

УДК 629.114.2:534.1

## **РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ДИНАМІЧНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ МОБІЛЬНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ**

**Дерев'янюк Д.А.**, д.т.н., професор,  
**Бродовський Д.О.**, здобувач освіти, **Білоусов О.В.**, здобувач освіти  
*Поліський національний університет, м. Житомир*

З проведених раніше досліджень [1, 2, 3,], можна виділити такі способи зменшення інтенсивності коливань у системі:

1. Зниження віброактивності джерела коливань – зменшення рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом. Для цього здійснюють урівноваження важільних механізмів і балансування роторів.
2. Внутрішній віброзахист об'єкта – зміною конструкції об'єкта, за якої задані механічні впливи викликають менш інтенсивні коливання об'єкта або окремих його частин.
3. Динамічне гасіння коливань – приєднанням до об'єкта динамічного гасника коливань, тобто додаткової динамічної системи, яка змінює характер коливань основної системи.

Вхідним сигналом у даній моделі є недеформівний ґрунт, однак найбільш точним методом розрахунку є польові вимірювання ґрунту під час проходження по ньому ТТС (транспортно-технологічного засобу) та зняття характеристики залежності щільності й висоти нерівностей від частоти. Подальші аналізи передбачають розробку математичної моделі ґрунту як в'язкопластичного тіла, що враховує такі параметри, як: внутрішнє зчеплення в ґрунті, товщина м'якого шару, модуль деформації, вологість і щільність.

У даній моделі трактор розглядається як динамічна система, що являє собою пов'язані (елементами підресорювання) системи, які надають пружність ( $c$ ) і ( $k$ ) – демпфувальні системи. У цій постановці коливальна модель трактора розглядається як стаціонарна система з варійованим коефіцієнтом жорсткості передньої підвіски, однак таким, що не змінюється в часі з точки зору подолання одиничної нерівності (тобто стійка щодо прикладеного впливу).

Розрахунок проводився з урахуванням технологічних процесів

виконання сільськогосподарських операцій: оранка лемішним навісним чотирікорпусним плугом ПЛН-4-35, призначеним для виконання оранки під зернові та технічні культури, а також у транспортному режимі.

Під час складання динамічної моделі враховувалися вертикальні коливання, оскільки вони вносять найбільш суттєвий внесок як у навантаженість конструктивних елементів трактора, так і впливають на комфорт та стан оператора [1]. У розрахунках розглядалися поздовжні коливання, при цьому рухи у поперечній площині не враховувалися (рис. 1). Даний трактор має класичну компоновальну схему, без підресорювання заднього моста (рис. 2). Для порівняльного аналізу також використовувалася схема з додатковим підресорюванням заднього моста, наведена на рис. 3.

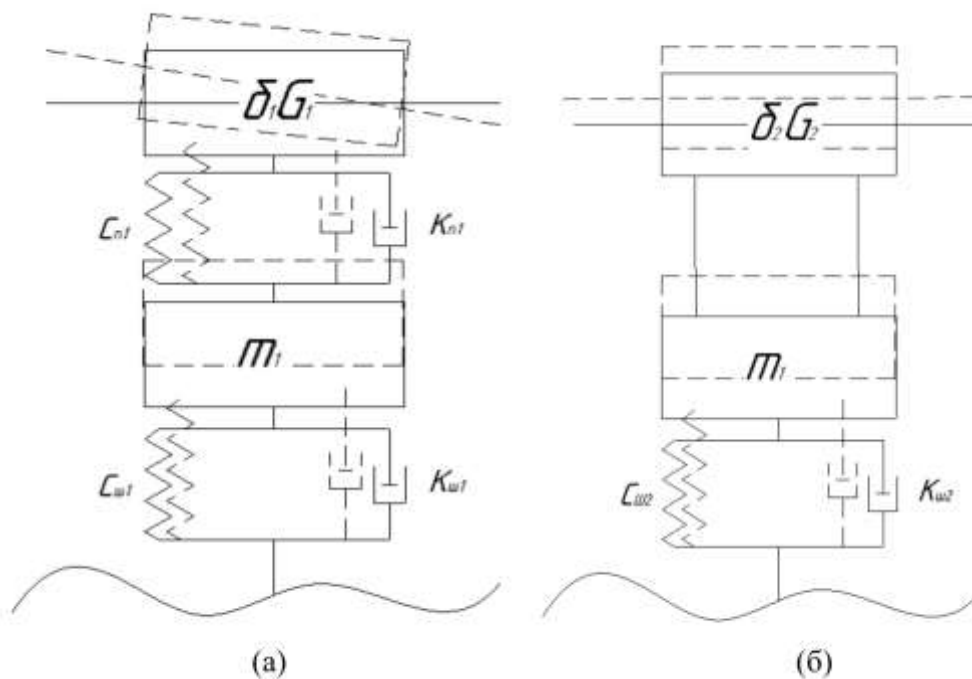


Рисунок 1 – Дискретні моделі передньої (а) та задньої підвісок трактора (б) з кутом тангажу при подоланні одиничної нерівності

Подальше розв'язання системи рівнянь зводиться до пошуку потенційної енергії на відріжку  $t_2 - t_1$ . Загальна методика розв'язання ґрунтується на рівнянні Даламбера – Лагранжа другого роду. Для знаходження потенційної енергії використаємо принцип Гамільтона:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} (T - \Pi) dt$$

де:  $T$ ,  $\Pi$  – кінетична та потенційна енергії системи, Дж.

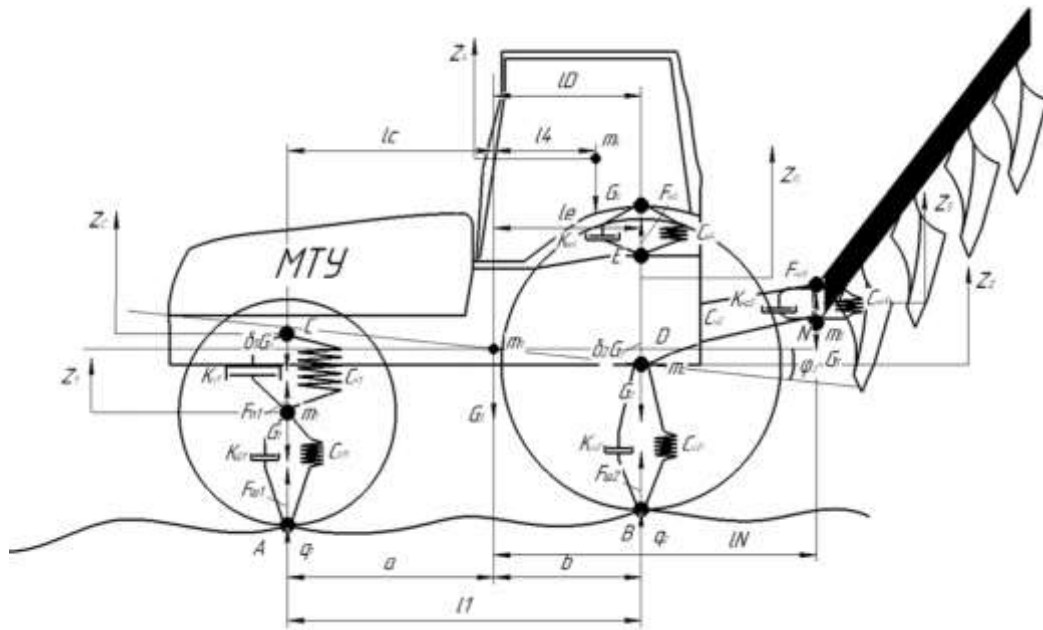


Рисунок 2 – Розрахункова схема коливальної системи МЕЗ з невідресореним заднім мостом

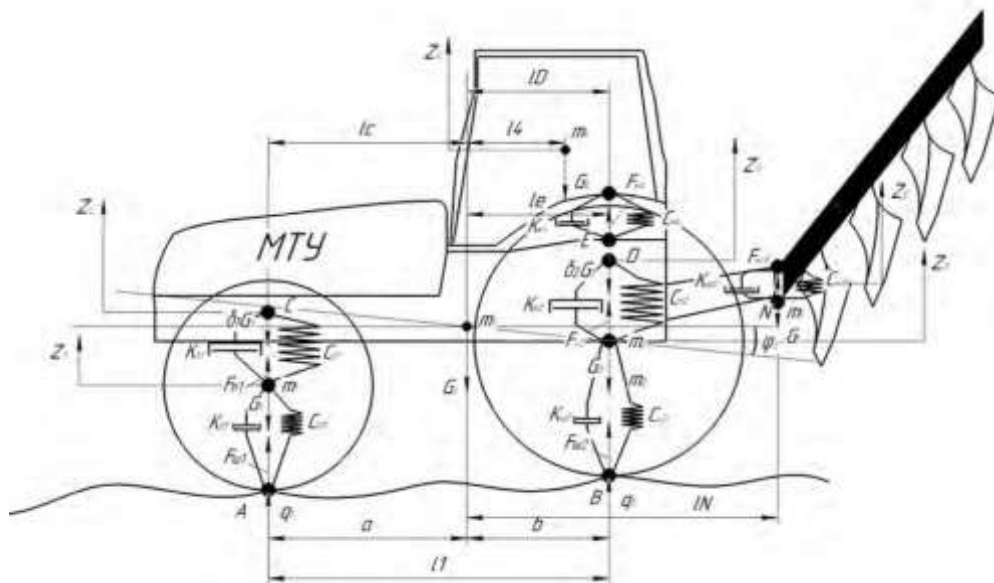


Рисунок 3 – Розрахункова схема коливальної системи МЕЗ з відресореним заднім мостом

До розрахункової схеми входять такі параметри:  $m_1$  – маса переднього моста;  $m_2$  – маса заднього моста;  $m_3$  – маса остова;  $m_4$  – маса кабіни;  $m_5$  – маса навісного обладнання;  $G_1$  – вага переднього моста;  $G_2$  – вага заднього моста;  $G_3$  – вага остова;  $G_4$  – вага кабіни;  $G_5$  – вага навісного обладнання;  $Z_1$  – вертикальне переміщення точки переднього моста;  $Z_2$  – вертикальне переміщення точки заднього моста;  $Z_3$  – вертикальне переміщення остова;

$Z_4$  – вертикальне переміщення кабіни;  $Z_5$  – вертикальне переміщення навісного обладнання;  $F_{ш1}$  – зусилля, що виникає в місці контакту переднього колеса з опорною поверхнею;  $F_{ш2}$  – зусилля, що виникає в місці контакту заднього колеса з опорною поверхнею;  $F_{п1}$  – зусилля, що виникає у передній підвісці;  $F_{п2}$  – зусилля, що виникає у задній підвісці;  $F_{к4}$  – зусилля, що виникає у місці встановлення кабіни;  $F_{но5}$  – зусилля, що виникає в системі навісного технологічного обладнання;  $C_{ш1}$  – радіальна жорсткість передньої шини;  $C_{ш2}$  – радіальна жорсткість задньої шини;  $C_{п1}$  – жорсткість передньої підвіски;  $C_{п2}$  – жорсткість задньої підвіски;  $C_{к4}$  – жорсткість системи підресорювання кабіни;  $C_{к5}$  – жорсткість навісного обладнання;  $\delta_1$  – частка ваги, що згідно з процентним розподілом МЕС припадає на передній міст;  $\delta_2$  – частка ваги, що згідно з процентним розподілом МЕС припадає на задній міст;  $a$  – відстань від центра мас МЕЗ до передньої осі;  $b$  – відстань від центра мас МЕЗ до задньої осі;  $l_c$  – відстань від вузла кріплення системи підресорювання переднього моста до остова;  $l_D$  – відстань від вузла кріплення системи підресорювання заднього моста до остова;  $l_E$  – відстань від нижньої точки вузла кріплення системи підресорювання кабіни до центра мас МЕС;  $l_N$  – відстань від центра мас знаряддя до центра мас МЕЗ (нижня точка кріплення);  $l_s$  – відстань від центра мас знаряддя до центра мас МЕЗ;  $l_1$  – база МЕЗ;  $r_{стп}$  – статичний радіус переднього колеса;  $r_{стз}$  – статичний радіус заднього колеса.





ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ ТА  
АВТОМАТИКИ  
АГРОПРОМИСЛОВОГО  
ВИРОБНИЦТВА НААН  
України



НАЦІОНАЛЬНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
України



ІНСТИТУТ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА  
ПРИРОДНИЧИХ НАУК  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
ДОСЛІДНИЦЬКОГО ІНСТИТУТУ  
(Польща)

**МАТЕРІАЛИ**  
**XIV-ї Науково-технічної конференції**  
**«Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві»**

**01-17 жовтня 2025 року**

Глеваха - Київ  
2025

УДК 631.171

Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві: XIV Міжнародна науково-технічна конференція, смт Глеваха Київської області – м. Київ, Україна, 1-17 жовтня 2025 року: матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2025. - 204 с.

В матеріалах конференції коротко викладені основні результати теоретичних та експериментальних досліджень з пріоритетних напрямків розвитку тваринництва та кормовиробництва. Наведені дані про ефективність результатів наукових досліджень та їх виробничої перевірки.

Матеріали розраховані на науковців та здобувачів наукового ступеня.

**Організаційний комітет конференції:** *Адамчук В.В.*, д.т.н., проф., академік НААН, директор Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України (голова оргкомітету); *Братишко В.В.*, д.т.н., проф., декан механіко-технологічного факультету Національного університету біоресурсів і природокористування України (співголова оргкомітету); *Штробель В.Р.*, доктор наук, директор Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща, (співголова оргкомітету); *Собчук Генрик*, професор, голова вченої ради Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща, (співголова оргкомітету); *Viacheslav Adamchuk*, д.т.н., професор і завідувач кафедри інженерії біоресурсів в Університеті McGill, Канада, (співголова оргкомітету); *Simone Pascuzzi*, д.т.н., професор кафедри агроекологічних та територіальних наук Університету Варі, Італія, (співголова оргкомітету); *Hristo Beloev*, д.т.н., професор Русенського університету, Болгарія, (співголова оргкомітету); *Maroš Korenko*, д.т.н., професор Словацького університету сільського господарства в Нітрі, Словачія, (співголова оргкомітету); *Jüri Olt*, д.т.н., професор агротехніки Естонського університету наук про життя, Естонія, (співголова оргкомітету); *Ребенко В.І.*, к.т.н., доц., доцент кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України (секретар оргкомітету); *Кузьменко В.Ф.*, к.т.н., с.н.с., провідний науковий співробітник відділу механіки та автоматики біотехнічних систем у тваринництві ІМА АПВ НААН; *Хмельовський В.С.*, д.т.н., проф., завідувач кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Ткач В.В.*, к.т.н., с.н.с. завідувач відділу механіки та автоматики біотехнічних систем у тваринництві ІМА АПВ НААН; *Фененко А.І.*, д.т.н., проф., головний науковий співробітник ІМААПВ; *Голуб Г.А.*, д.т.н., проф., професор кафедри тракторів, автомобілів та біоенергосистем НУБіП України; *Собчук Генрик*, професор, голова вченої ради Інституту технологічних та природничих наук Національного дослідницького інституту, Польща; *Ревенко І.І.*, д.т.н., проф., професор кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Роговський І.Л.*, д.т.н., проф., завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка; *Заболотько О.О.*, к.т.н., доц., доцент кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві НУБіП України; *Сівак І.М.*, к.т.н., доц., доцент кафедри сільськогосподарських машин і системотехніки ім. П.М. Василенка НУБіП України; *Тітова Л.Л.*, к.т.н., доц., доцент кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка НУБіП України.

*Рекомендовано до видання:*

вченою радою ІМААПВ НААН України (протокол № 5 від «21» листопада 2025 р.);  
вченою радою механіко-технологічного факультету НУБіП України  
(протокол № 4 від «20» листопада 2025 року)

*Адреси для листування:*

08631, Київська обл., Васильківський р-н, смт. Глеваха, вул. Вокзальна, 11  
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12, к. 11

*E-mail:* ima.apv.naan@gmail.com, mtf11k@ukr.net, info@animal-conf.inf.ua

*Сайт конференції:* <http://animal-conf.inf.ua>

© ІМА АПВ НААН України, 2025

© НУБіП України, 2025