

**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 «Обґрунтування параметрів системи підресорювання кабіни зернозбиральних  
комбайнів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

**Гарант освітньої програми**

К.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сівак І.М.  
(ПІБ)

**Керівник дипломного проєкту бакалавра**

д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Калінін Є.І.  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Нижник В.А.  
(ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
УКРАЇНИ

Механіко – Технологічний Факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор \_\_\_\_\_ Калінін Є.І.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**

**на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту**

Нижнику Владиславу Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Обґрунтування параметрів системи підресорювання кабіни зернозбиральних комбайнів»

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

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 31.05.2025

(рік, місяць, число)

**Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра:** сучасні методи боротьби з шумом та вібрацією в зернозбиральних комбайнах; описання конструкції та принципів роботи підвіски зернозбиральних комбайнів.

**Перелік питань які потрібно розробити** \_\_\_\_\_ **Вступ**

1. Віброакустичне навантаження робочого місця механізатора зернозбирального комбайна.

2. Теоретичне обґрунтування напрямків вдосконалення конструкцій систем підресорення кабіні комбайнів.

3. Програма і методика експериментального аналізу формування вібрації в кабіні комбайнів.

4. Результати теоретичних та експериментальних досліджень.

5. Оцінка ефективності технічних рішень щодо зниження віброакустичної навантаженості кабіні комбайна.

**Висновки**

**Перелік графічного матеріалу:** опис проблеми і актуальності розробки; шляхи зниження вібраційної навантаженості кабіні комбайнів; опис наявних рішень на ринку; віброізолятор кінцевого типу; підрамник кабіні консольного типу; система підресорення кабіні маятникового типу; Консольна балка із заробленням з обох кінців та консольна балка із заробленням одного із кінців; обладнання для вимірювання шуму та вібрацій; схема розміщення і варіанти встановлення датчиків вібрації у кабіні зернозбирального комбайна;

Дата видачі завдання « 30 » \_\_\_\_\_ листопада \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Керівник дипломного проєкту бакалавра** \_\_\_\_\_

( підпис )

Калінін Є.І.

(прізвище та ініціали)

**Завдання прийняв до виконання** \_\_\_\_\_

( підпис )

Нижник В.А.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 41 сторінках пояснювальної записки, 9 слайдах презентації та ілюстрована 17 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Обґрунтування параметрів системи підресорювання кабіни зернозбиральних комбайнів»

Об'єкт розробки: процес формування віброакустичних навантажень в кабіні оператора зернозбирального комбайна.

Мета розробки: підвищення комфорту праці в кабіні оператора зернозбирального комбайна шляхом зменшення шуму та вібрації різними методами.

У дипломному проекті завдяки розробленим теоретичним розрахункам було вирішено завдання усунення шуму та вібрацій на робочому місці оператора зернозбирального комбайна, шляхом створення системи віброзахисту кабіни.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, віброізолятор, вібрація, шум.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА РІШЕННЯ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАБІНИ КОМБАЙНІВ .....	6
1.2 Віброакустичне навантаження робочого місця механізатора зернозбирального комбайна .....	14
1.4 Шляхи зниження вібраційної навантаженості кабін комбайнів .....	16
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЕННЯ КАБІН КОМБАЙНІВ .....	22
2.1 Вимоги, умови та допущення при складанні моделі просторових коливань кабін комбайна .....	22
2.2 Верифікація розробленої математичної моделі .....	23
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБЛЕНИЙ ВІБРОІЗОЛЯТОР СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ КАБІНИ .....	29
РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КАБІНИ КОМБАЙНА .....	30
4.1 Несуча система кабін з раціональними динамічними параметрами і динамічним гасителем коливань .....	30
4.2 Віброізолятори системи підресорювання кабін з раціональними параметрами .....	31
4.4 Економічна оцінка ефективності впровадження розроблених технічних рішень .....	33
ВИСНОВОК .....	36
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	38

## ВСТУП

Загальною тенденцією розвитку світового агропромислового комплексу є інтенсифікація технологічних процесів, що за собою обумовлює необхідність підвищення продуктивності та економічної ефективності сільськогосподарської техніки яка застосовується.

Зернозбиральні комбайни є одними з найбільш енергонасичених сільськогосподарських машин, причому потужність, що виробляється силовою установкою, витрачається на забезпечення робочих процесів у самій машині, що призводить до підвищення її віброакустичної активності. Шум та вібрація, що генеруються технологічними механізмами, поширюються до кабіни, яка є робочим місцем оператора, перешкоджають створенню нормальних умов праці.

Світові виробники комбайнів активно працюють над підвищенням комфорту робочого місця оператора , тому що розглядають цю властивість як одну з основних конкурентних якостей машини. Реалізовані в даний час технічні рішення не можуть забезпечити безпечний та комфортний рівень вібрації і шуму в кабіні водія. Серед тих способів зниження віброакустичної навантаженості кабін, які застосовують виробники, найбільш ефективним є боротьба з вібрацією на шляхах її поширення. У зв'язку з чим роботи, спрямовані на дослідження та обґрунтування параметрів систем підресорювання кабін, мають актуальність для виробництва та експлуатації комбайнів.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА РІШЕННЯ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАБІНИ КОМБАЙНІВ

### 1.1 Використання зернозбиральних комбайнів у сільському господарстві

**Збирання врожаю** — найвідповідальніший етап сільськогосподарських робіт. Висока організація збирання, достатнє забезпечення технічними засобами, своєчасне і правильне регулювання робочих органів дозволяє в агротехнічні строки і з допустимими втратами зібрати вирощений хліб. В Україні зернозбиральними комбайнами збирають понад 98% площ під зерновими, круп'яними, зернобобовими культурами та рисом.

Без перебільшення зернозбиральний комбайн сьогодні — це технічно досконалий об'єкт, надзвичайно інтелектуалізований, високопродуктивний, енергетично потужний. Природно, що за таких умов відбувається поступове зменшення загальної кількості комбайнів: за період з 1990-го по 2020 рік їх кількість у сільськогосподарських підприємствах нашої держави зменшилася майже на 72% і досягла свого критичного рівня 26,5 тис. штук. За таких умов сезонне навантаження на один комбайн лише на збиранні ранніх зернових в Україні збільшилося до 240 га, тоді як у країнах ЄС воно становить 80 га. Кількість зернозбиральних комбайнів в Україні, що припадає на 1000 га ріллі, становить 1,4 од., що на порядок менше, ніж к провідних країнах світу

## КІЛЬКІСТЬ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА 1000 ГА



Не прості економічні умови сьогодення змушують сільгоспвиробників оптимізувати виробничі процеси, шукати шляхи до скорочення витрат. Ці питання актуальні й для вітчизняного АПК. Рішення щодо варіантів оновлення парку техніки для більшості вітчизняних агропідприємств у складних умовах сьогодення має бути обґрунтованим, економічно і технологічно доцільним. За таких умов важливим завданням є пошук шляхів підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів.

Аналіз розвитку конструкцій зернозбиральних комбайнів свідчить про суттєве підвищення ефективності машин, що пов'язано зі збільшенням їх продуктивності, високою якістю виконання робіт, експлуатаційною надійністю, обладнанням комбайнів електронними системами керування робочими і технологічними процесами.

У розвитку зернозбиральних комбайнів за останнє десятиліття зазначають такі основні тенденції:

- збільшення пропускної здатності й продуктивності в найпотужніших комбайнів із роторною сепарувальною системою (сягає 25 кг/с);
- збільшення потужності силового агрегата;
- для збільшення продуктивності за компактних габаритів комбайна інтенсивно збільшується площа молотильного пристрою за практично незмінних інших

параметрів, що досягається завдяки роторній або багатобарабанній системі обмолоту;

- універсалізація зернозбиральних комбайнів для збирання різних сільськогосподарських культур (кукурудзи, соняшнику та ін.), поліпшення умов праці механізаторів;
- усе більше використання бортових інформаційно-керівних систем.

Крім того, в комбайнах втілюються передові досягнення із забезпечення екологічних показників і виконання вимог безпеки, відповідно до загальносвітових стандартів і досягнень: тиск на ґрунт до 80–120 кПа, зменшення вмісту шкідливих домішок у вихлопних газах, зниження пилоутворення тощо.

У конструкціях сучасних зернозбиральних комбайнів широко використовують бортові інформаційно-керівні системи, що базуються на використанні датчиків і виконавчих механізмів мехатронної системи комбайна. Крім датчиків контролю частоти обертання робочих органів і датчиків контролю рівня втрат за сепарувальними пристроями широкого вжитку набувають датчики курсового руху, обліку зібраного врожаю вологості й засміченості бункерного зерна. Використання систем глобального позиціонування дозволяє будувати карти врожайності зібраних полів. Використання в похилій камері датчиків потоку матеріалу та електричних серворегуляторів приводу трансмісії дозволяє автоматично змінювати швидкість руху комбайна по полю. Використання електромеханічного регулювання режимів робочих органів (решіт, вентилятора, барабана, деки й ін.) дозволяє змінювати відповідні режими, не зупиняючи процес обмолоту.

### **Показники якості роботи зернозбиральних комбайнів**

Основними показниками якості роботи зернозбиральних комбайнів є загальні втрати зерна за молотаркою та чистота зерна в бункері.

Втрати зерна за обмолоту й сепарації розділяють на прямі, або неповоротні, і непрямі. До першого належить зерно, загублене тим або іншим шляхом, яке

неможливо зібрати, до других — зерно, що втратило посівні, продуктивні або хлібопекарські якості. За збирання й післязбиральної обробки зерно піддається механічній дії, внаслідок чого воно травмується. Механічні пошкодження (макро- і мікропошкодження) негативно позначаються як на насіннєвому, так і на продовольчому зерні.

До макропошкоджень належать дроблені, сплюснені й здавлені зерна. До мікропошкоджень — зерна з пошкодженими зародком, оболонкою й ендоспермом, а також із прихованими внутрішніми дефектами — вм'ятинами, забитими місцями, тріщинами.



Зерен із макропошкодженнями зазвичай небагато. Кількість же зерен із мікропошкодженнями іноді досягає 50–80% і більше, що різко знижує посівні, товарні, хлібопекарські й інші якості зерна. За сівби травмованим насінням з 1 га недобирають 0,5 т жита, 0,3 т — ярого ячменю, 0,2 — пшениці ярої, 0,6 — вівса, 0,8 т — кукурудзи. З тим кожні 10% травмованих насінин як майбутній посівний матеріал знижують урожайність у середньому на 0,1 т/га.

Травмування зерна за обмолочування, сепарації й транспортування залежить від багатьох чинників. До них належать: фізико-механічні властивості маси, що обмолочується; параметри й особливості конструкції молотильно-сепарувальних пристроїв (МСП) комбайнів; технологічні регулювання й режим роботи основних механізмів комбайна, особливо МСП, технічний стан деталей тощо.

Молотильно-сепарувальний пристрій є основним робочим органом молотарки зернозбирального комбайна. Від якості його роботи залежить виконання технологічного процесу й інших робочих органів молотарки.

За результатами досліджень, проведених в ННЦ «ІМЕСГ», встановлено, що основна частка травмування зернового матеріалу (до 60–70%) припадає на МСП. Залежно від конструкційних особливостей МСП сучасні зернозбиральні комбайни поділяють на три основні типи: комбайни з класичною схемою МСП, комбайни роторного та комбінованого типів.

### **Комбайни з класичною схемою МСП**

Найбільшого розповсюдження у всьому світі набули комбайни з класичною схемою МСП. Характерними особливостями цього типу МСП є наявність у конструкції бильного чи штифтового молотильного барабана й клавішного соломотряса. Внаслідок будови соломотряса комбайни з класичною схемою МСП називають ще «клавішними». Обмолочування хлібної маси в МСП класичного типу здійснюється внаслідок ударів і витирання хлібної маси, що тангенційно рухається в зазорі між барабаном і підбарабанням. Частина зерна разом із половиною та дрібними домішками просипається через ґратку підбарабання та спрямовується на решета системи очищення зерна, а обмолочена маса, у якій ще досить багато зерна, рухається далі й потрапляє на клавіші соломотряса. Внаслідок зворотно-поступальних рухів клавіш здійснюється переміщення та розпушення хлібної маси й відбувається її остаточна сепарація. Схема дії МСП класичного типу розроблена спеціально для збирання зернових культур і є традиційною для такого процесу. Комбайни клавішного типу добре підходять для роботи з пшеницею, ячменем, ріпаком тощо. Комбайни з МСП класичного типу

досить надійно працюють у складних умовах збирання: забур'яненості, підвищеній вологості соломи та зерна. Зазначимо, що це найпростіші в налаштуванні й найдешевші комбайни.

Питома номінальна пропускна здатність комбайнів з однобарабанними МСП класичного типу коливається від 4,8 до 5,9 кг/с на 1 м ширини молотарки. Результати досліджень і випробувань свідчать, що підвищена питома номінальна пропускна здатність молотарок комбайнів із цим типом МСП може бути реалізована тільки за сприятливих умов збирання. За умов збирання вологих і засмічених культур сепарувальні поверхні МСП залипають вологою рослинною масою й ґрунтом. На перезрілій хлібній масі такі МСП перевантажують систему очищення зерна комбайна подрібненими соломистими частками. У підсумку, як у першому, так і в другому випадках зростають втрати зерна за молотаркою комбайна.

Особливістю комбайнів із МСП класичного типу є те, що зі збільшенням продуктивності різко зростають втрати зерна в соломі навіть за сприятливих умов. За умов збирання високоврожайних полів або в складних умовах такі комбайни можуть допускати великих втрат зерна. Так, за результатами випробувань за перевантаження молотарки на 8–11% втрати зерна за зернозбиральними комбайнами з МСП класичного типу збільшувалися вдвічі (від 1 до 2%), а за зростання подачі на 15–23% — у 4 рази. З метою підвищення продуктивності клавішних комбайнів і зниження втрат зерна провідні фірми постійно вдосконалюють системи обмолоту і сепарації зерна. Підвищення ефективності роботи МСП класичного типу здійснюється у напрямі збільшення кута обхвату барабана декою, площі сепарації, збільшення кількості барабанів (багатобарабанні МСП), відпрацювання параметрів робочої поверхні деки тощо.



Ці конструкційні нововведення спрямовані насамперед на забезпечення максимальної сепарації зерна в зоні його вимолочування й відповідного відсоткового зменшення в соломі, що надходить на клавішний соломотряс для остаточної сепарації. Зазначимо, що для якісної роботи МСП класичного типу потрібно, щоб близько 90% зерна було відсепаровано з хлібної маси крізь підбарабання молотильних пристроїв, оскільки клавішний соломотряс здатен відділити всього близько 10% зерна.

Інтенсифікація сепарації зерна з грубої купи на клавішному соломотрясі досягається завдяки подовженню клавіш до 4600–5000 мм, збільшення площі соломосепаратора до 7,5–7,7 м<sup>2</sup>, застосування пристроїв і механізмів (бітери-сепаратори, ворушилки над соломотрясом тощо), які забезпечують якіснішу роботу системи з хлібною масою високої соломистості й значною кількістю бур'янів.

### **Комбайни з МСП аксіально-роторного типу**

У комбайнах із МСП аксіально-роторного типу основним робочим органом є поздовжній ротор, розміщений у циліндричній деці. Він замінює собою молотильний барабан, відбійний бітер і соломотряс.

У роторних комбайнах процеси обмолочування й сепарації відбуваються одночасно у єдиному робочому органі. Передня частина ротора обмолочує хлібну масу, а задня — сепарує зерно. Для аксіального переміщення маси вздовж осі на роторі встановлено бичі чи лопатки, а на деці — напрямні, які розміщено по гвинтовій лінії.

Значна частина зерна в роторних системах обмолочування виділяється внаслідок витирання та відцентрової сили, тому зерно менше пошкоджується й краще зберігає свої посівні та товарні якості. Завдяки інтенсифікації процесу сепарації в роторних робочих органах забезпечуються мінімальні втрати зерна навіть за високої врожайності культур і підвищеної вологості. Проте за таких умов частка подрібненої соломи збільшується, а сформовані з неї валки погано підбирає прес-підбирач, що призводить до непродуктивних втрат соломи на полі.

Комбайни з МСП аксіально-роторного типу викликають підвищений інтерес фахівців із моменту своєї появи на ринку. Зазначимо переваги МСП цього типу, порівнюючи з класичною й комбінованою системами: висока інтенсивність вимолочування та сепарації зерна; рівень пошкодження зерна або насіння менший; підвищена стабільність показників якості роботи в мінливих умовах збирання; компактність і простота конструкції.

Комбайни з МСП аксіально-роторного типу доцільно використовувати за умов високої врожайності. Оптимальні умови використання комбайнів цього типу — низька вологість. На відміну від клавішного, аксіально-роторний комбайн ефективніший на збиранні кукурудзи та соняшнику.

До основних недоліків комбайнів аксіально-роторного типу варто віднести: залипання сепарувальних поверхонь деки сирією рослинною масою та ґрунтом; закручування соломистої маси в джгути за умов збирання вологих

довгостеблових культур, особливо засмічених бур'янами; підвищена енергомісткість проти з МСП класичного типу.

За умов збирання комбайнами аксіально-роторного типу посівів зернових, у яких маса соломи більша за масу зерна, а стебла не втратили свою міцність, питомі витрати пального збільшуються на 20–30%.

Під час роботи пристрою не допускається попадання сторонніх предметів, що можуть спричинити деформацію ротора. У разі ремонту потрібне його динамічне балансування, яке здійснюють у заводських умовах.

За результатами досліджень низки зернозбиральних комбайнів (зокрема й з роторною МСП) у різних природно-кліматичних зонах встановлено: що комбайни з роторною схемою забезпечили додаткове збирання зерна в розмірі 2,2–3,1 ц/га. Рівень подрібнення зерна (0,4–0,6%) у комбайнів із такою МСП суттєво менший ніж у комбайнів із класичною схемою (2,7–7,9%).

## 1.2 Віброакустичне навантаження робочого місця механізатора зернозбирального комбайна

Сучасні зернозбиральні комбайни є одними з найбільш вібронавантажених класів тактико-технічних машин, що обумовлено як внутрішніми так і зовнішніми джерел механічних вібрацій. При русі машини по дорозі та агрофоні опорна поверхня виступає зовнішнім джерелом коливань. До внутрішніх відносять механізми трансмісії та силову установку. Також багато вібрацій, шумів поширюються в кабінку через системи повітряного руху.

Для зниження шумів у кабінці механізатора рекомендовано встановлювати звукоізолюючі екрани. Технології не стоять на місці, а розвиваються — і джерел шуму та вібрацій стає все більше, тому при проектуванні систем підресорювання в нових моделях комбайнів враховують несиметричність розподілення вібраційного навантаження на опорні точки кабінки.

## 1.3 Джерела вібрації та шуму в сучасних комбайнах

Основними джерелами вібрації, що діє на кабінку, є двигун внутрішнього згорання, молотильно-сепаративний пристрій і жатка. Двигун внутрішнього

згорання активно генерує вібрацію на частотах 125-1000 Гц, а молотильно-сепаративний пристрій і жатка на частотах 63-250 Гц. При цьому, вібрація, поширюючись конструкцією зернозбирального комбайну до кабіни, змінюється за амплітудою та спектром діючих частот (рис. 1.1).

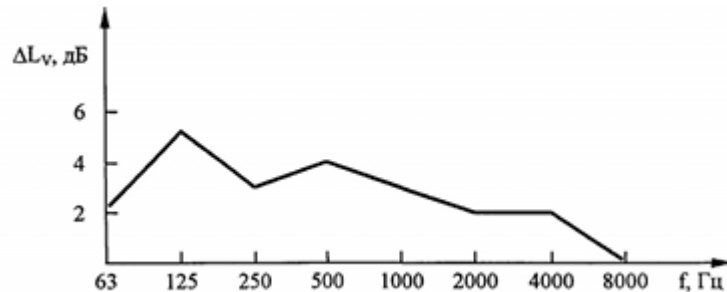
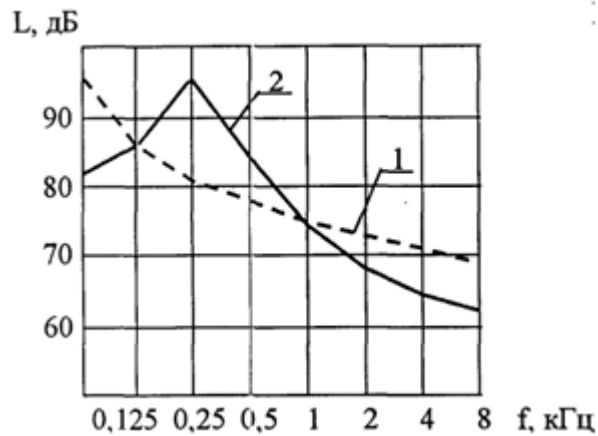


Рисунок 1.1 – Внесок молотильно-сепаративного пристрою і жатки в збільшення спектру частот віброшвидкостей у октавних смугах у точці кріплення кабіни до рами зернозбирального комбайна

З метою зниження вібраційної навантаженості кабіни запропоновано використання віброізолятора системи підресорювання з меншою жорсткістю, а також більш ефективних пристроїв у підвісці сидіння оператора.

Основними джерелами шуму в кабіні зернозбирального є двигун внутрішнього згорання на частотах 125-1000 Гц і молотильний барабан на частотах 125-250 Гц. Збурення, що генеруються в цих джерелах, кратні частотам обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання і молотильного барабана. Октавний аналіз шуму в кабіні, представлений на рис.1.2, показує, що частка структурної складової шуму в кабіні в частотному діапазоні 63-1000 Гц становить 25-30 %, а на частотах понад 1000 Гц становить 15-20 %. Решта 70-75 % на частотах 63-1000 Гц і 80-85 % на частотах понад 1000 Гц є повітряною складовою шуму.



1– норматив; 2– зернозбиральний комбайн

Рисунок 1.2 – Рівні шуму в кабіні

Однак, тенденція нарощування продуктивності робочого обладнання та потужності двигуна внутрішнього згорання призводить до постійного зростання рівнів вібрації та шуму, а також до збільшення структурної складової шуму в кабіні зернозбирального комбайна. При цьому рівні вібрації в різних точках конструкції значно відрізняються за амплітудою і спектром частот, що виявлено в результаті експериментальних досліджень. Тому під час проектування систем підресорення машин нових поколінь із поліпшеним віброакустичним фоном необхідно враховувати несиметричність розподілу вібронавантажень по опорних точках кабіни або використовувати додаткові технічні рішення для унеможливлення цих процесів.

#### 1.4 Шляхи зниження вібраційної навантаженості кабін комбайнів

Методи зниження віброакустичного навантаження робочого місця оператора в кабіні зернозбирального комбайна є класичними для застосування в інших транспортно-технологічних машинах, однак вони мають свої особливості пов'язані з технологічним процесом. Щоб захистити машину та кабінку від динамічних навантажень використовується система первинного підресорювання, але вона відсутня в зернозбиральних комбайнах через особливості технологічного процесу.

Для відокремлення кабіни від джерел вібрацій використовують метод вторинного підресорювання кабіни на основі віброізолятора. Також існують

методи боротьби з вібрацією в місцях її виникнення, однак такий процес потребує змін технологічного процесу, що в свою чергу впливає на зниження продуктивності та якості роботи машини.

Більшість сучасних зернозбиральних комбайнів мають аналогічну компоновальну схему (рис. 1.3), зумовлену особливостями технологічного процесу. За такої схеми кабіна 1 винесена в передню частину машини і розташовується на консольній балці «підрамнику» 2.

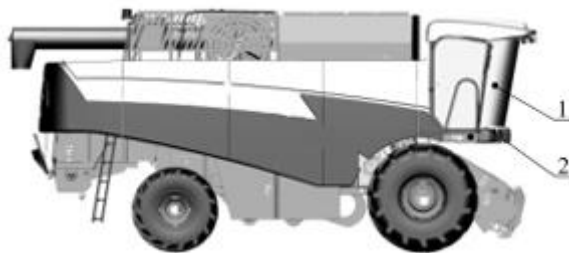
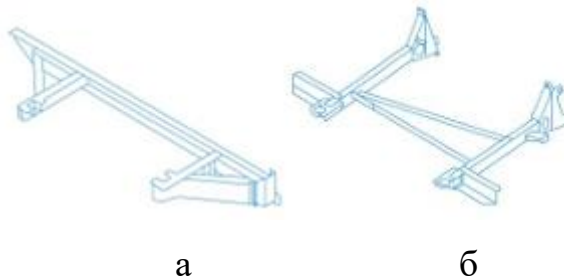


Рисунок 1.3 – Компоновальна схема сучасного зернозбирального комбайна

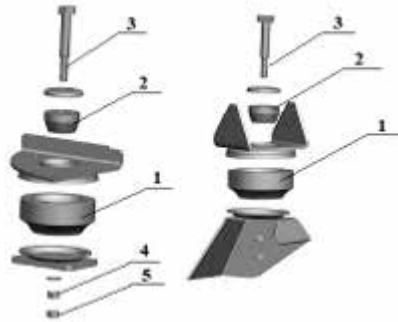
Несуча система кабіни за такої схеми є консольною балкою (рис. 1.4). Кабіна задніми опорами встановлюється в закладення балки на остові машини, а передніми спирається на консольну балку - «підрамник»



а – «John Deere 9600»; б – «New Holland FR9040»

Рисунок 1.4 – підрамник кабін комбайнів

Опори кабіни в таких системах підресорювання розташовані вертикально, в них використовуються гумометалеві ВІ аналогічної схеми (рисунок 1.5) з близьким рівнем технічних характеристик і характерними особливостями роботи.



1 - «амортизатор»; 2 - «буфер-втулка»; 3 - стяжний болт; 4 - гайка; 5 - контргайка

Рисунок 1.5 – Передні та задні віброізолятори кабіни досліджуваних зернозбиральних комбайнів

Робочі елементи, які виконують функцію пружного та демпфуючого елементів підвіски є «амортизатор» та «втулка» з резини. Віброізолятор встановлюється між кабіною та несучою системою закріплюючись болтом, який проходить через центральний отвір віброізолятора. У вертикальному напрямленні віброізоляцію забезпечує «амортизатор», а вгоризонтальному «втулка», яка має високу жорсткість та малий хід. Віброізолятор даного типу є малоефективним для зернозбиральних комбайнів, тому що вібрації по горизонталі по амплітуді ідентичні вертикальним, перевищують їх.

На комбайни в яких несуча система кабіни консольного типу наприклад «NewHolland CX8070» (рис. 1.7), «Case 2388» встановлюють віброізоляти виробника «Freudenberg Sealing Technologies», але вони також мають малий хід у вертикальних та горизонтальних напрямках (рис. 1.6)

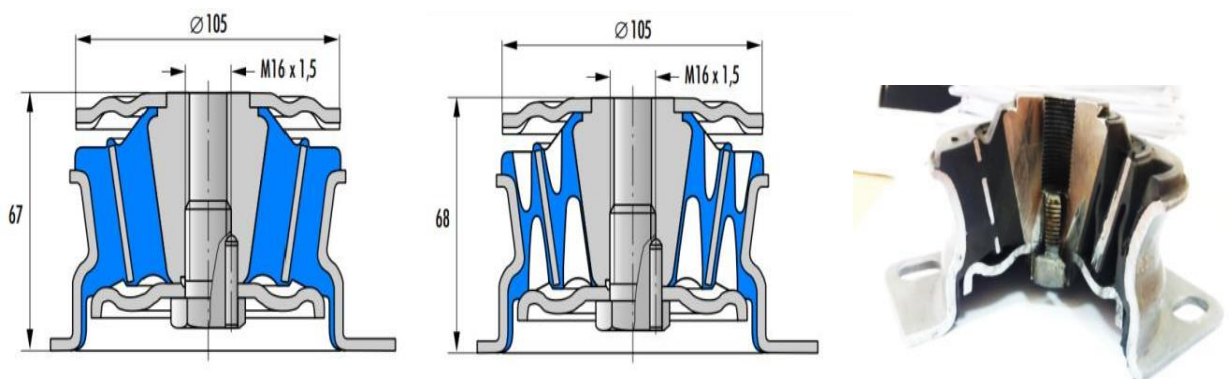


Рисунок 1.6 — Віброізолятори конічного типу виробництва «Freudenberg Sealing Technologies»

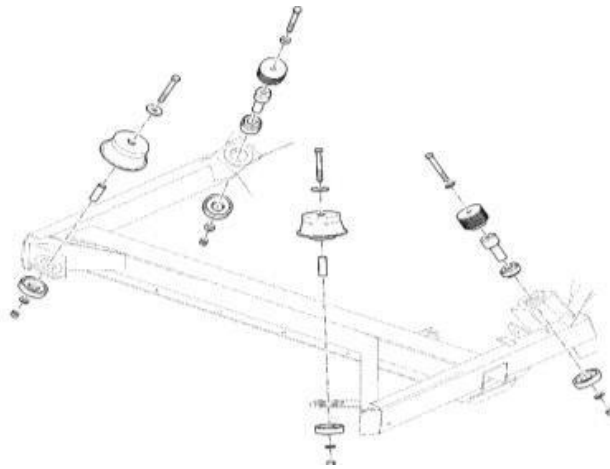
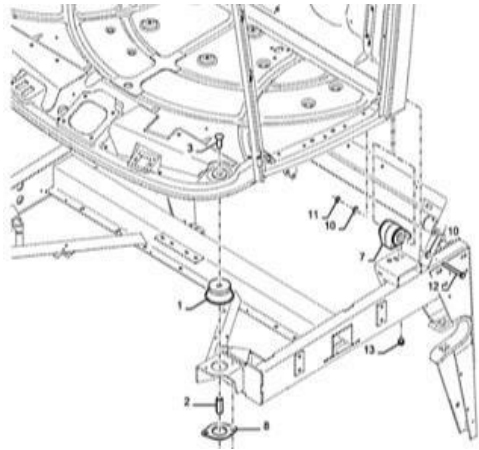


Рисунок 1.7 — Підрамник кабіни консольного типу зернозбирального комбайна «NewHolland CX8070» з похилим положенням віброізолятора

Система підресорення виконана за данною схемою краще справляється з кутовим розкачуванням кабіни відносно поперечної осі, але менш ефективна у випадках зниження вібрацій в лінійних напрямках. Це пов'язано з тим, що віброізолятори які застосовуються в ній застосовуються з великою жорсткістю, чим при класичному розташуванні, що в свою чергу дозволяє краще контролювати навантаження які виникають при розкачці кабіни. Недоліками такої системи є складний монтаж, відсутність методики розрахунку кутів встановлення, низька ефективність зниження коливань в лінійних напрямках.

На деяких комбайнах, таких як: «New Holland CX8080» і «Case IH 8240» використовується схема встановлення кабіни маятникового типу. За такої схеми задні віброізолятори кабіни є резинометалевими обертальними шарнірами (рис. 1.8), на які припадає не більше 30% ваги кабіни.



а



б

а – «New Holland CX8080»; б – «Case IH 8240»

Рисунок 1.8 — Система підресорення кабіни маятникового типу із задніми віброізоляторами типу «обертальний шарнір» зернозбиральні комбайни

Маятникова схема дозволяє ефективно контролювати кутові коливання кабіни навколо поперечної осі, але по інших напрямках переміщення вона програє через свою жорсткість і малих робочих ходів віброізолятора, що зумовлено особливостями роботи заднього віброізолятора типу “обертальний шарнір”.

1.4 Методики дослідження та проектування систем підресорення кабін транспортно-технологічних машин

Проаналізувавши існуючі методи розрахунку віброізолюючих пристроїв систем підресорення кабін транспортно-технологічних машин виявилось, що на зараз основним методом визначення оптимальних пружно-диспансивних характеристик віброізолятора є метод математичного моделювання. Для реалізації цього методу розробляється математична модель процесу розповсюдження коливань від зовнішніх і внутрішніх джерел вібрації до об’єкту підресорення через пружно-диспансивні зв’язки між елементами.

Для реалізації даного методу на першому етапі розробляється тверdotільна динамічна модель досліджуваного об’єкту з урахуванням масово-інерційних та

геометричних характеристик елементів, з'єднаних шарнірами і просторовими зв'язками з пружно-диспансивними властивостями. Властивості цих елементів системи підресорювання задають у вигляді відповідних нелінійних або лінійних характеристик. У наступному етапі роблять рішення статичних задач таких як: розрахунок статичного прогину віброопори, визначення положення центру тяжкості підресорного тіла. Наступне, що потрібно виконати це ряд динамічних обчислень твердотільної моделі, серед яких розрахунок максимальних переміщень об'єкта дієвих віброприскорень, виявлення особистих частот і форм коливань системи та визначення частотного відгуку системи підресорення. Далі отримані результати порівнюють з експериментальними значеннями і визначають чи сходиться модель з її прототипом.

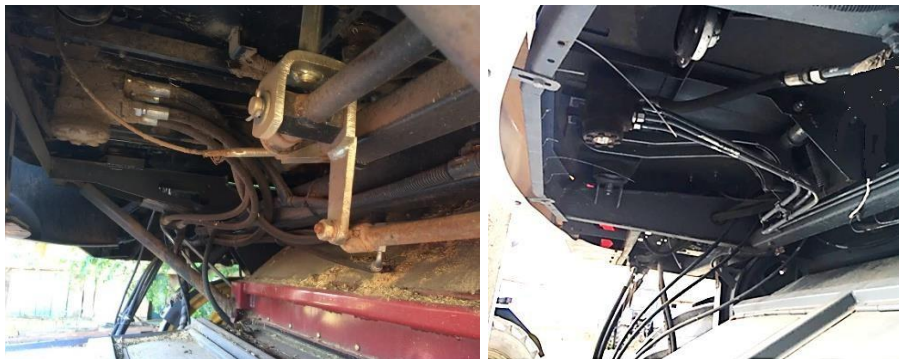
На другому етапі розробляють пружний конструктивний елемент моделі і задаються його параметри, коефіцієнти жорсткості та демпфування. На третьому етапі в загальну динамічну модель системи, яка складається з жорстких та пружних тіл з пружно-диспансивними зв'язками між ними вводять пружний несучий елемент. Такі моделі сиситем називаються гібридними.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЕННЯ КАБІН КОМБАЙНІВ

2.1 Вимоги, умови та допущення при складанні моделі просторових коливань кабіни комбайна

Моделювання є основним інструментом для теоретичного дослідження динамічних процесів в системі підресорювання кабіни та розраховуються оптимальні характеристики елементів системи підресорювання.

В світовому комбайнобудуванні є загальноприйняте компонування зернозбирального комбайна, яка пропонує зміщення кабіни оператора до адаптера, для цього кабіну ставлять на консольні балки, які по загальних обмеженнях по вмісту мету роблять максимально легкими. Серед різних конфігурацій несучих систем можна виділити дві, які найбільш розповсюджені, ними являються консольна балка із заробленням з обох кінців (рис.2.1 а) та консольна балка із заробленням одного із кінців (рис.2.1 б).



а

б

Рисунок 2.1 – Несуча система кабіни зернозбирального комбайна у вигляді консольної балки із заробленням з обох кінців (а) та консольною балкою заробленням одного із кінців

Система підресорення кабіни більшості існуючих транспортно-технічних машин складається з чотирьох віброізоляторів, які з'єднують кабіну з несучою системою пружно-в'язкими зв'язками. Несуча система при цьому є максимально

жорстким елементом конструкції машини, що є аналогічно, коли обидва кінці консольної балки заробленні (рис.2.1 а).

Підресорена кабіна ідеалізується у вигляді твердого тіла, та має 6 ступенів свободи. Її положення в просторі оприділяється шістьма координатами — трьома кутами повороту осей координат і трьома координатами центру мас, жорстко зв'язаних з кабіною, відносно нерухомих осей координат  $X_c, Y_c, Z_c$ . В якості рухомих осей координат беруться головні центральні осі інерції кабіни  $X_c', Y_c', Z_c'$ , в статичному положенні рівноваги співпадаючи з осями пов'язані з центром маси кабіни системи координат  $X_c Y_c Z_c$ .

## 2.2 Верифікація розробленої математичної моделі

Розроблена математична модель системи підресорення кабіни зернозбирального комбайна була запрограмована і вирішенва за допомогою програми «*Mathcad*». Критерій адекватності моделі вибране значення повного середньоквадратичного значення віброприскорення на кабіні ( $a_v$ ), яке нормується ISO 2631-1:1997 і розраховуємо по формулі (2.17).

$$a_v = \sqrt{(1.4 \cdot a_{xw})^2 + (1.4 \cdot a_{yw})^2 + a_{zw}^2} \quad (2.1)$$

де  $a_{xw}, a_{yw}, a_{zw}$  — середньоквадратичне значення віброприскорень в діапазоні нормуючих частот в ортогональних напрямках осей  $X, Y, Z$  базицентричної системи координат оператора  $OXYZ$  по ISO 2631-1:1997 (рис. 2.2)

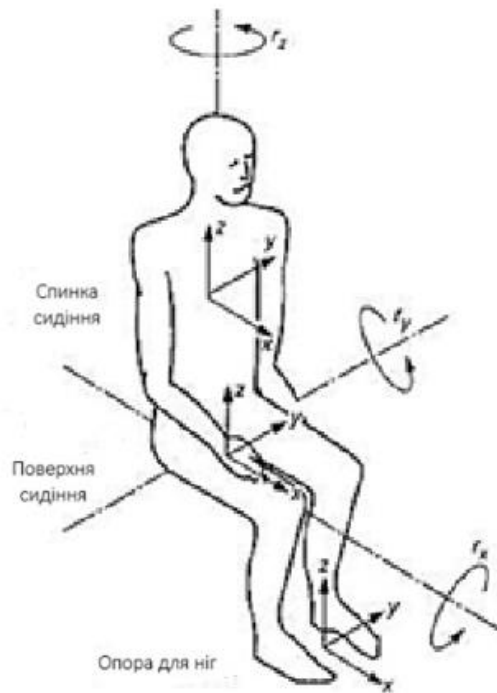


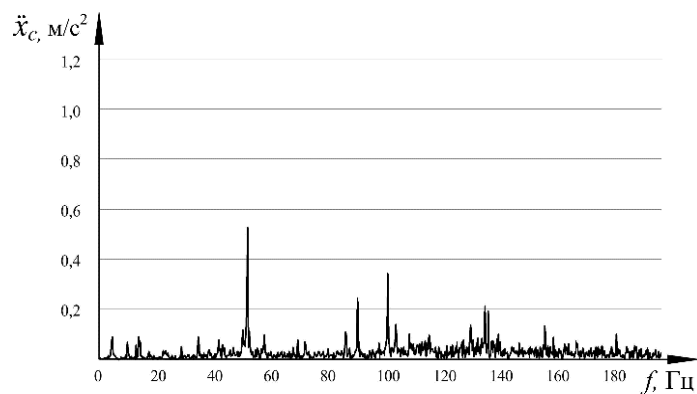
Рисунок 2.2 – Базацентрична система координат для тіла людини в положенні сидючи відповідно до ISO 2631-1:1997

Значення  $a_{xw}$ ,  $a_{yw}$ ,  $a_{zw}$  визначаємо за формулами:

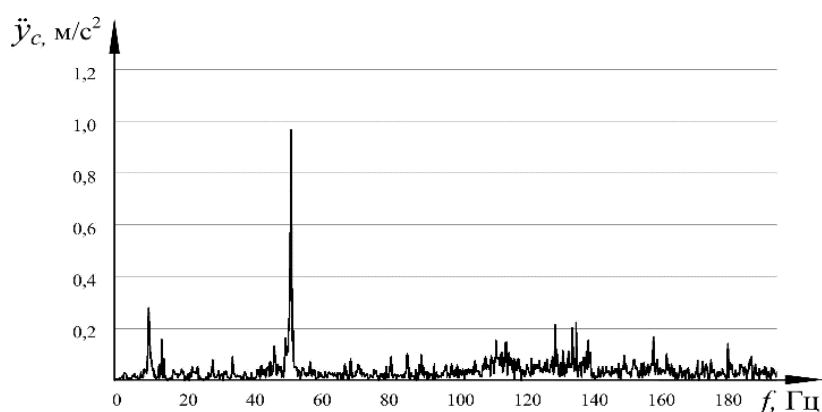
$$\begin{cases} a_{xw} = \sqrt{\sum_i (W_{xi} \cdot x_{ci})^2}; \\ a_{yw} = \sqrt{\sum_i (W_{yi} \cdot y_{ci})^2}; \\ a_{zw} = \sqrt{\sum_i (W_{zi} \cdot z_{ci})^2} \end{cases} \quad (2.2)$$

де  $W_{xi}$ ,  $W_{yi}$ ,  $W_{zi}$  — ваговий коефіцієнт для  $i$ - та октавної смуги частот вібрації у напрямках осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  системи координат  $OXYZ$ ;  $x_{ci}$ ,  $y_{ci}$ ,  $z_{ci}$  — максимальне значення віброприскорення в  $i$ - й октавної смуги частот вібрації в напрямках осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  базцентричної системи координат  $OXYZ$  (рис. 2.2)

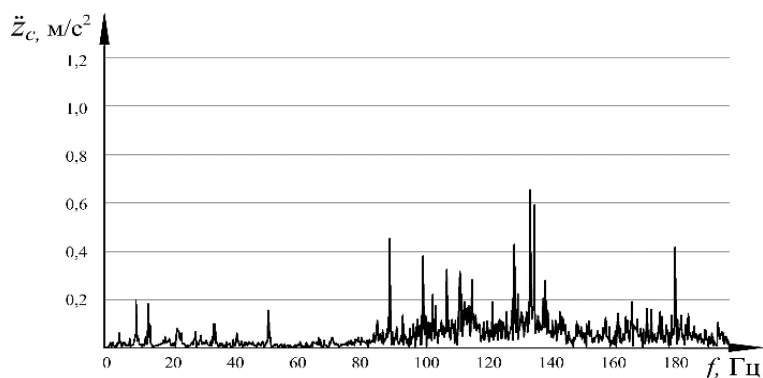
В результаті моделювання просторових коливань кабіни зернозбиральних комбайнів із серійною системою підресорювання побудовані спектри віброприскорень (рис. 2.3), а також визначені значення  $a_v$  в центрі мас кабіни.



*a*



*б*



*в*

Рисунок 2.3 — Спектри віброприскорень на кабіні зернозбирального комбайна, отримані в результаті моделювання без врахування пружності несучої системи (*a, б, в*)

На основі дослідної системи підресорення кабіни зернозбирального комбайна розроблена еквівалентна імітаційна модель в ПК «*MSC Adams*» (рис. 2.4) із використанням модуля розрахунку динаміки деформуючих конструкцій «*Flex*». У запропонованій моделі конструкція підрамника та фізико-механічні

властивості матеріалу відповідають параметрам справжнього зернозбирального комбайна. Підрамник пов'язаний з центром мас комбайна жорсткими зв'язками типу «link». Також враховані масово-інерційні характеристики кабіни та пружно-дисипативні властивості віброізолятора, які були визначені на спеціалізованому стенді.

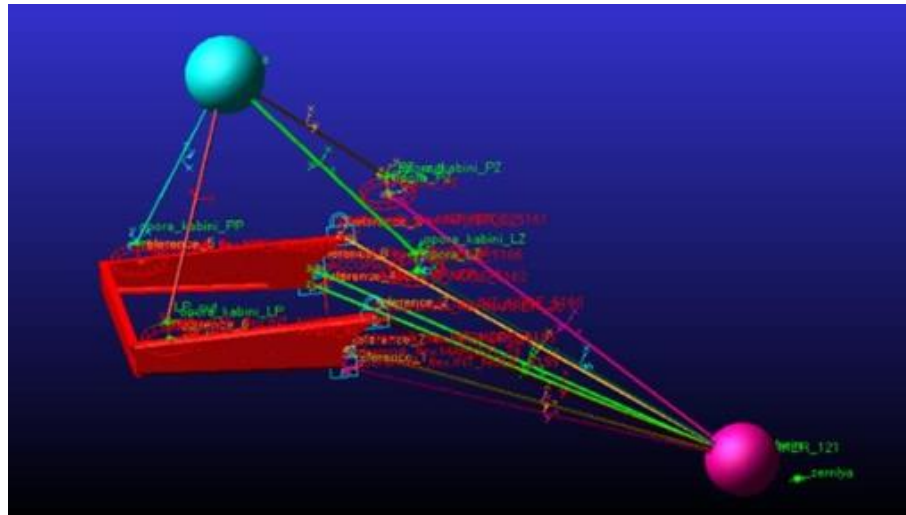


Рисунок 2.4 — Динамічна модель системи підресорення кабіни зернозбирального комбайна в ПК «MSC Adams»

За допомогою моделювання було розраховано жорсткість підрамника  $c_s = \{c_{x\ s}; c_{y\ s}; c_{z\ s}\} = \{-; 1200 \cdot 10^3; 8500 \cdot 10^3\}$  Н/м. Також динамічний коефіцієнт демпфування  $b_s(f)$ , як функція, яка залежить від частоти вимушених коливань несучої системи  $b_s(f) = \{b_{xs}(f); b_{ys}(f); b_{zs}(f)\} = \{0; -8 \cdot 10^3; -2 \cdot 10^4\}$  Н\*с/м на резонансних частотах  $f = \{f_x; f_y; f_z\} = \{-; 50; 130\}$  Гц. Негативне значення  $b_{ys}(f)$  та  $b_{zs}(f)$  матриці демпфування  $b_s(f)$  обумовленні резонансними коливаннями несучої системи кабіни під дією зовнішньої вимушеної сили, а значення які наближені до нуля свідчать про проходження вібрації по конструкції несучої системи без значного розсіювання в матеріалі.

Завдяки проведеним теоретичним дослідженням динамічної навантаженості несучої системи і кабіни зернозбирального комбайна дозволили розробити математичну модель системи підресорення, враховуючи динамічні властивості несучої системи, що в свою чергу дозволяє отримувати результати розрахунку вібронавантаження з точністю 98,7% по значенню  $a_v$  на кабіні.

З урахуванням отриманих результатів, створення ефективних систем підресорення зернозбиральних комбайнів можна проводити по трьох напрямках:

1. Оптимізація динамічних та статичних властивостей віброізоляції кабіни, також місць їх розміщення;

2. Створення несучих систем із заданими динамічними властивостями, параметри яких можна оприділяти по схемі описаній вище. Даний напрямок більш актуальний до використання для нових розробок машин або які підлягають модернізації.

### РОЗДІЛ 3. РОЗРОБЛЕНИЙ ВІБРОІЗОЛЯТОР СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ КАБІНИ

У практиці конструювання використовується широка низка віброізоляторів кабін, що класифікуються за принципом дії. До них належать гумометалеві, пневматичні, гумометалеві з гідродемпфуванням, пружинні, електромагнітні віброізолятори. Усі вони мають характерні особливості застосування, переваги та недоліки. Найуніверсальнішими та найнадійнішими є гумометалеві віброізолятори, але їхня ефективність обмежена з огляду на малі значення можливих переміщень, які становлять до 0,012 м.

Існуючі віброізолятори гумометалевого типу не задовольняють необхідним значенням переміщень і жорсткостей для системи підресорювання кабін зернозбирального комбайну у робочому і транспортному режимах. Для зниження жорсткості системи підресорювання, збільшення її робочого ходу і підвищення ефективності зниження вібронавантаженості кабін, необхідне розроблення нової конструкції віброізолятора, що дозволяє забезпечити необхідні значення жорсткості і переміщень.

На основі аналізу наявних конструкцій і результатів проведених досліджень запропоновано гумометалевий віброізолятор, конструкція якого забезпечує низьку жорсткість у робочому діапазоні переміщень і прогресуючу нелінійну навантажувальну характеристику. Віброізолятор містить корпус 1, шток 2, оснащений набором ущільнювальних втулок 3, 4, 5, 6 і шайбою 7, пружно-в'язкі робочі елементи 8, 9, 10, 11, тороїдального типу різної жорсткості, кришку 12, а також механізм установа на раму машини 14 і механізм кріплення штока 15 до кабін 16, при цьому кришку 12 фіксують на корпусі 1 за допомогою розбірного різьбового з'єднання 17 із можливістю підтискання за допомогою двох отворів 18, розрахованих під спеціалізований ключ (рис.3.1).

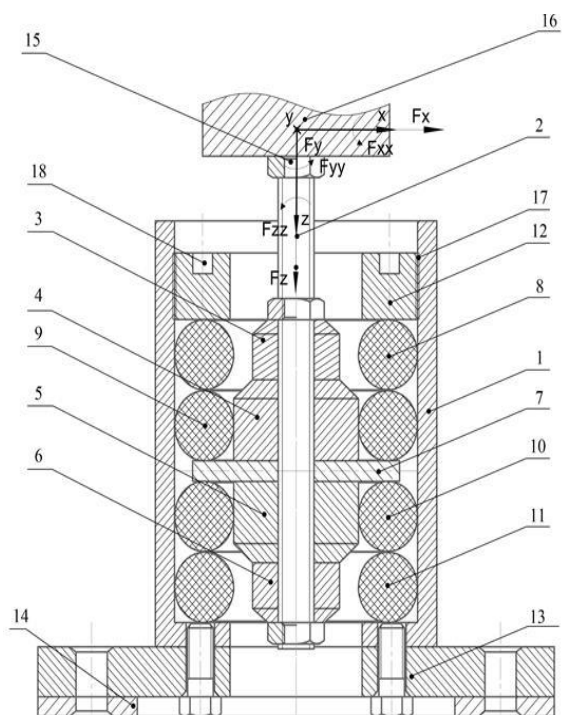


Рисунок 3.1 – Гумометалевий віброізолятор з пружно-в'язкими елементами тороїдного типу

Розроблена конструкція гумометалевого віброізолятора має такі технічні переваги:

- переміщення штока в усіх напрямках можливих переміщень підресореної кабіни;
- низька жорсткість у діапазоні робочих ходів і прогресуюча навантажувальна характеристика понад цей діапазон;
- великі амплітуди переміщень порівняно із серійним віброізолятором системи підресорювання кабіни зернозбирального комбайна.

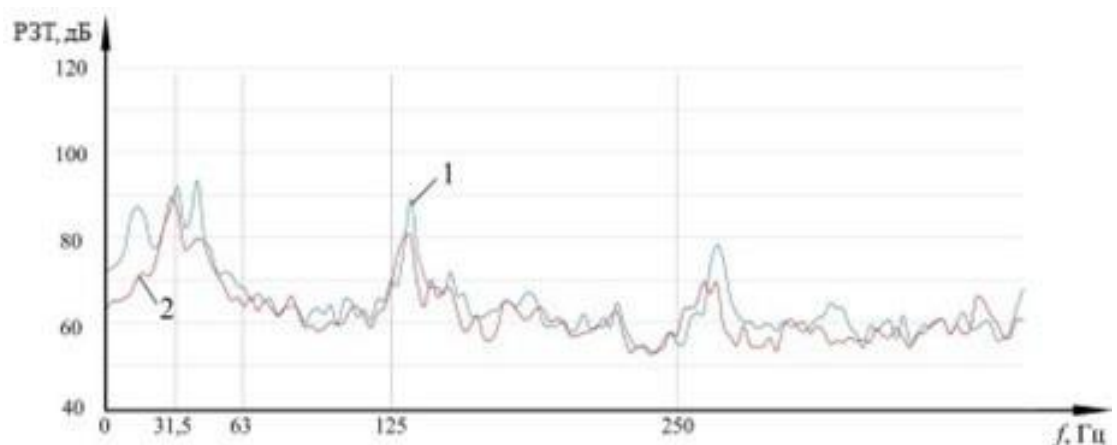
Розроблені віброізолятори складаються з чотирьох і більше робочих пружно-в'язких елементів різної жорсткості, завдяки чому вдається забезпечити прогресуючу нелінійну навантажувальну характеристику з низькою жорсткістю в діапазоні робочих впливів як в осьовому напрямі, так і в радіальному й вигинальному, що забезпечує ефективнішу віброізоляцію кабіни.

## РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КАБІНИ КОМБАЙНА

4.1 Несуча система кабіни з раціональними динамічними параметрами і динамічним гасителем коливань

З метою оцінювання ефективності методу відбудови частот коливань несучої системи від резонансів із найактивнішими джерелами технологічної вібрації, проведено дослідження із вимірювання проходження вібрації на підлогу кабіни стенда зернозбирального комбайна із модернізованим підрамником. Встановлено, що резонансні піки не проходять на підлогу кабіни, за рахунок чого  $a_v$  на підлозі кабіни знизилося з 0,33 до 0,29 м/с<sup>2</sup>.

Також змінився частотний склад шуму в кабіні, представлений на рис. 4.1. Значення рівня звукового тиску у кабіні стенда зернозбирального комбайна знизилося з 47,97 до 46,35 дБА. Отримані результати доводять ефективність методу відбудови частот несучої системи кабіни зернозбирального комбайна для зниження рівнів вібрації та шуму на робочому місці оператора, а також підтверджують точність розроблених математичних моделей.

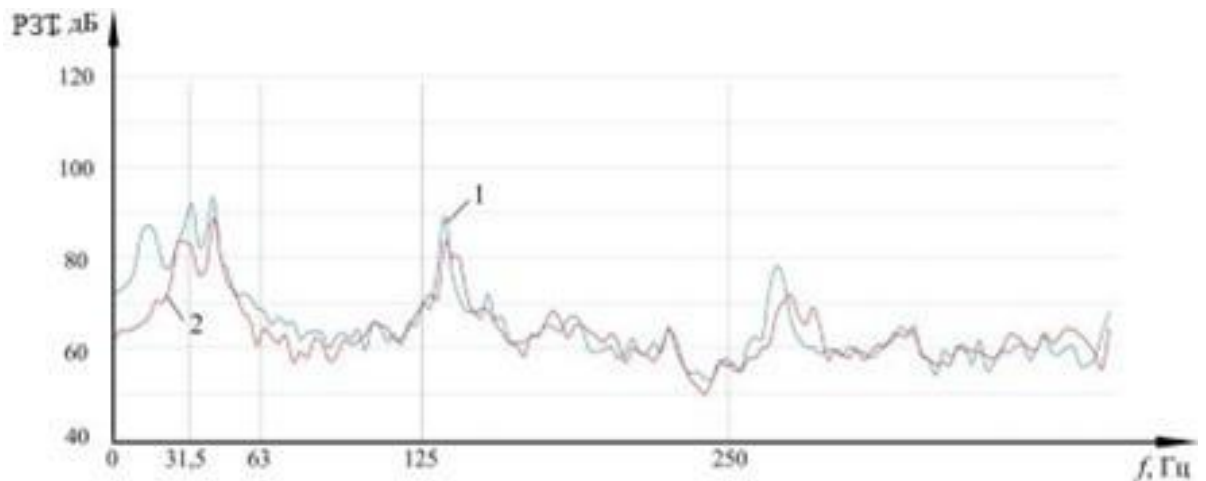


1 – з базовим підрамником; 2 – з модернізованим підрамником

Рисунок 4.1 – Спектр шуму, що діє в кабіні стенда зернозбирального комбайна

Проведено дослідження із вимірювання проходження вібрації на підлогу кабіни стенда зернозбирального комбайна із застосуванням динамічного

гасителя коливань несучої системи. Встановлено, що резонансні піки не проходять на підлогу кабіни, за рахунок чого значення повного середньоквадратичного значення віброприскорень знизилося з 0,33 до 0,3 м/с<sup>2</sup>. Також змінився частотний склад шуму в кабіні, представлений на рис. 4.2.



1 – з базовим підрамником; 2 – з базовим підрамником і динамічним гасителем коливань

Рисунок 4.2 – Спектр шуму, що діє в кабіні зернозбирального комбайну

Значення рівня звукового тиску у кабіні зернозбирального комбайна знизилося з 47,97 до 46,39 дБА. Отримані результати підтверджують точність математичного моделювання, а також доводять можливість використання динамічного гасителя коливань для відбудови власних частот коливань несучої системи кабіни зернозбирального комбайна.

4.2 Віброізолятори системи підресорювання кабіни з раціональними параметрами

Проведено дослідження навантажувальних характеристик жорсткості віброізолятора кабіни розрахунковим способом на імітаційній моделі в програмному комплексі скінченно-елементного аналізу «*ANSYS Mechanical*». Результати розрахунків представлено на рис. 4.3. Жорсткість віброізолятора в осьовому напрямку становила  $c_z = 240-260$  Н/мм у діапазоні переміщень 0-15 мм і 500-600 Н/мм у діапазоні 15-17 мм, максимальні переміщення в осьовому

напрямку в діапазоні робочих жорсткостей становлять до 17 мм. У радіальному напрямку жорсткість складала  $c_{x,y} = 80-90$  Н/мм у діапазоні переміщень 0-10 мм, а максимальні переміщення становлять до 10 мм. У кутовому напрямку жорсткість віброізолятора складала  $c_{\alpha,\beta} = 0,7-2,1$  Н·м/град, максимальні переміщення в кутовому напрямку склали 12 град.

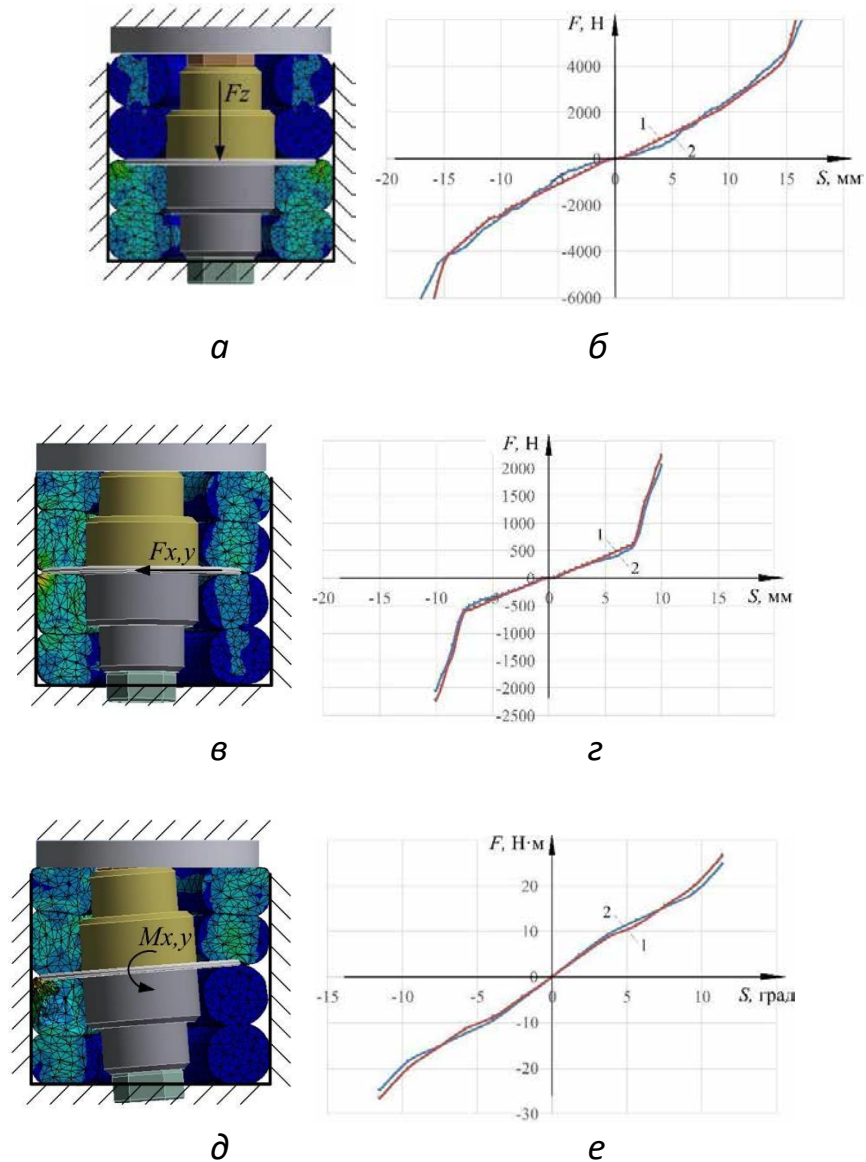
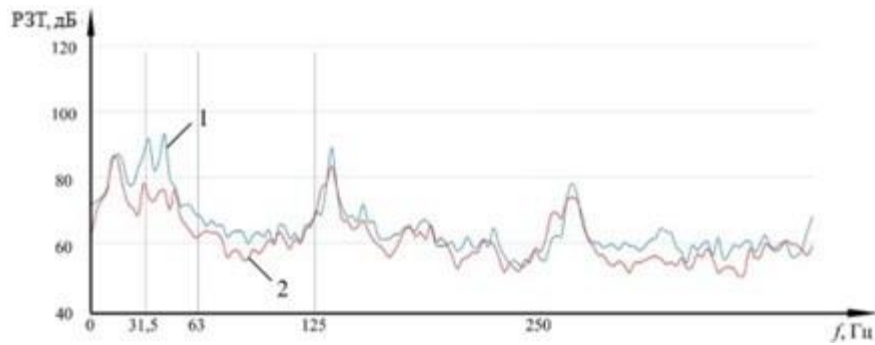


Рисунок 4.3 – Деформація і навантажувальні характеристики розроблених віброізоляторів під дією навантаження осьового (а, б), радіального (в, г), вигинного (д, е)

Також при використанні розроблених віброізоляторів знижується рівень шуму в кабіні за значенням рівня звукового тиску з 47,97 до 45,21 дБА. Спектр шуму в кабіні представлений на рис. 4.5.



1 – з базовими віброізоляторами; 2 – з розробленими віброізоляторами системи підресорювання кабіни

Рисунок 4.5 – Спектр шуму в кабіні стенда зернозбирального комбайну

Встановлено, що використання модернізованої системи підресорювання кабіни дало змогу зменшити значення рівня звукового тиску у кабіні на основних частотах джерел у всіх октавних смугах: 31,5, 63, 125, 250 Гц і вище. Так рівень звукового тиску на частоті 130 Гц знизився з 90 до 84 дБ, на частоті 280 Гц з 78 до 74 дБ.

#### 4.3 Порівняльна оцінка ефективності розроблених технічних рішень

Проведено аналіз ефективності використання розроблених технічних рішень для зниження віброакустичної навантаженості робочого місця оператора зернозбирального комбайна, серед яких модернізована конструкція динамічного гасителя коліщаток, розроблені віброізоляційні системи підресорювання кабіни. Встановлено, що найбільшу ефективність зниження вібронавантаженості кабіни забезпечують віброізолятори, застосування яких показало ефективність 40-46 % за рівнем  $a_v$  на кабіні. Розроблений підрамник і динамічний гаситель коливань несучої системи забезпечують зниження на 9-12 % і 8-11 % відповідно.

#### 4.4 Економічна оцінка ефективності впровадження розроблених технічних рішень

Вібрація належить до чинників, що мають високу біологічну активність і призводить до зниження продуктивності праці оператора, а в разі тривалого впливу розвивається вібраційна хвороба - професійне захворювання, яке останнім часом посідає друге місце серед професійних захворювань робітників.

Відповідно до методики ДСТУ 12.1.012, формула для визначення норми вібраційного навантаження на оператора за спектральними і скоригованими за частотою значеннями контрольованого параметра еквівалентного скоригованого віброприскорення  $a_{w,8h}$  протягом робочої зміни подано виразом (4.1).

$$a_{w,8h} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (a_{w,T_i})^2 \cdot T_i}{T_0}} \quad (4.1)$$

де  $a_{w,8h}$  - еквівалентне кориговане прискорення за робочу зміну 8 годин, м/с<sup>2</sup>;  $T_0$  - нормативна тривалість робочої зміни, год;  $T_i$  - тривалість  $i$ -го інтервалу впливу вібрації, год;  $a_{w,T_i}$  - еквівалентне (середньоквадратичне) значення коригованого віброприскорення, виміряне на  $i$ -му інтервалі впливу вібрації, м/с<sup>2</sup>.

Отримано вплив загальної вібрації на оператора комбайна протягом робочої зміни в робочому режимі прямого комбайнування зернозбирального комбайну (4.2).

$$a_{w,8h} = \frac{\sqrt{(0,621)^2 \cdot 8}}{8} = 0,621 \quad (4.2)$$

З метою дотримання вимог чинних стандартів, що встановлюють обмеження 0,5 м/с<sup>2</sup>, відповідно до виразу (4.2), необхідно скорочувати загальну тривалість робочої зміни оператора зернозбирального комбайна з 8-ми до 6 год.

У табл. 4.1 наведено прогнозовані рівні еквівалентного коригованого віброприскорення  $a_{w,8h}$  на кабіні зернозбирального комбайну у разі використання базової та оптимізованої систем підресорювання кабіни, а також модернізованого підрамника кабіни та динамічного гасителя коливань опорної системи, а також розраховано максимально допустимі тривалості робочої зміни.

Таблиця 4.1 – Прогнозовані рівні віброприскорень  $a_{w,8h}$  на кабіні зернозбирального комбайну і максимально допустима тривалість робочої зміни  $T$  за використання розроблених технічних рішень

Технічне рішення	Базові віброізолятор и кабіни	Оптимізовані віброізолятори кабіни	Розроблений підрамник кабіни	Динамічний гаситель коливань несучої системи
$a_{w,8h}$ , м/с <sup>2</sup>	0,621	0,397	0,547	0,565

<i>T</i> , ч.	6	8	7	7
---------------	---	---	---	---

Як видно з табл. 4.1, допустимий ДСТУ максимальний час роботи оператора зернозбирального комбайну у робочому режимі з оптимізованими віброізоляторами системами підресорювання кабіни на 2 год більший, ніж із базовою системою підресорювання, а використання розробленої конструкції підрамника кабіни та динамічного гасителя коливань несучої системи кабіни дає змогу збільшити тривалість робочої зміни на 1 год.

## ВИСНОВОК

Відповідно до поставленої мети та завдань дослідження, у результаті проведених робіт розроблено комплекс технічних заходів, що дали змогу знизити рівень віброакустичної навантаженості робочого місця оператора зернозбирального комбайна шляхом створення системи віброзахисту кабіни, ефективною в широкосмуговому спектрі силових і кінематичних збурень, а також обґрунтувати динамічні властивості несучої системи кабіни зернозбирального комбайна. Було вирішено низку практичних завдань, за результатами чого сформульовано загальні висновки по роботі:

1. Методом чисельного моделювання досліджено ефективність зниження вібронавантаженості кабін комбайнів системами підресорювання з урахуванням динамічних властивостей конструкцій вібронавантаженості кабін комбайнів системами підресорювання з урахуванням динамічних властивостей конструкцій несучих систем за різного співвідношення рівнів пружно-дисипативних властивостей віброізоляторів, а також їхнього компонування. Визначено оптимальні значення жорсткості віброізоляторів, що становили 240-260 Н/мм в осьовому та 80-90 Н/мм у радіальному напрямках., а також демпфірування за значенням логарифмічного декременту загасання - не менше 0,3. Відстані між передніми і задніми віброізоляторами мають становити не менше ніж 0,95 м у поздовжньому та 0,15 м у вертикальному напрямках.

2. Розроблено методику проектування систем підресорювання кабін із підвищеною ефективністю, що враховує особливості вібраційного стану комбайнів і дає змогу розрахунковим способом проводити параметричну оптимізацію елементів системи підресорювання за статичними, динамічними та геометричними характеристиками. Застосування запропонованої методики дає змогу скоротити тривалість доказових випробувань і забезпечує можливість успішного проходження сертифікації машин.

3. Встановлено, що використання розробленої конструкції несучої системи кабіни з відбудованими від резонансів власними частотами коливань дає змогу

знизити вібронавантаженість кабіни за значенням  $a_v$  на 9-12%, динамічний гаситель - на 8-11%, віброізолятор з оптимізованими характеристиками - на 40-46%. Розроблені технічні рішення забезпечують зниження рівня структурного шуму в кабіні на 1,62-2,76 дБА.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Almosawi, A. A. Vibration transmission by combine harvester to the driver at different operative conditions during paddy harvest [Text] / A. A. Almosawi, A. J. Alkhafaji, K. M. Alqazzaz // International Journal of Science and Nature. – 2016. – Vol. 7. – P. 127–133.
2. Jahanbakhshi, A. Vibrations analysis of combine harvester seat in time and frequency domain [Text] / A. Jahanbakhshi, B. Ghamari, K. Heidarbeigi // Journal of Mechanical Engineering and Sciences. – 2020. – Vol. 14(1). – P. 6251–6258.
3. Rentaro, K. Dynamic damper for steering system [Text] / K. Rentaro, A. Takahiro // Journal of The Acoustical Society of America. – 2005. – Vol. 117(5). – P. 2690–2690.
4. Furukawa, Y. Optimum Design Procedure of Dynamic Damper for Machine Tool Structures [Text] / Y. Furukawa, S. Shiozaki // Proceedings of the Nineteenth International Machine Tool Design and Research Conference. – Palgrave, London, 1979. – P. 197–203.
5. Кириченко, В. Е. Методи боротьби з шумом і вібрацією при експлуатації зернозбиральних комбайнів [Текст] / В. Е. Кириченко, З. У. Болотошвили, А. С. Гайда // Технічний сервіс машин для рослинництва. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – № 145. – Харків, 2014. – С.193–197.
6. Cieslikowski, B. Analysis of the noise level in the cabin of a combine harvester [Text]
7. Kim, H. J. Analysis and Reduction Method of Noise from Head of a Combine Harvester [Text] / H. J. Kim, Y. J. Park, S. B. Shim, K.U. Kim // Journal of Biosystems Engineering. – 2007. – Vol. 32 (3). – P. 153–159.
8. Maleki, A. Analysis of combine harvester sound pressure level in one-third octave band frequency [Text] / A. Maleki, M. Lashgari // Journal of Agricultural Machinery. – 2014. – Vol. 4 (2). – P. 154–165.

9. Hostens, I. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body [Text] / I. Hostens, H. Ramon // Journal of Sound and Vibration. – 2003. – Vol. 266. – P. 453–464.
10. Зернозбиральний комбайн New Holland CX 8.80. URL: <https://agriculture.newholland.com/apac/ua-ua/produkcija/produkty/zernouborocnye-komba-jny/cx8-80>
11. Зернозбиральний комбайн John Deere W серія [Електронний ресурс]. URL:<https://www.deere.com/assets/publications/index.html?id=d519e23c#1>
12. Програмне забезпечення «MSC Adams». Офіційний сайт [Електронний ресурс].– URL: <https://www.mscsoftware.com/ua/product/adams>
13. Програмне забезпечення «RecurDyn». Офіційний сайт [Електронний ресурс]. – URL: <https://functionbay.com>
14. Ficherra, G. Modelling of torsion beam rear suspension by using multibody method [Text] / G. Ficherra, M. Lacagnina // Multibody System Dynamics. – 2004. – Vol. 12. – P. 303–316.
15. Chen, Y. Frequency domain analysis and design of nonlinear vehicle suspension systems [Text] / Y. Chen, X. Jing, L. Cheng // Handbook of Vehicle Suspension Control Systems. – 2013. – Vol. 20. – P. 357–399.
16. Costa Neto, A. A study of vibrational behavior of a medium sized truck considering frame flexibility with the use of ADAMS [Text] / A. Costa Neto, L. C. Ferraro, V. L. Veissid [et al.] // Proceedings of 1998 International ADAMS User Conference. – 1998.
17. Liu, G. Dynamic Virtual Prototyping Modeling and Simulation of Special Vehicle [Text] / G. Liu, B. Xu, J. Yang, T. Zheng // Applied Mathematics and Information Science. – 2015. – Vol. 9. – P. 627–636.
18. Warwas, K. Modelling Articulated Vehicles with a Flexible Semi-Trailer [Text] /

- K. Warwas, I. Adamiec-Wojcik // The Archive of Mechanical Engineering. – 2013. – Vol. 3. – P. 389–407.
19. Pisino, E. Experimental Vibration Analysis to Adams Integration : Flexible Chassis Full Vehicle Simulation [Text] / E. Pisino, L. Guglielmetto // Proceedings of 1998 International ADAMS User Conference. – 1998.
20. Vrana, T. Elasto-kinematic model of suspension with flexible supporting elements [Text] / T. Vrana, J. Bradac, J. Kovanda // Acta Polytechnica. – 2016. – Vol. 56 (2). – P. 147–155.
21. Rideout, G. Flexible Truck Modelling and Investigation of Coupling Between Rigid and Flexible Dynamics [Text] / G. Rideout, T. Khan // Proceedings of the 2010 Spring Simulation Multiconference «SpringSim 2010». – 2010. – Vol. 205.
22. Rideout, G. Simulating coupled longitudinal, pitch and Bounce Dynamics of Trucks with Flexible Frames [Text] / G. Rideout // Modern Mechanical Engineering. – 2012. – Vol. 2 (4). – P. 176–189.
23. Kiviniemi, T. Modelling of flexible members for simulation of vehicle dynamics [Text] : Report VALB-424 / T. Kiviniemi, T. Holopainen // Manufacturing Technology. – 1999.
24. Chang, H. Vehicle Ride Study with Flexible Bodies in Adams [Text] / H. Chang, M. Rushbrook // International ADAMS User Conference, 1998.
25. Goncalves, J. Optimization of Vehicle Suspension Systems for Improved Comfort of Road Vehicles Using Flexible Multibody Dynamics / J. Goncalves, J. Ambrosio // Nonlinear Dynamics. – 2003. – Vol. 34. – P. 113–131.