. Синтезувати структуру систем зниження динамічної навантаженості конструкції зерно- та кормозбиральних комбайнів нового покоління і дослідити їх ефективність. Провести експериментальну оцінку ефективності та працездатності запропонованих розробок, а також техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень. Розробити рекомендації щодо практичного застосування розробок та подальшого розвитку напряму.

2. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МАШИНИ І ВІБРОНАГРУДЖЕНОСТІ КАБІНИ

Як показано в розділі 1 сучасний рівень машинобудування вимагає застосування методів математичного та імітаційного моделювання на всіх стадіях створення машин і, перш за все, при русі зерно- та кормозбиральних комбайнів засновано на структурному розподілі машини на підсистеми: несуча система, кабіна, опорна поверхня, технологічні. Рис.2.1.

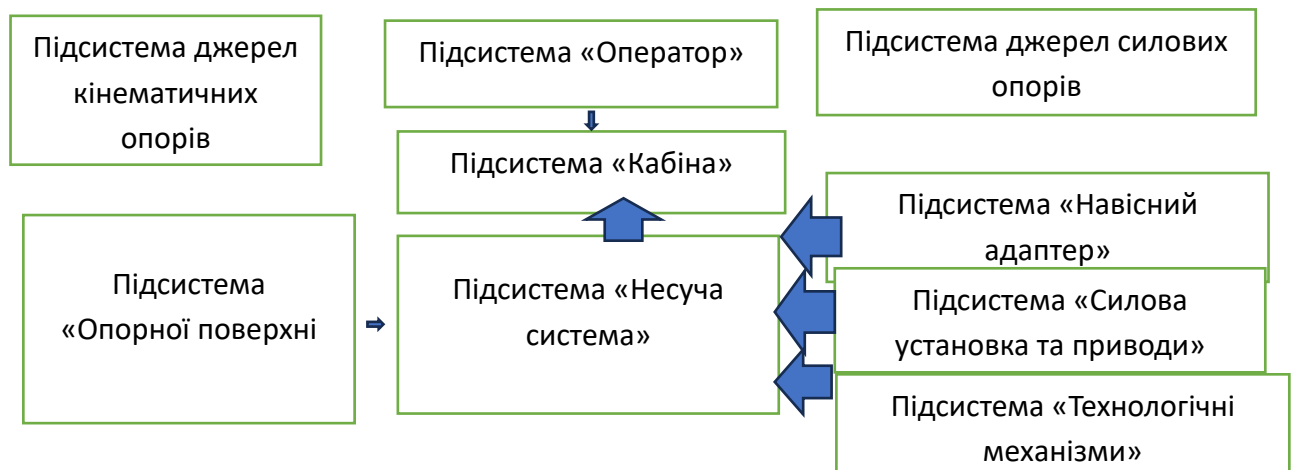


Рис 2.1 - Блок-схема зерно- та кормозбиральних комбайнів як складної динамічної системи

Як показано в розділі 2 при русі машини основними формами коливань корпусу на еластичних шинах є вертикальні і поздовжньокутові. великими амплітудами переміщень і формують значні динамічні навантаження на несучу систему машини . Широкому діапазоні частот. Проведені експериментальні дослідження також показують, що на відміну від кінематичних обурень силові діють з істотно меншими амплітудами переміщень.



Рис. 2.2 - Блок - схема для комплексного розрахунку збурень, що діють на корпус і кабіну

Позначені вище судження дозволили визначити основні вимоги, умови та допущення для розробки математичних та імітаційних моделей руху на які в процесі експлуатації діють силові та кінематografічні дії. динаміки руху самохідної машини.

2.1. Загальні рівняння динамік самохідної машини

Вимоги до математичної моделі динаміки руху визначаються комплексом позначених завдань, при вирішенні яких стане можливим оцінити експлуатаційні властивості машин, зокрема:

- модель повинна враховувати динаміку підрамника кабіни, силової установки та трансмісії з точністю, необхідною для забезпечення її стійкості при русі;

- статичні властивості коліс з пневматичними шинами, що мають радіальну, окружну і кутову жорсткість, що обумовлює неутримуючий характер зв'язків, накладених на корпус машини.

З метою формалізації процесів математичного моделювання кінематичних збурень використаний методом однорідних координат система рівнянь руху комбайна містить динамічні рівняння, що описують рух комбайна, а також кінематичні рівняння зв'язку кутових і лінійних швидкостей з кутовими та просторовими координатами. C - центр мас комбайна; φ , ψ , Θ - кути відповідно диферента, крену і курсу; q_i - вертикальна координата дорожньої поверхні. Перша, є нерухома система координат (НСК) $O_2X_2Y_2Z_2$ використовується для завдання макро- та мікрорельєфу опорної поверхні координат системи (точка O_2 збігається з початком ділянки опорної поверхні (рис 2.3а). Друга, напівзв'язана система координат $O_1X_1Y_1Z_1$, характеризується тим, що її початок точка O_1 завжди збігається з центром мас корпусу машини і переміщається разом з ним у просторі. Прийнято, що осі $O_1X_1Y_1Z_1$, паралельні діючим осям системи координат O_2X .

Використання пов'язаної системи координат для запису рівнянь динаміки машин визначаються тим, що: рухливі осі з початком координат в центрі мас колісної машини є головними осями інерції тіла і моменти інерції щодо них не залежать від зміни кінематичних параметрів, що діють на несучу систему пов'язаних.

У зв'язку з цим рівняння динаміки самохідного комбайна, записані в ПСК, найпростіші і зручні для подальшого рішення при досить повному відображенні процесів взаємодії тіла, що рухається, і зовнішнього середовища.

Для визначення сил, що діють на комбайн з боку опорної поверхні, введена мікрорухома система координат (МРСК) $O_T X_T Y_T Z_T$. В даній системи координат її центр O_T збігається з проекцією поздовжньої осі симетрії рушії на опорну поверхню, а ось $O_T X_T$ відповідно з проекцією осі колеса (рисунок 2.3 б)

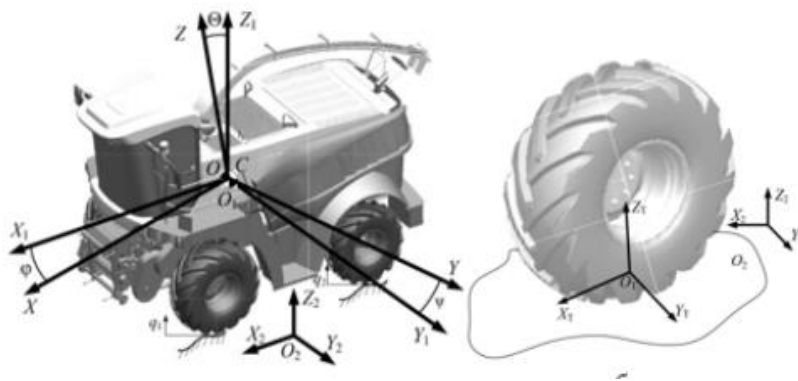


Рис.3.3. Положення прийнятих систем координат для корпусу (а) та коліс (б)

Для розрахункової моделі, що використовується, головний момент інерції може бути знайдений на основі 3-го закону Ньютона. З метою опису обертального руху додатково введено розрахункову схему кутових коливань корпусу (рисунок 2.4). На схемі зазначено: L – колісна база; β_2, β_4 – кути повороту керованих коліс; C – центр мас корпусу машини; P – миттєвий центр повороту; ω_z – кутова швидкість повороту; $R_{kiX_T}, R_{k(i+n)X_T}, R_{kiY_T}, R_{k(i+n)Y_T}$ – реакції в плямі контакту рушія на осі; R_n – радіус повороту.

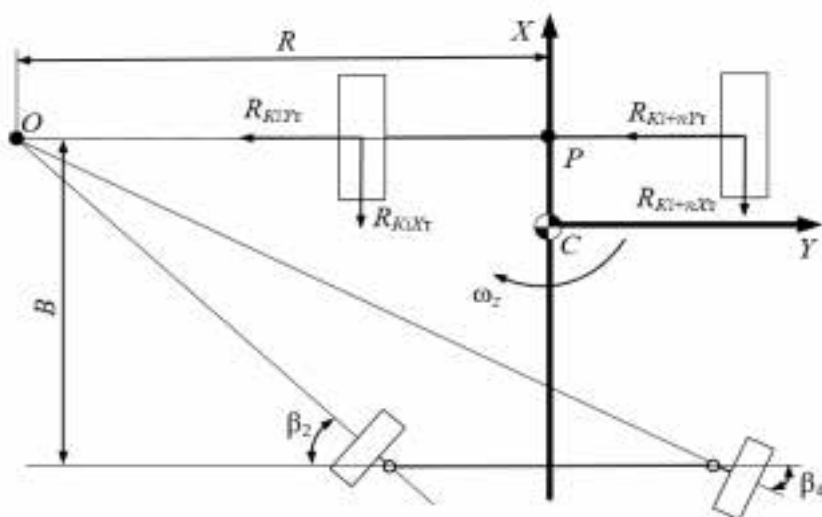


Рис. 2.4 – Розрахункова схема кутових коливань корпусу

З урахуванням прийнятих на рис. 2.4. позначень у проекціях на осі ПСК рівняння динаміки обертального руху корпусу навколо точки C можна записати у вигляді системи:

$$\begin{cases} \frac{dK_x}{dt} + (\bar{\omega}_x \bar{K}_0) X = L_x^e \\ \frac{dK_y}{dt} + (\bar{\omega}_x \bar{K}_0) Y = L_y^e \\ \frac{dK_z}{dt} + (\bar{\omega}_x \bar{K}_0) Z = L_z^e \end{cases} \quad (2.1)$$

Розкривши проекції векторного твору $(\bar{\omega}_x \bar{K}_0)$ і підставивши компоненти із системи (2.1), отримаємо систему динамічних рівнянь:

$$\begin{cases} J_x \frac{d\omega_x}{dt} - J_{xy} \frac{d\omega_y}{dt} - j_{xz} \frac{d\omega_z}{dt} + j_{yz}(\omega_z^2 - \omega_y^2) + \omega_z \omega_y (j_z - j_y) - \omega_x \omega_y j_{xz} - \omega_z \omega_x j_{xl} = L_x^{(e)} \\ -j_{yx} \frac{d\omega_x}{dt} + J_y \frac{d\omega_y}{dt} - j_{yz} \frac{d\omega_z}{dt} + j_{zx}(\omega_x^2 - \omega_z^2) + \omega_x \omega_z (j_x - j_z) - \omega_x \omega_y j_{yz} - \omega_z \omega_y j_{xl} = L_y^{(e)} \\ -j_{zx} \frac{d\omega_x}{dt} - j_{yz} \frac{d\omega_y}{dt} + J_z \frac{d\omega_z}{dt} + j_{xy}(\omega_y^2 - \omega_x^2) + \omega_x \omega_y (j_y - j_x) - \omega_x \omega_z j_{yz} - \omega_z \omega_y j_{xz} = L_z^{(e)} \end{cases} \quad (2.2)$$

В окремому випадку збіги обраних осей з осями еліпсоїда інерції корпусу машини система динамічних рівнянь (2.2) набуває вигляду динамічних рівнянь Ейлер. Запишемо їх у проекції на осі ПСК

$$\begin{cases} j_x \omega_x + (j_z - j_y) \omega_y \omega_z = L_x \\ j_y \omega_y + (j_x - j_z) \omega_z \omega_x = L_y \\ j_z \omega_z + (j_y - j_x) \omega_x \omega_y = L_z \end{cases} \quad (2.3)$$

Положення корпусу комбайна у просторі визначається взаємним розташуванням систем координат $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ та $OXYZ$ по кутах Ейлера-Крилова (рис.4.3 а): кут «ризання» - Θ ; кут "диферента" - φ ; кут «крену» - ψ . Оскільки осі незв'язаної системи координат $O_2 X_2 Y_2 Z_2$ паралельні осям напівзв'язаної системи координат $O_1 X_1 Y_1 Z_1$, визначення кінематичних параметрів лінійних переміщень корпусу машини проводиться з використанням матриці лінійного перетворення координат з пов'язаної в напівзв'язану систему. Матриці лінійного перетворення найзручніше висловити через кути Ейлера-Крилова:

$$\begin{bmatrix} V_{cx2} \\ V_{cy2} \\ V_{cz2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_{cx} \\ V_{cy} \\ V_{cz} \end{bmatrix},$$

де b_{11} – напрямні косинуси; V_{cx}, V_{cy}, V_{cz} – проекції миттєвої швидкості руху центру ваги корпусу. на осі пов'язаної системи координат; $V_{cx2}, V_{cy2}, V_{cz2}$ – проекції миттєвої швидкості руху центру мас корпусу осі незв'язаної системи координат. Запишемо матричні рівняння у простішій формі :

$$[V_{cx2}, V_{cy2}, V_{cz2}]^T = \|b_{ij}\| \cdot [V_{cx}, V_{cy}, V_{cz}]^T = B \cdot [V_{cx}, V_{cy}, V_{cz}]^T, i, j = 1, 2, 3$$

де B - квадратна матриця напрямних косінусів.

Використовуючи той самий підхід, стає можливим отримати проекції швидкості центру мас корпусу на осі пов'язаної системи координат:

$$[V_{cx}, V_{cy}, V_{cz}]^T = B^T \cdot [V_{cx2}, V_{cy2}, V_{cz2}]^T, i, j = 1, 2, 3 \quad (2.4)$$

де B^T -транспонована квадратна матриця напрямних косінусів

Використання наведеного підходу забезпечує можливість визначати проекції швидкості руху центру мас в різних координатних системах.

Для орієнтації $O_T X_T Y_T Z_T$ щодо ПСК $OXYZ$ припущено, що вісь симетрії колісного рушія ПСК завжди орієнтована вертикально. Тоді стає можливим записати матрицю D перетворення напрямних косінусів осей системи координат $O_T X_T Y_T Z_T$. Проекції будь-якого вектора, визначені в системі координат $O_T X_T Y_T Z_T$, можна однозначно перевести в ПСК, і навпаки, використовуючи матрицю перетворень з косинусами, що направляють:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_T \\ y_T \\ z_T \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

де β - кут повороту керованого колеса щодо осі корпусу машини.

Аналогічним чином здійснимо перехід з ПСК в МПСК:

$$[X_T, Y_T, Z_T]^T = D^T \cdot [x, y, z]^T \quad (2.6)$$

Зв'язок кутів нишпорення, диферента і крену з іншими кінематичними параметрами обертального руху - проекціями кутової швидкості на пов'язані осі - описані на основі рівнянь зв'язку обертального руху.

2.2. Визначення сил та моментів у рівняннях руху комбайна

Інтенсивність кінематичних збурень, що діє на корпус машин обумовлена процесами взаємодії рушія з опорним основою. Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (2.6) необхідно визначити сили та моменти від сил, що входять у праві частини. Спроекуємо вектор сили тяжіння на осі рухомої системи координат OXYZ:

$$\bar{g}^{(0)} = B^T \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mg \cdot \cos \psi \sin \varphi \\ -mg \cdot \sin \varphi \\ -mg \cdot \cos \psi \cos \varphi \end{bmatrix}, \quad (2.7)$$

де m – вага автомобіля, g – прискорення вільного падіння.

Сила опору повітря, що діє на корпус комбайна, оцінюється зосередженою силою P_w , яка прикладена у центрі парусності лобової площі. У роботі допущено, що становище центру парусності збігається із центром мас комбайна. Для визначення P_w , у використанні вирази:

$$\begin{aligned} P_w &= c_x \cdot F \cdot q_v \\ F &= k_{pt} \cdot B \cdot H \\ q_v &= \rho_v v_x^2 / 2 \end{aligned} \quad (2.8)$$

де: $c_x=0,7...1,3$ – коефіцієнт оптекаємості комбайна; F – вся площа; q_v – швидкість потоку повітря; $k_{pt} = 0,8...0,95$ – коефіцієнт форми проекції автомобіля; ρ_v – щільність повітря (для нормальних атмосферних умов $\rho_v = 1,25$ кг/м³); V_x – швидкість руху комбайна, м/с.

2.3 Опис кінематичних зв'язків коливань несучої системи комбайна та системи підресорювання кабіни

Представлена вище модель дозволяє прогнозувати зміну становище центру мас машини під впливом кінематичних обурень.

Однак відповідно до поставленого в роботі завдання необхідно проводити аналіз вібронавантаженості робочого місця оператора, яке сприймає силові та кінематичні обурення. Завдання прогнозування вібраційного стану на робочому місці оператора можна вирішити, якщо здійснити перетворення сигнал від інематичних збурень з центру мас корпусу до точці його сполучення із системою підресорювання кабіни. Отриманий сигнал системі підресорювання кабіни від кінематичних збурень стане можливо об'єднати із сигналом від силових збурень, що дозволить вирішити поставлене завдання з комплексного навантаження кабіни.

Для реалізації зазначеного підходу розроблено математичний апарат, що дозволяє перетворювати коливання контрольних точок несучої системи від опорної поверхні, у вхідний сигнал системи підресорювання кабіни зерно- та кормозбиральних комбайнів існуючих чи нових компоновок. Конфігурація компонування "корпус кабіна" може бути задана геометричними параметрами. Зв'язок між кінематичними процесами у різних точках описували за допомогою диференціальних рівнянь. Для цього прийнято такі припущення:

- вхідні дії в моделі орієнтовані щодо корпусу та виражаються в координатних осях, що жорстко з ним пов'язані;
- конструкція машини вважається недеформованим твердим тілом, тому всі контрольні точки зберігають відстані між собою та щодо центру мас машини;
- розглядаються лише малі кути повороту тіл щодо координатних осей пов'язаної системи координат;
- розглядається лише прямолінійне рух комбайна.

Для реалізації зазначеного підходу застосована загальна ортогональна система координат OXYZ (рис 2.6), використовується раніше для математичного описи руху комбайна, тобто рухома система координат (ПСК). Центр ПСК – точка завжди співпадає з центром мас машини, тобто. точкою C . Осі збігаються з головними осями інерції (рис.2.6). Як і у випадку опису динаміки руху корпусу як параметри руху прийняті проекції (V_x, V_C, V_z) та кутовий ($\omega_x, \omega_y, \omega$) швидкостей точки C на глобальну систему координат. Розроблена математична та імітаційна модель руху дозволяють зв'язати кінематичні та динамічні навантаження, що діють у характерних точках $M1, M2$ та $M3$ несучої системи з переміщеннями в точки C . Таким чином, позначене завдання вирішується за рахунок перетворення сигналу від точок $M1, M2$ та $M3$ несучої системи до точок $H1-H4$ (рис 2.6)

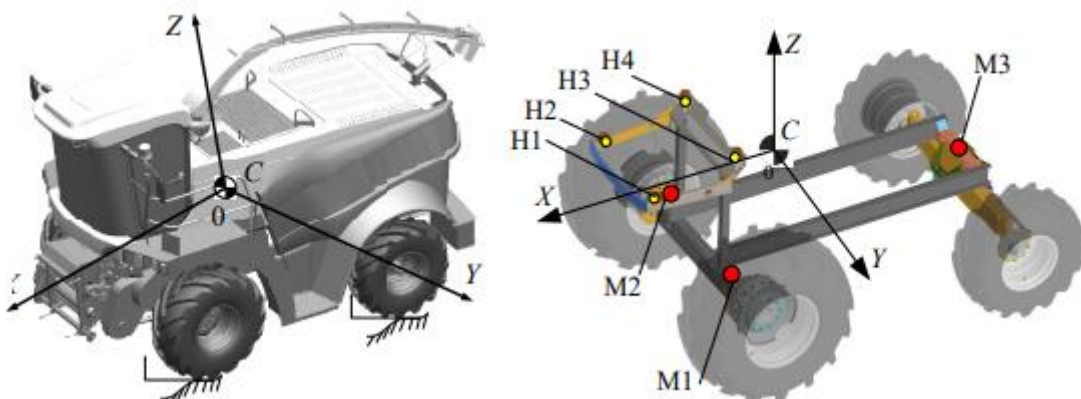


Рис. 2.6. Схема розміщення прийнятої системи координат.

На малюнку 2.7 наведено додатково введену розрахункову схему, включає основні геометричні параметри компонування кабіни щодо корпусу: L – колісна база машини; L_1 – відстань по осі X між контрольними точками $M1, M2$ та точкою C ; L_2 – відстань по осі X між точками $M3$ та точкою C ; L_3 – відстань по осі X між контрольними точками $H1, H2$ та точкою C ; L_4 – відстань по осі X між контрольними точками $H3, H4$ та точкою C ; B – відстань по осі Y між контрольними точками $M1$ та $M2$ на МВК; b – відстань по осі Y між осями контрольних точок $H1, H3$ та $H2, H4$; h_1 – відстань по осі Z між контрольними

точками Н1, Н2 і точкою; h_2 – відстань по осі Z між контрольними точками Н3, Н4 і точкою С.

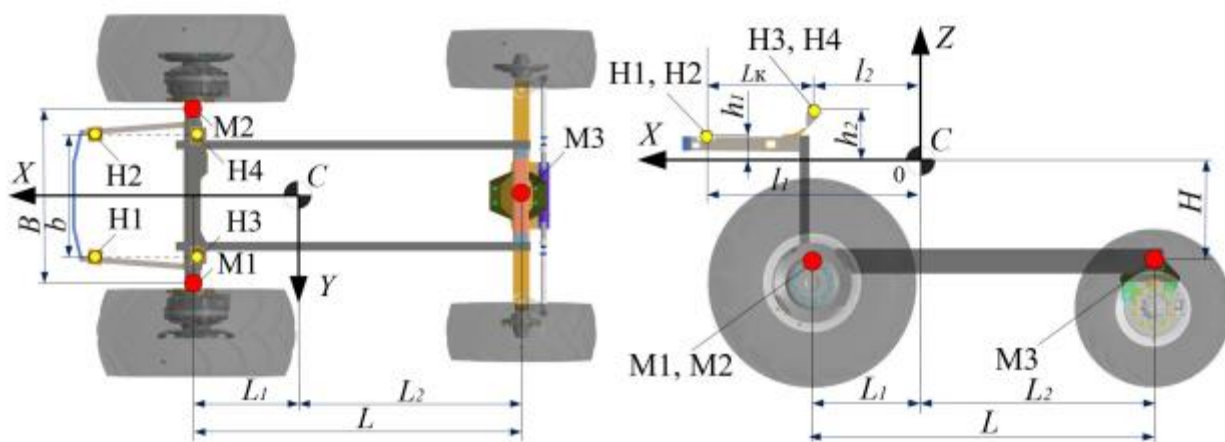


Рис. 2.6. Основні геометричні параметри компоновки кабіни та корпусу

Якщо розглянути корпус самохідних зерно- та кормозбиральні комбайни у вигляді абсолютно твердого недеформованого тіла, то кінематичні зв'язки між контрольними точками моста провідних коліс М1, М2 та точкою М3 моста керованих коліс з точкою С корпусу під час його руху.

Оскільки в даному розділі розглядаються лише кінематичні збурення, що формують значні переміщення контрольних точок, то припущено, що для перетворення сигналу з точки З точки Н1-Н4 несучу систему кабіни можна також розглянути як абсолютно жорсткого тіла. Тоді для перетворення сигналу з точки З точки Н1-Н4 отримаємо систему рівнянь. У системах рівнянь (використовується в позначенні верхній індекс характеризує відповідну вісь повороту ПСК, а нижній вказує на контрольну точку та напрям коливань.

2.4. Оцінка адекватності перехідної моделі «несуча система-кабіна»

Як показано вище вхідний сигнал до системи підресорювання кабіни зерно- та кормозбирального комбайна визначається як суперпозиція сигналу на несучій

системі в точках М1-М3 від кінематичних збурень та вібраційного сигналу силових обурень. У разі проведення досліджень у відносинах натурних зразків машин вібраційні сигнали, що формують суперпозицію, можуть бути отримані експериментальним шляхом. Для проведення досліджень на ранніх стадіях проектування машин параметри кінематичних та силових збурень можуть бути згенеровані за допомогою наведених математичних моделей. Для реалізації зазначених підходів рівняння були запрограмовані на ПК «Mathcad». Наповнення розрахункових моделей здійснювали геометричними та масо-інерційними параметрами сучасного КУКпп. Значення параметрів для моделювання наведено у додатках В.1-В.4. Для розрахунків як вхідний сигнал рівняння системи подавали експериментально отримані реалізації прискорень по осях XYZ у точках М1-М3 відповідно до методики, наведеної у розділі 2. Результати моделювання представлені у вигляді спектрів прискорень у центрі мас машини (рисунок 2.7 а) та у точці приєднання кабіни до корпусу (крапка Н3) (2.7 б). Отримані результати були зіставлені з результатами експериментальних вимірів, що діють віброприскорень, точках Н1 відповідного серійного ККК (рисунок 2.7 б). Як видно з малюнку 2.7 отримані результати моделювання добре узгоджуються з натурним експериментом. Модель дозволяє відтворити не лише частоти, але та амплітуди основних діючих гармонік. Пропонована модель відтворює не тільки діючі частоти збурень, а й амплітуди діючих гармонік. Як видно з малюнка 2.7 екстремальні значення отримані спектри мають високу кореляцію на частоті більше 0,5 Гц. На частоті до 0,5 Гц видно явну розбіжність з розрахунковими значеннями через те, що при обробці сигналу та побудові експериментального спектру не був застосовано фільтр низьких частот. На малюнку 2.7 б виділені гармоніки відповідають вертикальним та поздовжньо-кутовим коливаннями корпусу комбайна на еластичних шинах. У центрі мас комбайна по вертикальному напрямку діє гармоніка з частотою 1,1 Гц. Відсутність поздовжньо-кутової форми очікується через те, що рівень цих коливань в центр мас машини прагне до нуля.

Відмінності на спектрах щодо розбіжності діючих амплітуд діючих гармонік зумовлені різними підходами до отримання сигналів.

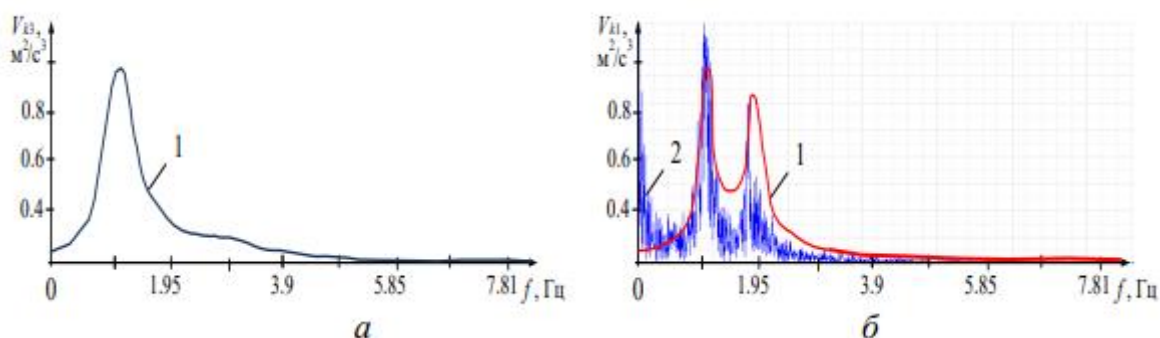


Рис. 2.7 – Спектри віброприскорень у точці С(а) та НЗ(б), отримані розрахунковим шляхом 1 та експериментально 2

Кількісна оцінка точності розрахунків контрольованих параметрів запропонованої методики представлено у таблиці 2.3. З таблиці 2.3 що розрахункові та експериментально виміряні значення діючих віброприскорень по осі Z ають високу кореляцію. Вертикальні прискорення у центрі мас становлять від 2,736 до 15,861 м/с². При цьому екстремальні прискорення у контрольних точках Н1 і Н3 відрізняються від експерименту лише на 4%. Найвні відмінності максимальних значень можуть зумовлюватися похибкою вимірювань та мають місце конструкційним демпфуванням коливань у несучій системі комбайна.

Контрольні параметри	Діючий рівень прискорення по осі Z в контрольованих точках, м/с ²							
	Експеримент							
	T1	T2	T3	K1	K3	C	K1	K3
Max	15.387	16.241	16.107	16.795	16.082	15.861	16.591	16.186
середнє	9.879	9.862	9.868	9.912	9.683	9.872	9.886	9.871
min	4.276	4.189	0.617	4.567	4.124	2.736	4.425	4.281

Таким чином, можна вважати, що запропонований підхід дозволяє пов'язати просторові коливання несучої системи з підвіскою кабіни та забезпечує відтворення форм власних коливань машини, частот та амплітуд, що підтверджує їх адекватність та точність. Запропонований інструментарій дає можливість прогнозувати та досліджувати вібронавантаженість кабіни від кінематичних

обурень на основі даних одержуваних як експериментально, так і за допомогою розроблених та відомих математичних та імітаційних моделей самохідних машин.

3. СИНТЕЗ І ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ПІДРЕСУВАННЯ КАБІН

Як показано в розділі 2 віброакустична навантаженість робочого місця оператора в робочому режимі визначається широкосмуговим спектром вібрації за всіма нормованими напрямками в результаті дії силових збурень системи кабіни, динамічні властивості якої виявляються за частоти від 50 Гц. З урахуванням виявленої ефективності кожного із застосовуваних елементів системи підресорювання кабіни та варіантів побудови базисного інваріанту побудови підвіски кабіни. в цьому розділі проведено дослідження, спрямовані на частотне відбудову елементів підрамника кабіни, а також на боротьбу з вібрацією на шляху її розповсюдження.

3.1. Метод відбудови динамічних властивостей несучої системи

Для виключення резонансів, що зумовлюються збігом власних частот підрамника з технологічними джерелами, запропоновано змінювати конфігурацію несучої системи кабіни з урахуванням частотних діапазонів джерел, таких як адаптера, ДВС, МСУ, подрібнювально-розкидальний пристрій і т.п.

Проведені в розділі 2 експериментальні дослідження дозволили побудувати на основі спектрів вібрації в кабіні зерно- та кормозбиральних комбайнів карти її вібраційного стану. Ці характеристики відбивають діапазони частот силових збурень, і навіть розвантажені частотні інтервали (рис. 3.1). Якщо власні частоти підрамника будуть відповідати цим вільним інтервалам на спектрі, то виявлених резонансів не виникне, при цьому кабіна буде розвантажена від найпотужніших гармонік (див. розділ 2 і малюнок 2.1), а підрамник кабіни може мати меншу матеріаломісткість і більшу експлуатаційну надійність. На прикладі карти спектра вібрації в точці Н1 кабіни видно, що частотними діапазонами вільними від активних джерел вібрації ЗЗК є області 84 - 92 Гц і більше 142 Гц. Тому для

відбудови власних частот коливань несучої системи кабіни від частот джерел вібрації в ЗЗК перші власні частоти конструкції підрамника повинні знаходитися в даних частотних діапазонах (рисунок 3.1).

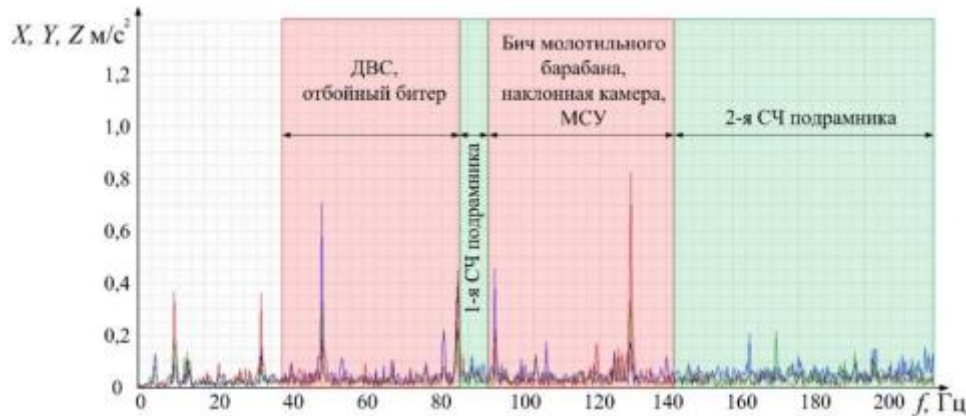


Рис. 3.1 – Схема відбудови динамічних властивостей несучої системи кабіни ЗУКбп від силових збурень

Сучасні зерно- та кормозбиральні комбайни дозволяють здійснювати комбайнування різних культур, для чого їх оснащуються різними типами навісного обладнання, а регулювання робочих характеристик технологічного обладнання виробляють у широкому діапазоні. У зв'язку з чим на наступному етапі потрібно відповідно до рекомендованих заводів-виробників комбайнів виділити частотні діапазони технологічного обладнання для різних варіантів налаштування та обмолоту різних типів культур наведені (таблиці 3.1).

Таблиця 3.1.Робочі режими роботи молотильного блока ЗЗКбп

Культура	Среднее значение параметров регулировок			
	n барабана, об/мин	частота бича барабана, Гц	n бiтера, об/мин	частота лопасті бiтера, Гц
Пшеница	650-850	108-142	794	79
Ячмень	600-700	100-117	794	79
Рожь	700-850	117-142	794	79
Овес	550-650	92-108	794	79
Горох	350-500	58-83	794	79
Подсолнечник	225-350	37-58	794	79

Як було показано в розділі 2, резонансні частоти коливань підрамника кабіни становлять 48 і 130 Гц і відповідають частотам вібрації, що генерується основними джерелами в зернозбиральних комбайнах - похилою камерою.

У світовому комбайнобудуванні для збільшення оглядовості оператора та полегшення процесу управління склалося загальноприйняте компоновання машин, що передбачає зміщення кабіни з оператором максимально ближче до адаптера. Однак для забезпечення такого компоновання і з урахуванням необхідності скорочення металомісткості конструктори для кріплення кабіни до кістяка комбайна змушені використовувати максимально легкі балки. Незважаючи на використання різних конфігурацій, типів профілів балок відповідно до робіт несучі системи кабіни можна систематизувати і виділити дві найбільш поширені конструкції у вигляді балка з закладенням обох кінців (рисунок 3.2 а) і консольна балка з закладенням одного з кінців (рисунок 3). В аспекті розв'язуваного завдання проектування несучих систем кабін вимагає проведення розрахунку своїх коливань цих конструктивних елементів. На основі проведених у другому розділі експериментальних досліджень, приймемо припущення про те, що поперечно-кутові коливання не є значущими. Такий підхід відповідно до класичних уявлень механіки дозволяє розглядати коливання несучої системи у поздовжньо-кутовому напрямку щодо осі y у випадку балки з замурованими кінцями (рисунок 3.2 а) та в поперечно-кутовому напрямку щодо осі z у разі консольної балки (рисунок 3.2 б).

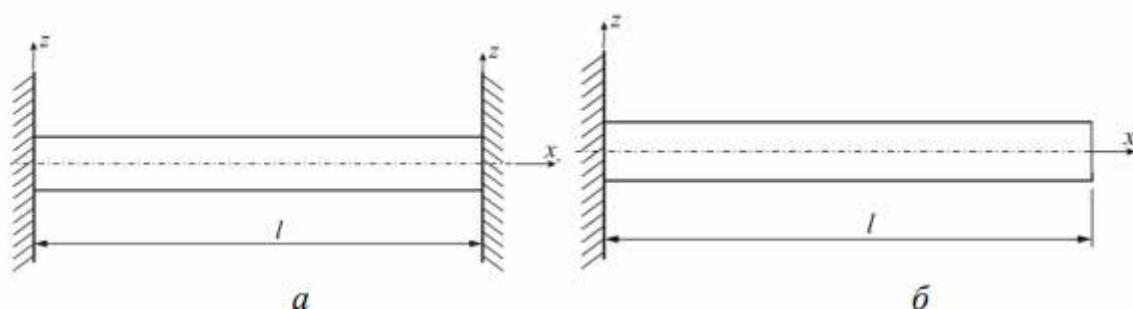


Рис. 3.2 – Розрахункові схеми закріплення балки несучої системи кабіни у поперечно-кутовому напрямку щодо осі z (а) та в поздовжньо-кутовому напрямку щодо осі y (б)

Рівняння, що описує вільні коливання балки має вигляд:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EJ \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + pS \frac{d^2 w}{dt^2} = 0 \quad (3.1)$$

де E - модуль Юнга; J – момент інерції поперечного перерізу балки щодо осі y (для розрахункової схеми на рисунок 3.2 а) або осі z (для розрахункової схеми на рисунок 3.2 б); p - щільність матеріалу балки; S – площа поперечного перерізу балки; w - прогиб.

Рівняння для визначення частот вільних коливань балки

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EJ \frac{d^2 w}{dx^2} \right) - pS w^2 w^{\square} = 0 \quad (3.2)$$

Надалі розглядатимемо випадок $EJ = const$, для якого рівняння (3.2) приймає вигляд:

$$\frac{d^4 w}{dx^2} - a^4 w = 0, a^4 = \frac{pS}{EJ} w^2 \quad (3.3)$$

Відповідно до с граничні умови можна записати для точки загортання балки як $w = w' = 0$, а для вільного кінця балки у вигляді $w'' = w''' = 0$

Для вирішення рівняння (3.2) скористаємося апаратом функцій Крилова
Загальне рішення рівняння (3.2) представимо у вигляді:

$$w = AF(ax) + BT(ax) + CX(ax) + DV(ax) \quad (3.4)$$

Функції F, T, U, V , які називаються функціями Крилова або балочними функціями, мають наступну корисну властивість

$$F(0) = 1; T(0) = U(0) = V(0) = 0.$$

Крім того, при диференціюванні будь-яка балкова функція перетворюється на іншу балочну функцію $F' = V$, і т.п. Підстановка загального рішення (3.4) до граничних умов дозволить визначити довільні постійні.

Власні частоти коливань балки можна визначити

$$\text{як } \omega = \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}} a^2. \quad (3.5)$$

Використовуємо рішення (3.4) для визначення частот коливань для граничних умов, що розглядаються. Тоді для випадку несучої системи, у якій балка перебуває у стані з заробленими кінцями (рисунок 3.2 а) власні частоти коливань визначаються в такий спосіб. На кінцях балки виконуються умови закладення:

$$w = w' = 0, \quad x = 0, \quad x = l.$$

Зважаючи на те, що

$$w' = \alpha [AV(\alpha x) + BF(\alpha x) + CT(\alpha x) + DU(\alpha x)], \quad (3.6)$$

з умови на краї $x = 0$. послідує, що $A=B=0$ Підставка рішення (3.4) в граничних умовах на краї $x = l$ призводить до системи рівнянь (3.7)

$$\begin{cases} CU(z) + DV(z) = 0 \\ CT(z) + DU(z) = 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

рівняння для визначення рівняння у виразі (3.5) для балкових функцій.

Беручи до уваги, що

$$\sin^2(z) + \cos^2(z) = 1, \quad \operatorname{ch}^2(z) - \operatorname{sh}^2(z) = 1 \quad (3.8)$$

отримуємо рівняння частот

$$\cos(z) = \frac{1}{\operatorname{ch}(z)} \quad (3.9)$$

коріння якого не можна знайти в явному вигляді. Наближене рішення з точністю близько 0,5 % можна записати як

$$z_k = a_k l = \frac{\pi}{2} + \pi k, k = 1, 2, \dots \quad (3.10)$$

Таким чином, можуть бути розраховані власні частоти коливань конструкцій у широкому діапазоні частот залежно від мети дослідження. Для проведення розрахунків міцності та витривалості конструкцій прийнято розраховувати власні частоти до 9-ої октави, що становить 250 Гц. Для розрахунку вібронавантаженості кабіни зерно- та кормозбирального комбайна відповідно до вимог стандартів у галузі віробезпеки робочих місць, необхідно проводити розрахунок до 8-ї октави від 1 до 125 Гц. Тому для конструкцій несучих систем кабін ЗУК доцільно визначати та відбудовувати власні частоти коливань несучих систем у даному частотному діапазоні. Отримано власні частоти коливань несучої системи кабіни ЗУКбп для вертикальних та горизонтальних поперечних коливань наведено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Перші СЧ коливань несучої системи кабіни ЗУК

Напрямок коливань	Перші СЧ коливань, Гц
Вертикальні	130
Горизонтальні поперечні	53

Відповідно до розробленого підходу розрахунку динамічних параметрів балок із закладенням кінців проведено розрахунок несучої системи кабіни ЗУКбп з наступними геометричними та фізичними параметрами.

Таблиця 3.3 – Характеристики балок підрамника

№	Найменування параметра	Позначення	Значення
1	Довжина балки, м	l	0,777
2	Висота профілю поперечного перерізу, м	h	0,166
3	Ширина профілю поперечного перерізу, м	b	0,054
4	Щільність матеріалу балки	p	7640
5	Площа поперечного перерізу, м ²	S	1,075·10 ³
6	Момент інерції поперечного перерізу щодо осі y, м ⁴	$j_y = \frac{\delta h^3}{6} (3h^b + 1)$	4,545·10 ⁵
7	Момент інерції поперечного перерізу щодо осі z, м ⁴	$j_y = \frac{\delta h^3}{6} (3b^h + 1)$	2,43·10 ⁶

Для призначення жорсткості підрамника, статичних та динамічних параметрів ВІ підвіски кабіни нам необхідно знати лише першу (мінімальну) частоту власних коливань підрамника для вертикальних та горизонтальних поперечних коливань.

Запропонована методика дозволяє оцінити динамічні властивості підрамників симетричного перерізу. Для проведення розрахунків балок складнішої форми чи проведення уточнюючого розрахунку зокрема. з додатково приєднаними масами слід використовувати точніші методики динамічного аналізу на основі КЕ моделей як показано в підрозділі 2.3. У разі необхідності докладання до підвіски кабіни кінематичних збурень у модулі розрахунку динаміки конструкцій, що деформуються, кінцевоелементним методом «Flex» програмного комплексу «MSC Adams» розроблено еквівалентну імітаційну модель динаміки «корпус-несуча система».

Модель дозволяє врахувати взаємне компонування корпусу комбайна і кабіни, задати конструкцію несучої системи кабіни та фізико-механічні властивості її матеріалу, а також врахувати масово-інерційні характеристики кабіни та ВПП.

Комплексне застосування розробленої математичної моделі руху зерно- та кормозбиральних комбайнів, математичного опису розроблених систем динамічної стабілізації корпусу, несучої системи кабіни та системи підресорювання кабіни дозволять на ранніх стадіях проектування оцінювати рівень віброннавантаженості кабіни в т.ч. на ранніх стадіях проектування машин поточного та перспективного поколінь.

3.2 Розрахунок ефективності систем стабілізації руху та економічної ефективності

Основним економічним фактором, що сприяє впровадженню у виробництво результатів науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, є зниження матеріаломісткості елементів несучої системи зерно- та кормозбиральних комбайнів внаслідок зниження їх динамічної навантаженості. Як приклад оцінки зниження матеріаломісткості була обрана рама несучої системи КУКпп як основний елемент конструкції (рисунки 3.4). Також для оцінки працездатності проведено розрахунки на міцність похилої камери КУКбп і елементів, що забезпечують рухливість адаптера щодо корпусу машини. Розрахунок зниження навантажень системи, що несе, проводили при багатоцикловому навантаженні. На поточному рівні розвитку комбайнобудування вирішення завдань з оцінки втомної міцності несучої системи проводять з урахуванням властивостей використовуваних конструкційних матеріалів та конфігурації елементів несучої системи. З точки зору опору матеріалів несуча система сучасних комбайнів має

гетерогенну структуру, оцінка фізико механічних властивостей якої можлива на основі натурних випробувань або за допомогою КЕ-моделювання. Останній спосіб знаходить все більше застосування, проте має обмеження по обчислювальним потужностям. Як відомо, крива втоми деталей та конструкції з них оцінюється кривою втоми, апроксимованої за результатами випробувань КЕ-елементної моделі та відповідної виду

$$\sigma^m N = \sigma^m N_0 = C \text{ при } \sigma \geq \sigma_\gamma$$

$$N = \infty \text{ при } \sigma < \sigma_\gamma$$

Де σ поточна напруга; m - кутовий коефіцієнт кривої втоми; σ_γ - межа витривалості при асиметричному циклі навантаження; r - коефіцієнт асиметрії циклу; N_0 число циклів, що відповідає точці перегину кривої втоми; C - константа

Як зазначено за результатами чисельних експериментів, а також експериментальних вимірів на дослідних зразках машин пропонувані технічні рішення забезпечують боротьбу з одиничними повторними статичними навантаженнями, а також з малоцикловими втомними навантаженнями від стаціонарних або квазістаціонарних кінематичних обурень. Відповідно проведено оцінку ефективності розробок щодо статичних та повторно-статичних руйнувань, а також малоциклової втоми. В рамках розрахунків міцності була проведена оцінка міцності несучої системи елементів гідравлічного приводу підйому адаптера живильника КУКпп. Проведено розрахунки коефіцієнта запасу статичної міцності (n_c) та витривалості (n_σ). Для розрахунків у статичному режимі припущено, що адаптер перебуває у транспортному положенні, машина рухається полем. Як навантаження прийняті максимальні прискорення під час руху у режимі «П». При розрахунках витривалості припущено, що адаптер перебуває у транспортному положенні, машина рухається ґрунтовою дорогою. Як навантаження при цьому прийняті максимальні прискорення під час руху в режимі «БТ».

Мінімальний запас міцності за межею витривалості для КУКпп з ДДСС становив понад 2,50 при допустимому значенні 2,00, а у разі застосування ІДСС – 1.4-1.46. В результаті розрахунку було обґрунтовано, що коефіцієнт запасу міцності по 303 межі плинності каркасу жнивarki у разі застосування ДДСС на вказаних режимах навантаження надмірний. а б Рисунок 8.9 – Епюри напруг приводу підйому-опускання адаптера КУКпп при його русі в режимі БТ без СС (а) та з ДДСС (б) Застосування ІДСС призводить до підвищення діючих зусиль на приводі та прискорень на живильнику та адаптері і, відповідно, вимагає зміцнення конструкції. Серійний адаптер КУКпп має недостатній коефіцієнт запасу міцності за межі витривалості. Існуюча методика проектування зерно- та кормозбиральних комбайнів, передбачає, що в основі навантажувальної схеми несучої системи розглядаються одиничні статичні навантаження показано у Розділі 2 у режимах БТ.

З урахуванням досягненого рівня зниження пікових динамічних навантажень на 30%, на основі даних роботи очікується зниження ΔM_{nc} на 21%. За даними, наведеними у роботі вважаємо, що маса несучої системи (МНС) становить 30% маси сучасних комбайнів (M_k), значення яких наведено у розділі 3. Для ЗУКбп приймаємо $M_k = 11800$ кг. Тоді маса несучої системи (МНС) становить 3540 кг, а зниження ваги (ΔM_{nc}), що досягається, складе 743,4 кг. Такий самий розрахунок проведено щодо інших аналізованих у роботі машин (таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 - Розрахунок зниження матеріаломісткості несучої системи комбайнів

Тип машини	M_{cp} , кг	M_{nc} , кг	ΔM_{nc} , кг
ЗУКбп	11800	3540	743,4
ЗУКпп	19393	5817,9	1221,7
КУКбп	12570	3771	791,91
КУКпп	20500	6150	1291,5

Незважаючи на наявні лабораторні дослідження для підтвердження виділених взаємозв'язків параметрів ефективності розроблених технічних рішень з віброзахисту кабіни, потрібно було визначити їх статичні та динамічні властивості, а також проведення натурних випробувань. У зв'язку з чим було розроблено комплекс відповідного лабораторного обладнання та методик проведення досліджень на ньому.

Крім забезпечення вимог імпортозаміщення запропоновані розробки, дозволять знизити вартість системи підресорювання кабіни, а також за рахунок більшої ефективності знімуть обмеження на тривалість робочої зміни оператора. Водночас покращення комфортності сприятиме додатковому експорту машин.

Таблиця 3.5 - Результати КЗК для ЗЗК із розробленою віброзахисною системою операторів

Тип машини	Вартість, грн	ЧЕЗ, грн/год	ЧЗП, грн/год
ЗЗК	5600000	2978,7	288,73
ЗЗК	15700000	7358,4	407,27
КЗК	13700000	6861,6	383,80
КЗК	19700000	7877,6	454,22

4. БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ПРИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ РОБОТАХ

Трактори, зернозбиральні комбайни, інші самохідні машини, тракторні причепа повинні бути зареєстровані в державних органах нагляду, пройти періодичний технічний огляд. Перед початком всіх польових робіт необхідно потрібно провести навчання та перевірку знань з питань охорони праці водіїв, трактористів, провести інструктування по видах робіт працівників, яких передбачається залучати до збиральних робіт.

Працівники, які зайняті на механізованих роботах, повинні пройти періодичні медогляди у встановленому порядку. Обовязково організувати медичних огляд водіїв-операторів мобільних механізмів. Розробити маршрути безпечного руху техніки. Перевірити технічний стан споруд та устаткування зернотоків (наявність огорожень та захисних решіток на звальних ямах, закриття на замок люків бункерів та ємностей, перевірка опору заземлення електрообладнання та ізоляції електрокабелів). Дотримуватись правил охорони праці під час розвантажувально-вантажних та інших польових робіт. Місця завантаження та розвантаження залізничних вагонів повинні бути оснащені засобами для запобігання падіння працівників огороження, гальмівними башмаками, тросові підвіски, запобіжні пояси тощо), вібраторами, спеціальними лопатами з довгими держаками. Засоби дистанційного контролю температури зерна в силосних та бункерах повинні бути в повному порядку.

Перед початком робіт провести перевірку габаритів ліній електропередач на зернових токах і місцях проведення зернозбиральних та кормозбиральних робіт, довести цю інформацію до відома комбайнерів, водіїв, трактористів, інших працівників. Організувати місця відпочинку та харчування робітників в польових умовах (обладнати місця куріння, пересувні вагончики, грозозахист).

Провести протипожежні заходи (закупити нові вогнегасники, перезарядити старі або забезпечити виробничі ділянки первинними засобами пожежогасіння).

Провести інструктаж щодо дотримань трудової та виробничої дисципліни, попередження всіх випадків виконання робіт у нетверезому стані. Вимоги щодо охорони праці під час збирання зернових культур: під час роботи в полі та переміщення по всіх дорогах на зернозбиральному комбайні дозволено перебувати лише комбайнеру-оператору; запасні ножі збиральних машин необхідно зберігати у дерев'яних чохлах на польовому стані; не дозволяється перебування працівників у тракторному причепі або кузові автомашини під час заповнення їх продуктом, а також під час транспортування продуктом до місця складування; комбайни повинні бути забезпечені дерев'яними лопатами для проштовхування злежаного зерна у бункері до вивантажувального шнека; збиральні машини повинні бути забезпечені кріпкими, міцними дерев'яними підкладками на випадок встановлення домкрата під час ремонту чи огляду; під час переміщення на інше поле вивантажувальні шнеки та інші робочі органи збиральних машин повинні бути переведені в транспортне положення. Дистанція між збиральними машинами під час переміщення повинна бути не менше 50м. Забезпечити працівників засобами індивідуального захисту та спецодягом та згідно встановлених вимог.

Під час роботи.

1. Забороняється перебування сторонніх осіб у кузовах транспортних засобів, а також в зоні козирка силосопровода.

2. При роботі під лініями електропередач (ЛЕП) Слід проводити роботи перпендикулярно до них. При цьому підйом на комбайн та вихід з кабіни при відстані менше 25 м до ЛЕП дозволений тільки при заземленні комбайна, тобто при опущеному робочому органі (жнивварці або підбирачі). Висота установки мотовила жатки під ЛЕП повинна бути не більше 2.5> 6 м (габаритна висота комбайна по кабіні).

3. При завантаженні всіх транспортних засобів, щоб уникнути нещасних випадків через їх перекид треба максимально використовувати можливості регульованого козирька силосопровода для рівномірного

розподілення подрібненої маси в кузові автомобіля. Транспортний засіб має рухатися близько комбайна.

4. Забороняється проводити регулювання та ремонт, технічне обслуговування, комбайна на ходу і при включеному двигуні.

5. При техобслуговуванні ріжучого барабана дизель комбайну повинен бути виключений, головний вимикач вимкнений, барабан зупинено (оглядають через виїмку в корпусі ріжучого барабана з правого боку машини). слід пам'ятати, що измельчающий барабан після виключення приводу може обертатися за інерцією протягом 120 с. Коли барабан зупинено, його блокують від небажаного повертання введенням стопорного болта в бічній диск барабана з правого боку. Очищають барабан тільки спеціальними чистиками. Після проведення всіх робіт з очищення, технічного обслуговування і ремонту треба зібрати інструмент, видалити сторонні предмети з агрегатів комбайна і перевірити комплектність ЗІП. при пробному запуску на комбайні повинні бути захисні огороження. З огляду на, що барабан має високу частоту обертання і в поєднанні зі значною масою створює великий запас кінетичної енергії, щоб уникнути аварій при появі вібрації, стукотів його необхідно негайно зупинити і усунути причини порушення режиму роботи. При знятті захисної огорожі над подрібнюючим апаратом важіль регулювання числа обертів і важіль муфти измельчающего барабана повинні бути переведені в нейтральне положення (в нульове). Заточувати ножі подрібнювача дозволяється пройшли навчання механізаторам тільки вдвох.

6. Під час робіт з техобслуговування підбирача або жаток їх треба зупинити за допомогою транспортних запобіжних фіксаторів, щоб запобігти опускання. Пальцеві ріжучі апарати можна очищати тільки спеціальними чистиками.

7. Щоб уникнути опіків слід дотримуватися обережності при доливе і спуску води, що охолоджує.

При проведенні ремонтних робіт.

1. При проведенні ремонту пружних шківів варіатора необхідно бути

гранично обережними, так як пружини стиснуті з великим зусиллям.

2. Під час заміни (ремонт) колеса домкрат можна використовувати лише в позначених місцях. Перед цим слід задіяти ручне гальмо і закріпити навантажене ведуче колесо з обох боків гальмівними колодками. Під вісь ставиться опора..

3. При електрозварювальних роботах безпосередньо на комбайні клеми від генератора і акумуляторних батарей повинні бути від'єднані (вимикання головного батарейного вимикача не є достатнім!).

4. При розбиранні гвинтових з'єднань використовуйте відповідні гайкові ключі, розміри яких повинні збігатися з розмірами гайок і головок гвинтів. При відкручуванні гвинтів з шлицем слід використовувати викрутки, ширина ударної поверхні яких відповідає діаметру головки гвинта.. Молотки, зубила, борідки і інший ударний інструмент не повинен мати розплющеної ударної частини; використання дерев'яних ручок з зламами і розщепленням не допускається.

5. Зверніть увагу, що деталі та деталі замовлення наведено нижче. сприятлива точка зору; Кріплення та сполучні пристрої повинні бути перевірені та розроблені відповідно до навантажень, що виникають.

6. Електрообладнання, понижувальні трансформатори, переносні електричні лампи та перетворювачі частоти перевіряються на відкритому повітрі перед підключенням до мережі. Особливу увагу слід звернути на правильне заземлення, ізоляцію проводів, відсутність відкритих ділянок струмоведучих частин, придатність обладнання до умов експлуатації.

7. Користуючись електроінструментом, не залишайте його іншим людям, навіть на короткий проміжок часу, для аналізу та ремонту самостійно. Під час роботи небезпечно торкатися до дроту руками або використовувати ріжучі інструменти, а також знімати руками стружку (тирсу). При роботі з електроінструментом використовуйте засоби захисту, такі як діелектричні килимки, діелектричні рукавички тощо.

ВИСНОВОК

1. На основі проведених розрахунків на міцність показана можливість зниження матеріаломісткості зерно- та кормозбиральних комбайнів поточного покоління за рахунок застосування розроблених систем стабілізації на 743,4 - 1291,5 кг залежно від моделі та модифікації машини. Полегшення машини забезпечує зниження діючих напруг у підорному шарі на 5-6 % та зменшує глибину деформації ґрунту на 8-9 %.

2. Розроблені РМ ВІ забезпечують зниження вібронавантаженості об'єкта віброзахисту на 42%, пневматичні ВІ - на 67%, а відбудова динамічних характеристик несучої системи забезпечує, насамперед, виключення резонансів із технологічними джерелами. Лабораторні випробування показали, що комплексне застосування розроблених систем віброзахисту кабіни забезпечує кратне зниження a_v на робочому місці оператора до 0,12 м/с²а шуму на 2-4 дБа. Розроблені ВІ можна рекомендувати для модернізації машин, що випускаються, з метою поліпшення їхніх споживчих якостей, а також для нових моделей з підвищеним рівнем екологічної безпеки та (або) транспортних властивостей

3. У разі застосування систем стабілізації руху, економічний ефект від зниження матеріаломісткості конструкції, а також витрат на самопересування в залежності від моделі становить від 185787,9 до 348295 грн. по кожній машині. Економічний ефект від систем підресорювання кабіни обумовлений скороченням простоїв машини через необхідність дотримання режиму праці та відпочинку оператора, що дозволяє зменшувати витрати на 288,7-454,2 грн. на кожній робочій зміні.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

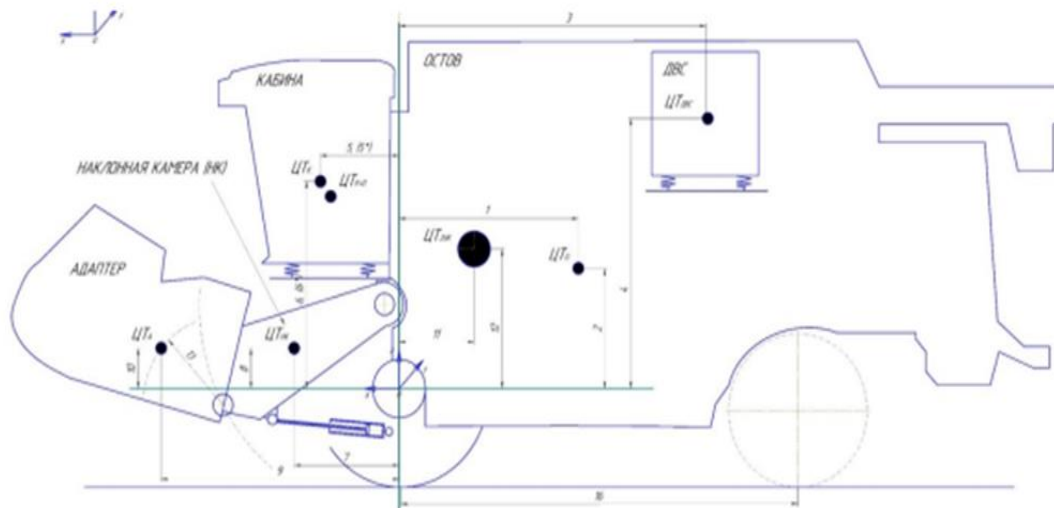
1. Войтюк Д., Надточій О., Войтюк В., Демко А., Демко О. Аналіз ринку зернозбиральних комбайнів України// Пропозиція, 2008. №12. – с. 17-20.
2. Зінченко О.І. Кормовиробництво: навчальне видання. – 2-е вид. доп. і перероб. / О.І. Зінченко. – К.: Вища освіта, 2015. – 448 с.
3. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том. 2 (ч. 1). Машини для заготівлі кормів. / П.М. Заїка. – Х.: Око, 2013. – 360 с
4. Комбайни John Deere серія 8000 електронний ресурс :<https://agroprof.com/uploads/2017/06/8100-8200-8400-8500.pdf>.
5. Кравчук В.І. Аналіз молотильних систем зернозбиральних комбайнів / В.І. Кравчук, С.В. Смолінський.–К.:ЦП «КОМПРИНТ», 2019. – 149с.
6. Кононеко М. П. Техніко-економічні аспекти використання зернозбиральних комбайнів. Агроном. 2016. № 3. С. 46-48.
7. Марченко В.В. Механізація технологічних процесів у рослинництві: Навчальний посібник. – Київ.: Кондор. – 2007. – 334с.
8. Особливості обмолоту та сепарації зерна в багатобарабанному молотильно-сепарувальному пристрої / В.О. Шейченко, В.І. Недовесов, М.М. Анеляк, А.Я. Кузьміч, О.М. Грицака, І.О. Дудніков. Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодерж. наук. зб. / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2018. Вип. №7 (106). – С. 63-72.
9. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість. Ч.ІІІ: Підручник / Г.М. Калетнік, М.Г. Чаусов, В.М. Швайко, В.М. Пришляк та ін.; за ред. Г.М. Калетніка, М.Г. Чаусова. – К.: Хай Тек-Прес, 2013. – 528 с
10. Погорілець О.М. Електронний посібник з розділу «Машини для збирання зернових культур» навчальної дисципліни «Сільськогосподарські та меліоративні машини». Київ. 2008. 206 с.
11. Роїк М., Мазуренко А., Маланчин А. Бурякозбиральна техніка і національна економічна незалежність // Пропозиція. – 2020. - № 7. – С. 88-90.

12. Тимчук В., Кириченко В., Петренкова В., Бондаренко Є., Цехмейструк М., Буряк Ю. Рекомендації до збирання ранніх зернових та зернобобових// Агробізнес сьогодні.- №14(309), липень 2015.- с. 14-19.

13. Хомик Н.І. Основи агрономії. Курс лекцій /Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.

14. Хелемендик М.М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин. – К.: Аграрна наука, 2011. – 280 с.

Схема до визначення координат центрів тяжіння динамічної моделі ЗЗК (а) та КЗК (б)



а

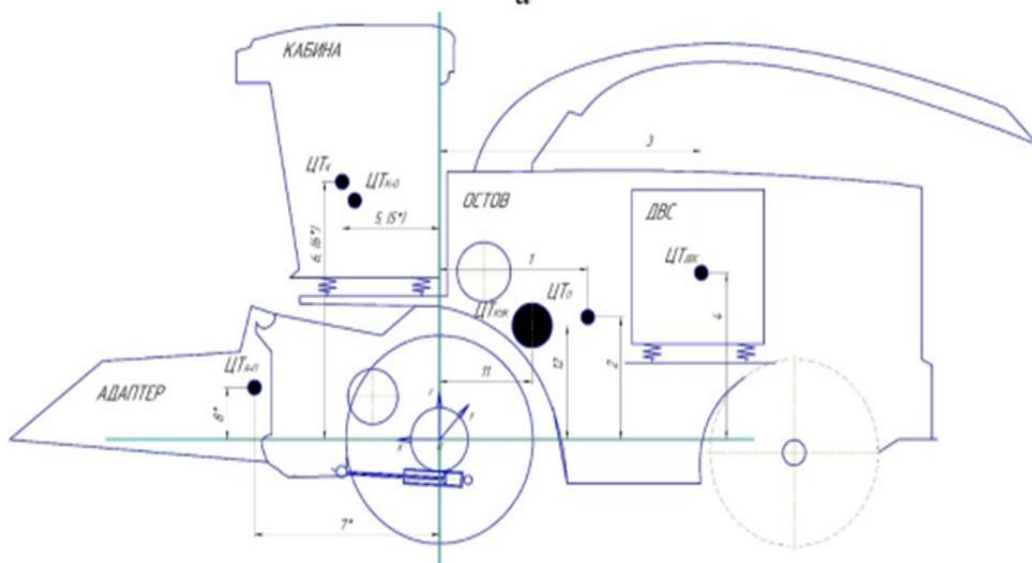
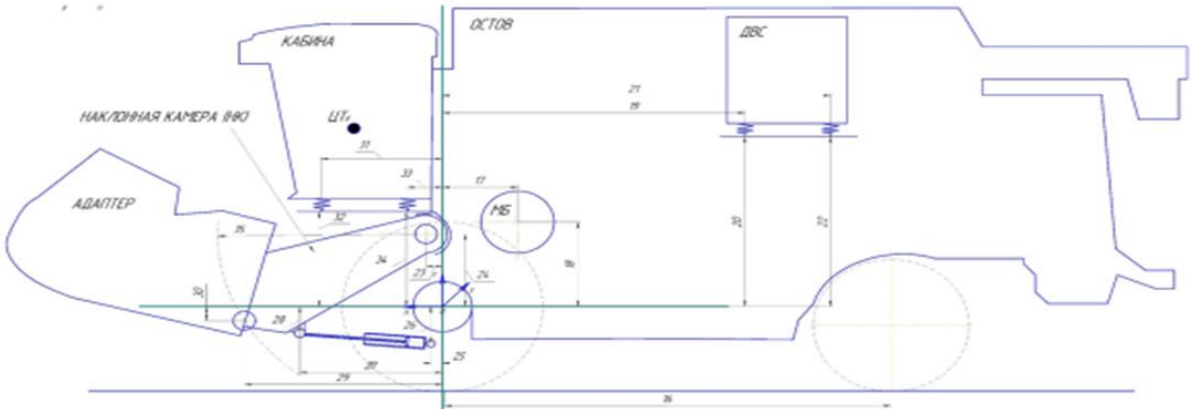
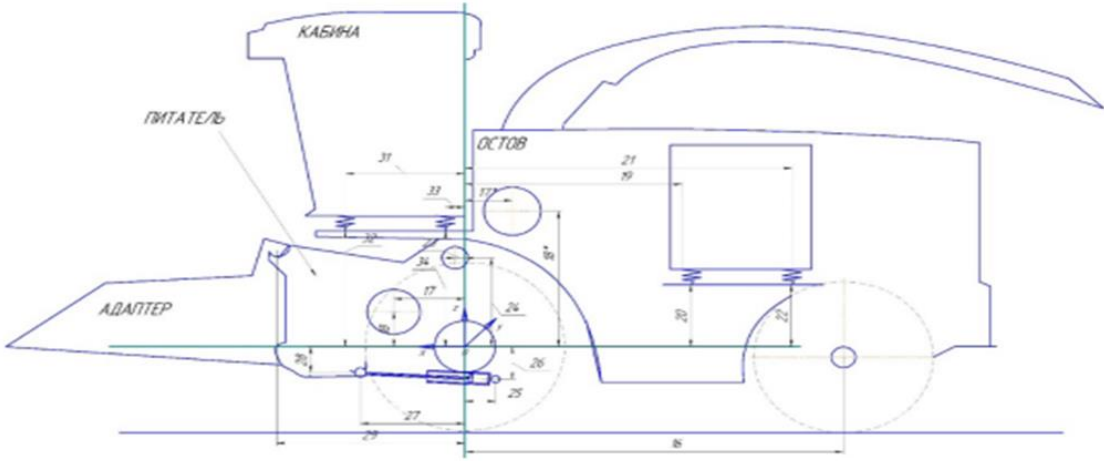


Схема до визначення координат точок сполучення ланок і віброактивних агрегатів ЗЗК (а) і КЗК (б)



а



б