

Р. В. Антощенко, І. В. Галич, Г. І. Череватенко

Державний біотехнологічний університет
кафедра мехатроніки, безпеки життєдіяльності
та управління якістю

ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГЕТИКА РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ

Монографія



Харків 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Р. В. Антощенко, І. В. Галич, Г. І. Череватенко

ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГЕТИКА РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО
АГРЕГАТУ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ

Монографія

Харків, ДБТУ,
2024

УДК 621.01:[631.372+631.331]
ББК 40.72
А72

Друкується у відповідності до рішення вченої ради
Державного біотехнологічного університету
(протокол № 10 від «26» березня 2024 р.)

Рецензенти:

проректор з наукової роботи *Таврійського державного агротехнологічного університету*, доктор технічних наук, професор **А. І. Панченко**;

професор кафедри сільськогосподарських машин та інженерії тваринництва *Державного біотехнологічного університету*, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент інженерної академії України **О. В. Козаченко**.

А 72 **Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І.** Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні: монографія. – Харків: ДБТУ, 2024. – 100 с.: іл.

ISBN 978-617-9113-76-6

У монографії наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень динаміки та енергетики руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні. Розроблена методологія формування рівнянь динаміки та енергетики руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні. Розроблена конструкція датчика динаміки колеса вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин. Наведено результати експериментальних досліджень машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні.

Для науковців та фахівців, які займаються дослідженням, розрахунками, експлуатацією машинно-тракторних агрегатів.

**УДК 621.01:[631.372+631.331]
ББК 40.72**

ISBN 978-617-9113-76-6

© Р. В. Антощенко,
І. В. Галич,
Г. І. Череватенко, 2024 р.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
ВСТУП.....	5
1 ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГЕТИКА РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ	8
1.1 Метод оцінки динаміки енергетичного засобу з урахуванням впливу профілю опорної поверхні	9
1.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на нормальні реакції коліс на опорну поверхню	17
1.3 Вплив параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідної колісної тягово-транспортної машини.....	21
1.4 Динаміка просторового руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні	26
1.5 Оцінка впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату.....	30
1.6 Динаміка одинарних та здвоєних коліс трактора у вертикальному напрямі	34
1.7 Оцінка впливу типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на динаміку трактора	38
1.8 Вплив тиску повітря в шинах колісного трактора на динаміку	50
1.9 Висновки по розділу	55
2 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	57
2.1 Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень.....	57
2.2 Структура вимірювальної системи.....	59
2.3 Методика проведення експериментальних досліджень.....	61
2.4 Метод динамічного тарування датчику динаміки колеса.....	62
2.5 Градування електронного динамометру	66
2.6 Висновки по розділу	68
3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ	70
3.1 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату.....	70
3.2 Визначення спектральної щільності тягового опору сівалки.....	71
3.3 Дослідження впливу швидкості руху та тягового зусилля на коливання трактора	74
3.4 Експериментальна оцінка впливу типу рушіїв та баластування на тягові показники трактора.....	77
3.5 Перевірка адекватності математичної моделі динаміки	81
3.6 Валідація методу оцінки динаміки трансмісії трактора.....	81

3.7 Впровадження результатів дослідження у виробництво	83
3.8 Висновки по розділу	84
ВИСНОВКИ.....	86
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	88

ВСТУП

Ступінь універсальності сучасних тракторів та машинно-тракторних агрегатів (МТА) постійно підвищується. Кожен сучасний агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Для підвищення продуктивності енергоємність енергетичного засобу (ЕЗ) постійно збільшується, підвищуються швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів МТА, підвищення рівня коливань та вібрацій. Динамічні навантаження та коливання елементів МТА викликають переущільнення ґрунту, що ускладнює пророщування рослин і призводить до зниження родючості ґрунтів. Окрім цього, дані коливання призводять до порушення агротехнічних вимог, створення несприятливих умов вирощування рослин (порушується глибина обробітку ґрунту, закладення насіння та ін.), знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора, зменшують його працездатність, надають шкідливий вплив на роботу механізмів, викликаючи їх передчасний знос. Для зменшення коливань елементів МТА та відповідного зниження їх негативного впливу механізатори навмисно знижують робочу швидкість руху, що призводить до погіршення тягово-енергетичних показників [1–15].

Багаторічний розвиток мобільних енергетичних засобів показав, що одні параметри тракторів високої потужності стрімко розвиваються, однак інші практично не змінюються протягом тривалого періоду часу [16, 20].

До першої групи відносяться параметри, що визначають енергетичні та економічні показники тракторів, що впливають на їх продуктивність (експлуатаційна потужність двигуна, питома конструкційна маса, питома витрата палива двигуном, максимальна транспортна швидкість, число передач); параметри, що визначають характеристику навісної системи (вантажопідйомність, максимальний тиск в гідросистемі); ергономічні параметри (рівень шуму на робочому місці і рівень зовнішнього шуму, зручності розміщення органів управління і приладів контролю за роботою систем і агрегатів) [21–23].

До числа інших відносяться параметри, що пов'язані з агротехнікою (база, колія, мінімальний радіус повороту, дорожній просвіт); компоновальні і тягово-динамічні параметри (коефіцієнт статичного розподілу маси по осях трактора, тяговий ККД).

В умовах жорсткої конкуренції вдосконалення потужних сільськогосподарських тракторів йде в напрямку поліпшення їх споживчих якостей. При цьому в тракторобудуванні спостерігаються три основні тенденції [20, 24–26].

Перша – основним типом сільськогосподарських тракторів залишаються колісні трактори, обсяг виробництва яких значно більший, ніж гусеничних.

Друга – тракторобудівні фірми основну продукцію випускають великими

серіями. Це уніфіковані сімейства тракторів різних типорозмірів колісної формули 4К4б і 4К4а з широким діапазоном потужностей двигунів та масою.

Третя тенденція – постійне зростання потужності тракторних двигунів. У формуванні цієї тенденції вирішальну роль зіграли постійно зростаючий дефіцит висококваліфікованої робочої сили і підвищення витрат на оплату праці трактористів; прагнення господарств до підвищення продуктивності і економічної ефективності ведення сільгоспвиробництва.

До інших не менш важливих факторів слід віднести формування сільгосппідприємств з великими розмірами ріллі, впровадження нових агротехнологій, скорочення термінів проведення польових операцій, зменшення кількості проходів сільгосптехніки з метою зниження ущільнення ґрунту за рахунок застосування багатofункціональних широкозахватних агрегатів [27].

Практично всі тракторобудівні фірми (Claas, Case IH, Fendt, John Deere, New Holland) зарубіжних країн в останні роки приділяють значну увагу вдосконаленню своєї продукції [28, 29]. Найбільшу частку при цьому складають наймасовіші трактори: універсальні колісні повнопривідні класичної компоновки 4К4а середньої (з 60 до 280 к.с.), а також високою (понад 280 к.с.) потужності, які складають більше 95% в обсязі нових моделей тракторів, здатних виконувати поряд з просапними роботи загального призначення, що відповідають їх тяговим можливостям енергоємності [30].

Колісні трактори компоновальної схеми 4К4б, інтегральні трактори і трактори, що мають гусеничну ходову систему випускаються в основному тільки з двигуном високої потужності, а їх кількість на ринку не перевищує відповідно 2,5; 0,5; 2% від загальної кількості нових тракторів. Проте вдосконалення даних моделей також приділяють достатньо уваги, хоча сфера їх застосування більш вузька, оскільки використовуються вони тільки на роботах загального призначення [30].

Наразі зберігається тенденція створення енергонасичених тракторів тягового класу 4,0 і вище як закордонними, так і вітчизняними виробниками. Такі трактори у складі МТА здатні виконувати просапні роботи та роботи загального призначення, тобто підвищується ступінь універсальності.

Кожен сучасний трактор або агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Підвищення експлуатаційної ефективності тракторів та машинно-тракторних агрегатів досліджували Агєєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксєневич І. П., Кутьков Г. М. [24], Лебедев А. Т. [25, 26], Медведєв М. І., Мельник В. І. [31], Надикто В. Т. [32, 33], Погорілий Л. В. [34] та ін.

Підвищення продуктивності вимагає збільшення енергоємності тракторів, підвищення швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів тракторів і агрегатів, підвищення рівня коливань і вібрацій. Динамічні та вібраційні навантаження негативно впливають як на виконання агротехнічних вимог, так і на вузли й деталі трактора або агрегату. Проблеми покращення продуктивності та взаємозв'язок з динамікою

досліджувались Авдєєвим В. М., Адамчуком В. В. [35], Андрєєвим Ю. М. [36], Артїомовим М. П. [37], Козаченко О. В. [38], Кюрчевим В. М. [39], Пастуховим В. І. [40], Подригало М. А., Рославцевим А. В., Самородовим В. Б. [41], Werner R., Shabana A. A., Blundell M. та ін.

Таким чином, дослідження динаміки та енергетики руху машинно-тракторного агрегату з метою підвищення ефективності функціонування шляхом зниженням коливань елементів баластуванням та застосуванням здвоєних колісних систем є актуальною та перспективною науково-прикладною задачею.

1 ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГЕТИКА РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ

В процесі роботи машинно-тракторні агрегати піддаються впливу безлічі зовнішніх факторів, що призводять до зміни вертикальних навантажень на ходову частину та двигун. Наприклад, це неоднорідності фізико-механічних властивостей оброблюваного ґрунту, нерівності дорожнього полотна, нерівномірність тягового опору з боку агрегатованої сільськогосподарської машини. Ці впливи носять, випадковий характер і описуються випадковими функціями. Крім того, сам машинно-тракторний агрегат, його двигун або трансмісія також є джерелами коливань та вібрацій.

Конструкція енергетичного засобу МТА включає в себе велику кількість інерційних мас, з'єднаних валами, зчепленням, пружними муфтами та іншими пружними елементами з різною тангенціальною жорсткістю [116]. Ці деталі конструкції утворюють складні інерційно-пружно-дисипативні коливальні системи, взаємодія яких здійснюється за допомогою пружних і дисипативних елементів [73, 75, 103].

Пружні елементи мають здатність накопичувати потенційну енергію. Пружні властивості мають всі пружинні елементи конструкції та пневматичні шини – колеса, що піддаються радіальній та тангенціальній деформаціям.

Дисипативні елементи мають властивість дисипації (розсіювання) енергії. Дисипація енергії відбувається за рахунок розсіювання тепла, викликаними силами внутрішнього тертя, що виникають від тертя поверхонь деталей конструкції або гідравлічним (в'язкісним) тертям рідини об стінки гідросистеми внаслідок механічної роботи.

Скласти найбільш повну динамічну модель трактора або агрегату з високою достовірністю досить складно. Розрахунок вертикальних прискорень та динамічних навантажень в системі «агрегат-трактор-трансмісія-двигун-остов» виконується через дослідження спрощеної динамічної моделі ідеалізованого трактора або агрегату. В такому випадку, замість реального МТА приймається еквівалентна йому в динамічному відношенні розрахункова схема (фізична модель), до складу якої входять інерційні маси, які замінюють окремі рухомі маси, пружні елементи, та елементи що характеризують податливість деталей трансмісії [79, 89, 103].

Для теоретичних досліджень і розрахунків коливань елементи трактора та агрегату схематизуються та спрощуються з урахуванням того, що елементи які мають незначний вплив на поведінку коливальної системи в цілому не враховуються [89].

МТА є складною системою для аналізу, тому для її спрощення приводять всі жорсткості пружних зв'язків, моменти інерції і коефіцієнти демпфірування до одного елемента зазвичай до колінчастого валу двигуна [75, 77, 117].

Для визначення коефіцієнтів демпфірування в механічних системах зазвичай використовуються емпіричні результати, які засновані на спостереженнях за затухаючими коливаннями [118].

Математичні моделі технічних об'єктів повинні відображати фізичні властивості об'єктів, при цьому моделі повинні бути якомога спрощеними, але такі математичні моделі повинні бути адекватними. Модель вважається адекватною, якщо відображає результати з прийнятною точністю або узгодженістю теоретичного та експериментального результатів.

Відповідно, розробка математичної моделі МТА є складним завданням і неминуче пов'язане з ідеалізацією досліджуваного об'єкта.

1.1 Метод оцінки динаміки енергетичного засобу з урахуванням впливу профілю опорної поверхні

Дослідження динаміки ЕЗ з шарнірно-з'єднаною рамою, що враховують нерівності опорної поверхні потребують складання кінематичних схем, динамічних та математичних моделей досліджуваної машини.

При складанні математичних моделей ЕЗ та агрегату були прийняті наступні припущення:

1. Елементи МТА досліджено, як абсолютно тверді тіла та весь агрегат симетричний щодо поздовжньої площини.

2. Коливальні процеси в МТА створюються нерівностями (профілем) опорної поверхні та неоднорідностями фізико-механічних властивостей ґрунту.

3. Не враховувалися процеси, які відбуваються в гідроприводі рульового керування:

– втрати тиску в гідросистемі через знос трибоз'єднань елементів гідроприводу;

– фізіологічні особливості організму оператора внаслідок втоми, тощо.

4. Не враховуються процеси, які відбуваються в трансмісії.

5. Не враховувалися динамічні характеристики двигуна в процесі розгону та гальмування агрегату.

6. Бічні зусилля на шинах обмежені зчепленням коліс з опорною поверхнею.

Виконано теоретичні дослідження для трактора шарнірно-з'єднаної компоновки серії ХТЗ-240К виробництва ПАТ «ХТЗ».

Розв'язання проблеми динаміки трактора та МТА з урахуванням коливань в трьох вимірному просторі потребує складання кінематичної схеми (рис. 2.1) та динамічної моделі трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (рис. 2.2) [1, 6].

Метод побудови математичної моделі динаміки МТА, як багатоелементного (багатомасового) агрегату довільних структур, докладно розглянуто у роботах [75–77]. Існуючий метод базується на складанні кінематичних зв'язків між елементами агрегату та автоматичного формування рівнянь динаміки.

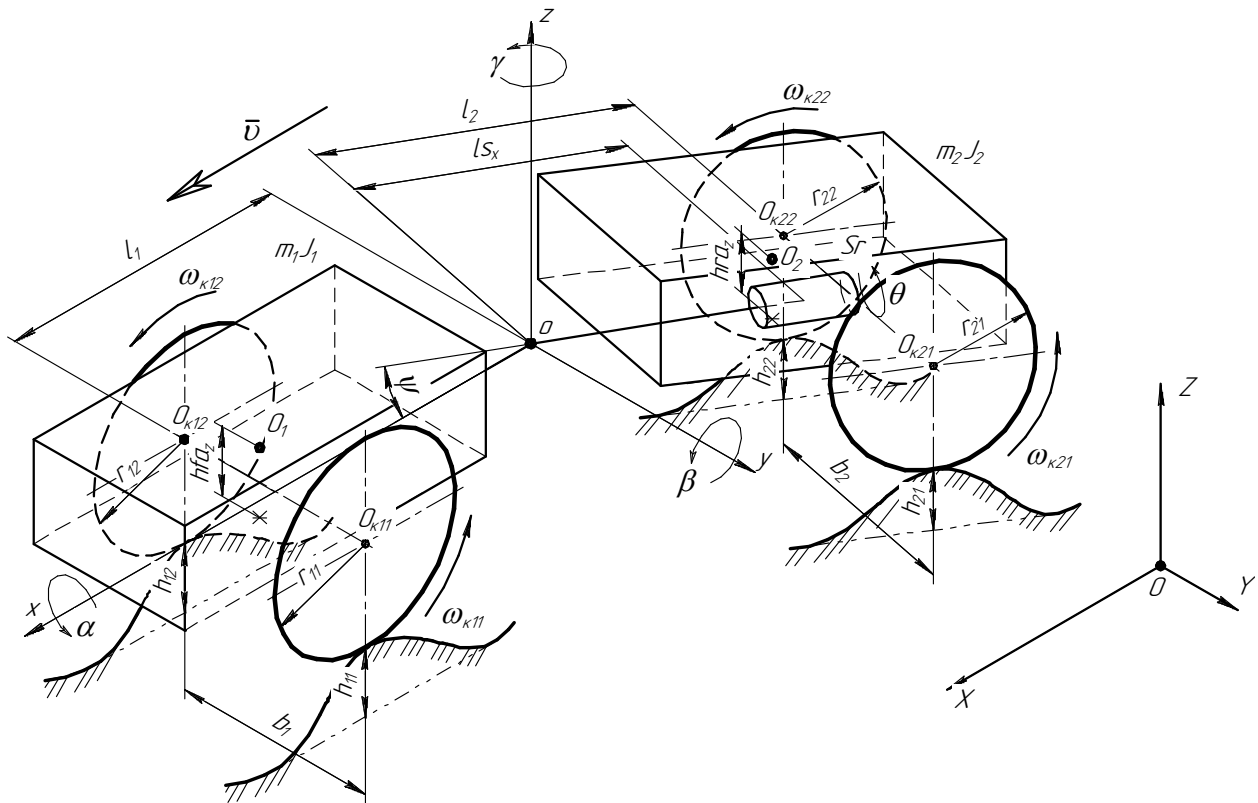


Рисунок 1.1 – Кінематична схема трактора з шарнірно-з'єднаною рамою

На схемах (рис. 1.1, 1.2) та математичній моделі динаміки трактора та МТА використано такі позначення:

- $XOYZ$ – глобальна система координат;
- $xoyz$ – зв'язана система координат;
- т. o – центр мас трактора;
- т. O – центр глобальної системи координат;
- α, β, γ – кути повороту трактора навколо відповідних осей x, y, z ;
- m_1, m_2 – маса першої та другої піврами трактора;
- $J_{1x}, J_{1y}, J_{1z}, J_{2x}, J_{2y}, J_{2z}$ – приведені моменти інерції першої та другої піврами трактора щодо відповідних осей;
- v – поступальна швидкість руху;
- ψ – кут зламу піврам трактора;
- $h_{11}, h_{12}, h_{21}, h_{22}$ – висота профілю опорної поверхні для переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- l_1 – відстань від центра мас до осі передніх коліс;
- l_2 – відстань від центра мас до осі задніх коліс;
- b_1, b_2 – колія передніх та задніх коліс;
- hfa_z, hra_z – відстань від центра мас трактора до осі передніх і задніх коліс по осі z ;
- $r_{11}, r_{12}, r_{21}, r_{22}$ – радіус переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого колеса;

- $P_{\kappa 11}, P_{\kappa 12}, P_{\kappa 21}, P_{\kappa 22}$ – дотична сила тяги на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах;
- $M_{\kappa 11}, M_{\kappa 12}, M_{\kappa 21}, M_{\kappa 22}$ – крутний момент на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах;
- $P_{f11}, P_{f12}, P_{f21}, P_{f22}$ – сила опору коченню переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $P_{\delta 11}, P_{\delta 12}, P_{\delta 21}, P_{\delta 22}$ – сила бічного відведення переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $C_{ш11}, C_{ш12}, C_{ш21}, C_{ш22}$ – приведена жорсткість шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $k_{ш11}, k_{ш12}, k_{ш21}, k_{ш22}$ – приведений коефіцієнт демпфування шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс.

В якості керуючого впливу на трактор прийнято кут зламу піврам трактора ψ .

Без урахування неголономних зв'язків рама трактора має, як тверде тіло, 6 ступенів свободи та 6 незалежних швидкостей $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_x, \omega_y, \omega_z$. З урахуванням кута ψ та неголономного зв'язку, як миттєвого центра швидкостей у площині xu , кількість незалежних швидкостей стає 4 – $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_y$.

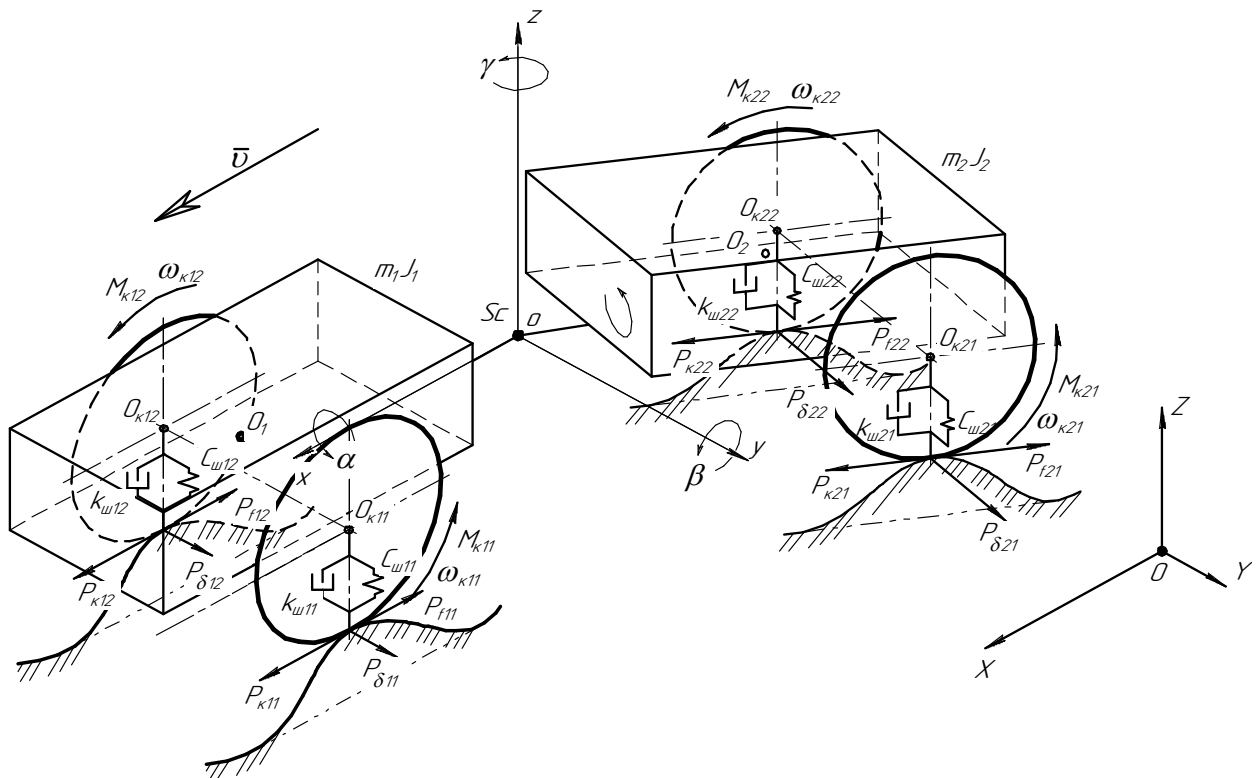


Рисунок 1.2 – Динамічна модель трактора з шарнірно-з'єднаною рамою

Розглядаючи випадок руху трактора без буксування та з урахуванням обертання коліс число ступенів свободи зростає ще на 4. Формула визначення

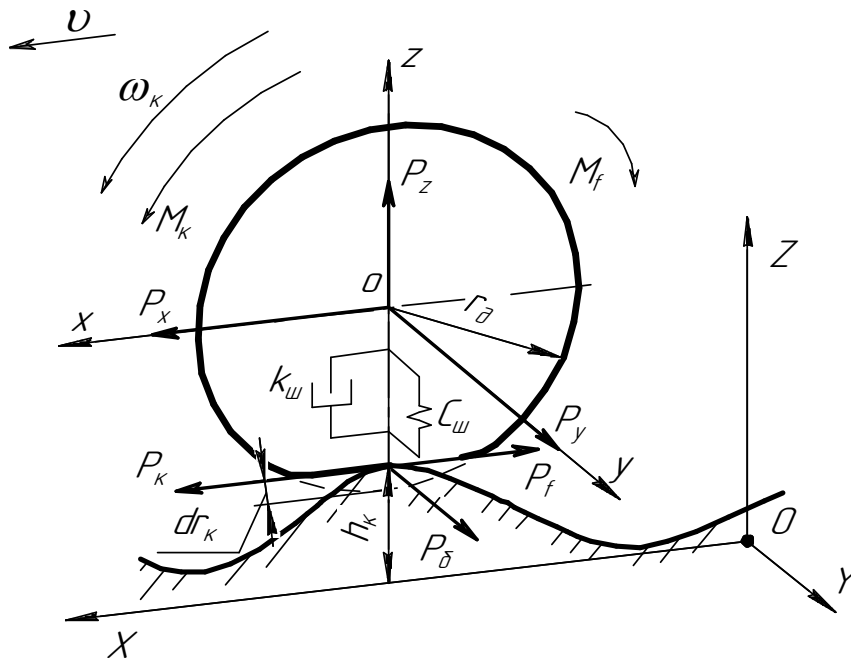
кутової швидкості обертання коліс без урахування буксування має вигляд:

$$\omega_{ij} = \frac{v_{C_{ij}xy}}{Z_{C_{ij}}}, \quad (1.1)$$

де $Z_{C_{ij}}$ – апліката центра мас колеса в абсолютній системі координат.

Рух трактора у складі машинно-тракторного агрегату по полю під час виконання технологічних операцій виробництва продукції рослинництва супроводжується буксуванням ведучих коліс [37, 81, 119]. Буксування коліс трактора знаходиться у межах від 0 до 15%, тому необхідно його враховувати при дослідженнях динаміки МТА. На буксування впливає багато факторів такі, як навантаження на колесо [3, 7, 13, 17], момент [120] та тиск в шині [121], тому перераховані впливи також необхідно враховувати.

Складено динамічну модель колеса, що враховує перелічені вище фактори та таку модель наведено на рис. 1.3.



$XOYZ$ – глобальна (нерухлива) система координат; $xoyz$ – зв'язана система координат; ω_k – кутова швидкість обертання; v – поступова швидкість руху; h_k – висота профілю ґрунту; r_d – динамічний радіус колеса; dr_k – динамічна деформація колеса у вертикальному напрямі; P_x , P_y , P_z – сили, що діють на колесо прикладені до його центра; P_k – дотична сила тяги; M_k – крутний момент; P_f , M_k – сила та момент опору кочення; P_δ – сила бічного уводу; $k_{ш}$ і $C_{ш}$ – податливість та жорсткість шини у вертикальному напрямі

Рисунок 1.3 – Динамічна модель колеса

Модель колеса може використовувати постійний коефіцієнт опору кочення

або залежність від тиску і швидкості [121, 122]. Сила опору кочення дорівнює нулю, коли нормальна сила, що діє на поверхні колеса-дороги, менше або дорівнює нулю [123, 124].

Для динамічної моделі колеса, що враховує сталий коефіцієнт опору коченню, залежність сили опору кочення має вигляд:

$$P_f = \mu F_z, \quad (1.2)$$

де μ – коефіцієнт опору коченню.

Якщо коефіцієнт опору коченню має гіперболічну форму, що виключає розрив при $v = 0$, коефіцієнт опору коченню розраховується з виразу:

$$\mu = \mu_0 \tanh\left(\frac{v}{v_{\max}}\right), \quad (1.3)$$

де μ_0 – асимптотичний коефіцієнт опору коченню;

v_{\max} – максимальна швидкість руху колеса.

Однак використаємо модель колеса, що враховує залежності від тиску та швидкості, тоді залежність сили опору кочення прийме вигляд:

$$P_f = \left(\frac{P}{P_0}\right)^\alpha \left(\frac{P_z}{P_{z0}}\right)^\beta P_{z0} \cdot (A + B|v| + Cv^2), \quad (1.4)$$

де P, P_0 – дійсний та номінальний тиск у шині;

P_z, P_{z0} – дійсне та номінальне навантаження на колесо;

α, β, A, B, C – апроксимуючі коефіцієнти.

Враховуючи формули (опору кочення) (1.3), (1.4) та кочення колеса без буксування (1.1) складено математичну модель колеса, що має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{kij} \dot{\omega}_{kij} = M_{kij} - r_{lij} \left(P_{kij} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}}\right)^\alpha \left(\frac{P_{zij}}{P_{z0ij}}\right)^\beta P_{z0ij} \cdot (A + B|v_{cij}| + Cv_{cij}^2) \right), \\ \omega_{kij} = \frac{v_{cij^{xy}}}{r_{lij} \delta_{kij}}, \\ r_{lij} = r_{kij} - dr_{kij}. \end{array} \right. \quad (1.5)$$

Залежність буксування колеса від сили тяги на гаку трактора отримана експериментально (див. розд. 3.4) [3, 5] та має вигляд:

$$\delta = a_0 P_k^n + a_1 P_k^{n-1} + \dots + a_n, \quad (1.6)$$

де P_k – тягове зусилля на гаку трактора;

a_1, a_2, \dots, a_n – коефіцієнти поліному;
 n – порядок поліному.

Експериментальними дослідженнями тракторів серії ХТЗ-240К визначено, що залежність буксування від сили тяги на гаку трактора (1.6) може мати порядок від 3 до 5 ($n = 3 \dots 5$) [3–5].

Висоту профілю опорної поверхні задано для лівого та правого борта колісного трактора задано окремо, як функції від часу:

$$\begin{aligned} h_{11} &= h_{\text{л}}(t); \\ h_{12} &= h_{\text{п}}(t); \\ h_{21} &= h_{\text{л}}(t + \Delta t); \\ h_{22} &= h_{\text{п}}(t + \Delta t); \\ \Delta t &= \frac{l}{v}, \end{aligned} \quad (1.7)$$

де $h_{\text{л}}(t)$, $h_{\text{п}}(t)$ – функція висоти профілю опорної поверхні для лівого та правого борта трактора;
 l – база трактора;
 v – швидкість руху.

Розроблена математична модель колеса (1.5) враховує буксування δ_{κ} та його залежність від дотичної сили P_{κ} на колесі, а також dr_{κ} динамічну деформацію колеса у вертикальному напрямі, що розраховується програмно під час досліджень [36, 57, 75].

Геометричні та кінематичні властивості динамічної моделі описано як узагальненими координатами і узагальненими швидкостями:

$$\mathbf{q} = \{q_1, q_2, \dots, q_s\}; \quad \dot{\mathbf{q}} = \{\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s\}, \quad (1.8)$$

так і узагальненими координатами та псевдошвидкостями:

$$\boldsymbol{\pi} = \{\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_m\}; \quad \dot{\boldsymbol{\pi}} = \{\dot{\pi}_1, \dot{\pi}_2, \dots, \dot{\pi}_m\}. \quad (1.9)$$

Трактор, як двомасова динамічна система (рис. 1.1, 1.2) має просторовий рух ланок, тому рівняння динаміки представлено у вигляді рівнянь Апеля [1]:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left([\vec{J}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times [\vec{J}_i] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (1.10)$$

де n – число твердих тіл у досліджуваній моделі; m_i , $[\vec{J}_i]$, \vec{a}_{C_i} , $\vec{\omega}_i$, $\vec{\varepsilon}_i$ – маса, тензор інерції, прискорення центра мас, кутова швидкість і кутове прискорення i -го тіла; $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$ – структурні матриці відповідно радіус-векторів центрів мас і кутових швидкостей тіл, формули для яких наведено нижче; \mathbf{W}_P – структурна матриця силових елементів.

Метод формування рівнянь динаміки багатоелементних МТА з довільним розташуванням елементів підтвердив свою ефективність [75, 76].

Вектори \vec{a}_{C_i} задано в абсолютній системі координат, а вектори $\vec{\omega}_i$, $\vec{\varepsilon}_i$ – у пов'язаних із тілами системах координат (звичайно з осями – головними осями інерції). Структурні матриці $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$ формуються через матрицю геометричних елементів \mathbf{G} :

$$\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u = \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \boldsymbol{\pi}} = \frac{\partial \vec{v}_{C_i}}{\partial \dot{\boldsymbol{\pi}}} = \mathbf{W}_{C_i}^u \mathbf{G}, \quad (1.11)$$

$$\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u = \frac{\partial \vec{\omega}_i^{(i)}}{\partial \dot{\boldsymbol{\pi}}} = \mathbf{W}_{\omega_i}^u \mathbf{G} \quad (1.12)$$

Також кінематичні параметри \vec{a}_{C_i} , $\vec{\omega}_i$, $\vec{\varepsilon}_i$ програмно сформовано автоматично за геометричними і диференціальними структурами:

$$\ddot{\vec{r}}_{C_i} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial t} \right) = \frac{d}{dt} \left[\mathbf{W}_{C_i}^u (\mathbf{G} \dot{\boldsymbol{\pi}} + \boldsymbol{\gamma}) + \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial t} \right] = \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u \ddot{\boldsymbol{\pi}} + \dots, \quad (1.13)$$

$$\vec{\omega}_i^{(i)} = \mathbf{W}_{\omega_i}^u \dot{\mathbf{q}} = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \dot{\boldsymbol{\pi}} + \dots, \quad (1.14)$$

$$\vec{\varepsilon}_i^{(i)} = \frac{d}{dt} (\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \dot{\boldsymbol{\pi}} + \dots) = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \ddot{\boldsymbol{\pi}} + \dots \quad (1.15)$$

Матриця \mathbf{G} у транспонованому вигляді є загальним співмножником та відповідно для випадку просторового руху динамічної моделі трактора одержано рівняння у вигляді:

$$\mathbf{G}^T \left(\sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^{uT} m_i \vec{a}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^{uT} \left([\vec{J}_i^{(i)}] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\vec{J}_i^{(i)}] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} - \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} \right) = 0. \quad (1.16)$$

Рівняння динаміки неголономної системи отримано лінійною комбінацією рівнянь динаміки голономної системи з коефіцієнтами, взятими з лінійної форми [36]. Для чисельного інтегрування систему загальних диференціальних рівнянь (СЗДР) (1.16) перетворено до нормальної форми Коші в псевдокоординатах \mathbf{q} та \mathbf{v} :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \quad (1.17)$$

де $\mathbf{M} = \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^T m_i \mathbf{W}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^T [\vec{J}_i] \mathbf{W}_{\omega_i} \right\}$ – матриця інерції системи;

\mathbf{F} – вектор-матриця узагальнених сил системи.

Початковими умовами для системи (1.17) є значення узагальнених координат і незалежних узагальнених швидкостей (псевдошвидкостей) у початковий момент часу:

$$\mathbf{q}|_{t=0} = \mathbf{q}_0, \quad \boldsymbol{\pi}|_{t=0} = \boldsymbol{\pi}_0.$$

Динамічна модель трактора (рис. 1.1, 1.2) має чотири узагальнених координати, тобто чотири ступені свободи та 6 незалежних координат із залежними варіаціями. Вектор узагальнених координат $\dot{\mathbf{q}}$ та вектор незалежних координат із залежними варіаціями у формі Коші мають вигляди:

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} X^\Gamma \\ Y^\Gamma \\ Z^\Gamma \\ \beta^\Gamma \end{bmatrix}^T; \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} \alpha^\Gamma \\ \gamma^\Gamma \\ \omega_{\kappa 11} \\ \omega_{\kappa 12} \\ \omega_{\kappa 21} \\ \omega_{\kappa 22} \end{bmatrix}^T, \quad (1.18)$$

де X^Γ , Y^Γ , Z^Γ – повздовжня, поперечна та вертикальна координата центра мас трактора; β^Γ – кут повороту центра мас трактора навколо осі Y ; $\omega_{\kappa 11}$, $\omega_{\kappa 12}$, $\omega_{\kappa 21}$, $\omega_{\kappa 22}$ – кутові швидкості обертання коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого).

Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою, що враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}^\Gamma = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Y}^\Gamma = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Z}^\Gamma = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^\Gamma = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^\Gamma = \frac{a^\Gamma \dot{X}^\Gamma + b^\Gamma \dot{Y}^\Gamma + c^\Gamma \dot{Z}^\Gamma - \beta^\Gamma (d^\Gamma \cos \gamma^\Gamma + \sin \gamma^\Gamma)}{\cos \gamma^\Gamma - d^\Gamma \sin \gamma^\Gamma}; \\ \dot{\gamma}^\Gamma = \alpha^\Gamma \beta^\Gamma + v B_x^T \frac{\operatorname{tg} \gamma^\Gamma}{l^\Gamma}; \\ J_{\kappa ij} \dot{\omega}_{\kappa ij} = M_{\kappa ij} - r_{\kappa ij} \left(P_{\kappa ij} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot (A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2) \right); \\ \omega_{\kappa ij} = \frac{v_{Cij^{xy}}}{(r_{\kappa ij} - dr_{\kappa ij}) \delta_{\kappa ij}}; \\ h_{11} = h_n(t); \\ h_{12} = h_n(t); \\ h_{21} = h_n(t + \Delta t); \\ h_{22} = h_n(t + \Delta t), \end{array} \right. \quad (1.19)$$

де f_i – функції від векторів-матриць;
 \mathbf{G} – розраховано з виразу (1.16);
 \mathbf{g} , \mathbf{M} , \mathbf{F} – розраховано з формули (1.17);
 $i = 1, \dots, 4$ – номер узагальненої координати.

Розв'язано систему лінійних диференціальних рівнянь (2.16)–(2.18) методом Краута [56] за допомогою ССКА «КиДиМ» [57] та чисельно – в MatLab/GNU Octave [14].

1.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на нормальні реакції коліс на опорну поверхню

Теорія трактора являє собою наукові основи для подальшого вдосконалення конструкції машин, підвищення їх ефективності та інтенсифікації використання. Метою тягового розрахунку трактора є визначення її основних характеристик [14].

Високі тягово-зчіпні та паливо-економічні показники ЕЗ можуть будуть отримано лише у разі оптимального співвідношення основних його параметрів, які визначаються розрахунковим шляхом на етапі проектування та порівнянням параметрів з існуючими ЕЗ. Їх взаємозв'язок характеризує основні експлуатаційні якості.

В основу тягового розрахунку покладено рівняння тягового балансу. Тягові показники трактора визначаються для наступних режимів роботи: від номінального – $M_{д.ном}$, до режиму максимального крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) – $M_{д.мах}$, для діапазону робочих передач.

Визначено силу тяги на кожному з коліс трактору в залежності від крутного моменту ДВЗ:

$$P_{кij} = \frac{1}{2} M_{д} \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кij}} \cdot \frac{l_i}{l_1 + l_2}, \text{ Н}, \quad (1.20)$$

де $M_{д}$ – крутний момент двигуна, Н·м; $U_{тр}$ – передаточне число трансмісії;
 $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії.

Сила опору кочення для кожного з коліс трактора визначається окремо та враховує тиск в шині, навантаження на колесо (нормальну вертикальну реакцію) та швидкість руху:

$$P_f = \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left(\frac{N_{Zkij}}{N_{Zk0ij}} \right)^{\beta} N_{Zk0ij} \cdot \left(A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2 \right), \text{ Н}. \quad (1.21)$$

Враховуючи формулу визначення дотичної сили тяги (1.20) та силу опору кочення (1.21) тягове зусилля на колесі трактора визначається з виразу:

$$P_{\text{кр}ij} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} \cdot U_{\text{тр}} \frac{\eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}ij}} \cdot \frac{l_i}{l_1 + l_2} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left(\frac{N_{Zkij}}{N_{Zk0ij}} \right)^{\beta} N_{Zk0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2), \text{ Н} \quad (1.22)$$

Дійсну швидкість руху ЕЗ визначено через теоретичну швидкість [1, 12] з урахуванням буксування ведучих коліс:

$$v_{\text{д}} = \omega_{\text{д}} \cdot \frac{r_{\text{кд}}}{U_{\text{тр}}} \cdot (1 - \delta), \text{ м/с}, \quad (1.23)$$

де δ – буксування ведучих коліс.

Тягова потужність на колесах ЕЗ визначається з виразу:

$$N_{\text{кр}ij} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} U_{\text{тр}} \frac{\eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}ij}} \frac{l_i}{l_1 + l_2} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left(\frac{N_{Zkij}}{N_{Zk0ij}} \right)^{\beta} \cdot N_{Zk0ij} (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2) v_{\text{д}}, \text{ Вт}. \quad (1.24)$$

Метод оцінки впливу геометричних параметрів рами ЕЗ на тягово-енергетичні показники базується на тяговому розрахунку трактора та враховує зміну відстані від шарніру ЕЗ до передньої та задньої ведучих осей.

Теоретичні дослідження виконано на прикладі тракторів серії ХТЗ-240. Визначено статичні нормальні (вертикальна) реакції колеса ЕЗ на опорну поверхню, які дорівнюють $N_{Zk11} = N_{Zk12} = 2,78 \cdot 10^5$ Н; $N_{Zk21} = N_{Zk22} = 1,42 \cdot 10^5$ Н при $\alpha = \beta = \gamma = \alpha_1 = \beta_1 = \gamma_1 = \alpha_2 = \beta_2 = \gamma_2 = 0^\circ$, тобто піврами ЕЗ паралельні площині опорної поверхні.

Встановлено залежності нормальних реакцій на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю передньої піврами (рис. 1.4) і задньої (рис. 1.5).

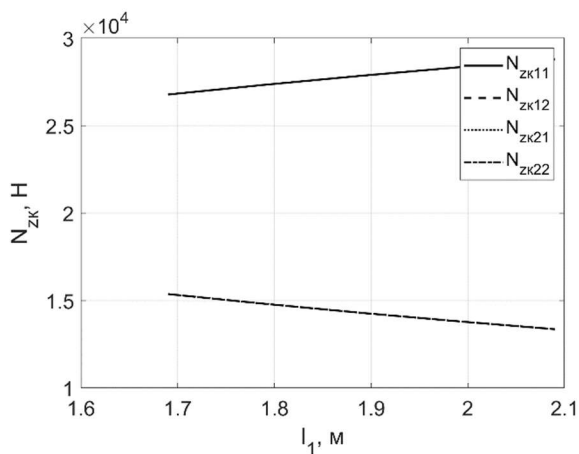


Рисунок 1.4 – Залежності нормальних реакцій на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

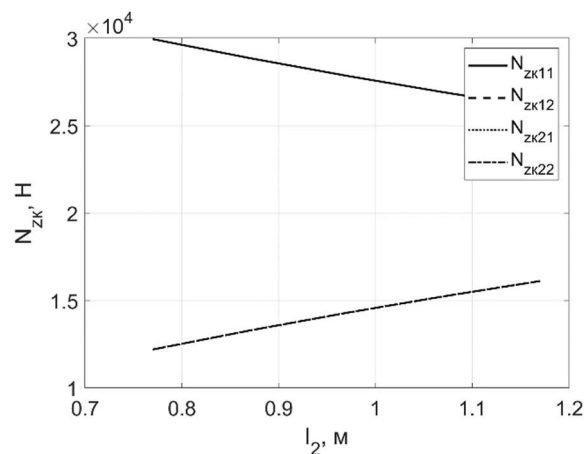


Рисунок 1.5 – Залежності нормальних реакцій на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю задньої піврами

Для тракторів серії ХТЗ-240 відстані від шарніру до відповідних осей коліс

дорівнюють $l_1 = 1,89$ м та $l_2 = 0,97$ м. Зменшення відстані до $l_1 = 1,69$ м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах ЕЗ до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,67 \cdot 10^5$ Н та підвищення значень реакцій на задніх колесах ЕЗ до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,53 \cdot 10^5$ Н (рис. 1.5). Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах ЕЗ до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,87 \cdot 10^5$ Н та зниженню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,35 \cdot 10^5$ Н.

Зменшення відстані l_2 до 0,77 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах ЕЗ до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,99 \cdot 10^5$ Н та зниження значень реакцій на задніх колесах ЕЗ до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,21 \cdot 10^5$ Н (рис. 1.5). Збільшення l_2 до 1,17 м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах ЕЗ до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,60 \cdot 10^5$ Н та підвищенню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,51 \cdot 10^5$ Н.

Теоретично дослідимо вплив геометричних параметрів рами ЕЗ на тягово-енергетичні показники за розробленим методом (1.20)–(1.24). Визначено залежності дотичних сил тяги на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю передньої (рис. 1.6) і задньої (рис. 1.7) піврам й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ.

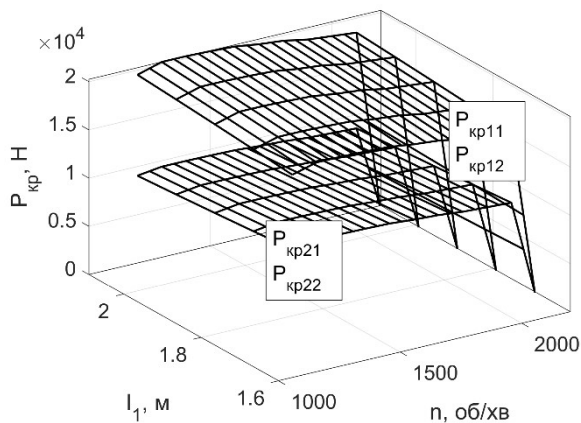


Рисунок 1.6 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ

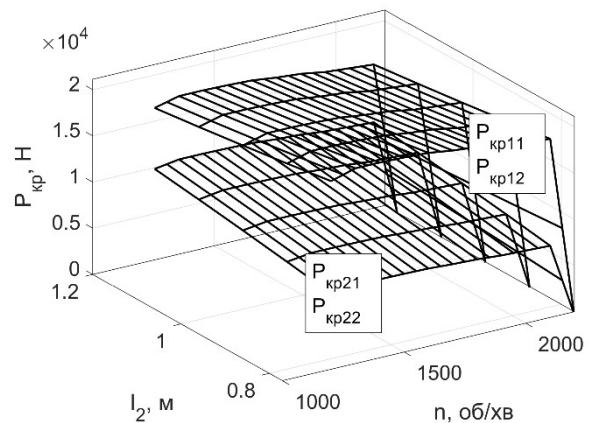


Рисунок 1.7 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю задньої піврами й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ

Зменшення відстані до від шарніру ЕЗ до передньої вісі з $l_1 = 2,09$ м до $l_1 = 1,69$ м призводить до зниження дотичних сил тяги на передніх колесах ЕЗ з $P_{kp11} = P_{kp12} = 19512$ Н до $P_{kp11} = P_{kp12} = 18149$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{kp11} = P_{kp12} = 18517$ Н до $P_{kp11} = P_{kp12} = 17223$ Н при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження дотичних сил тяги на задніх колесах ЕЗ з $P_{kp21} = P_{kp22} = 10410$ Н до $P_{kp21} = P_{kp22} = 9048$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{kp21} = P_{kp22} = 9879$ Н до $P_{kp21} = P_{kp22} = 8711$ Н при $n = 2100$ об/хв (рис. 1.6).

Зменшення відстані до від шарніру ЕЗ до задньої вісі з $l_2 = 1,17$ м до $l_2 = 0,77$ м призводить до підвищення дотичних сил тяги на передніх колесах ЕЗ з $P_{kp11} = P_{kp12} = 17580$ Н до $P_{kp11} = P_{kp12} = 20370$ Н при $n = 1000$ об/хв та з

$P_{кр11} = P_{кр12} = 16681$ Н до $P_{кр11} = P_{кр12} = 19335$ Н при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_2 від 0,77 м до 1,17 м приводить до підвищення дотичних сил тяги на задніх колесах ЕЗ з $P_{кр21} = P_{кр22} = 8189$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 10979$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{кр21} = P_{кр22} = 7767$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 10423$ Н при $n = 2100$ об/хв (рис. 1.7).

Розраховано залежності тягової потужності на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю передньої (рис. 1.8) і задньої (рис. 1.9) піврам й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ.

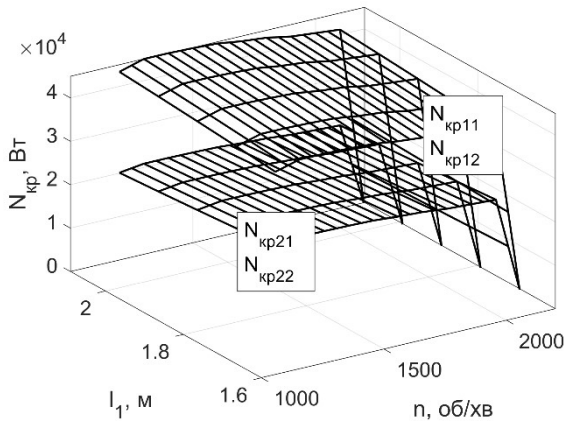


Рисунок 1.8 – Залежності тягової потужності на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

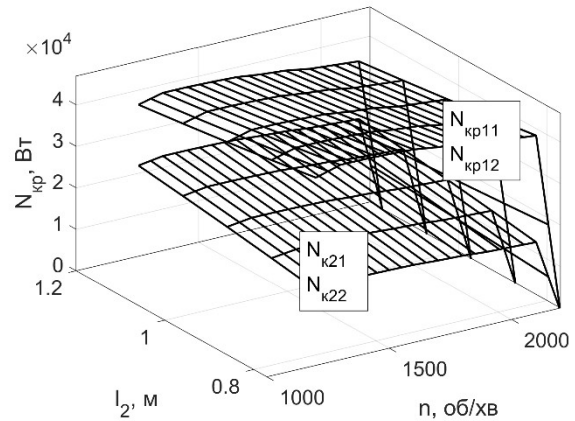


Рисунок 1.9 – Залежності тягової потужності на колесах ЕЗ від відстані між шарніром та віссю задньої піврами

Збільшення відстані до від шарніру ЕЗ до передньої вісі з $l_1 = 1,69$ м до $l_1 = 2,09$ м приводить до підвищення тягової потужності на передніх колесах ЕЗ з $N_{кр11} = N_{кр12} = 40,33$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 43,36$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр11} = N_{кр12} = 38,27$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 41,11$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження тягової потужності на задніх колесах ЕЗ з $N_{кр21} = N_{кр22} = 23,13$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 20,10$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр21} = N_{кр22} = 21,95$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 19,08$ кВт при $n = 2100$ об/хв (рис. 1.8).

Зменшення відстані до від шарніру ЕЗ до задньої вісі з $l_2 = 1,17$ м до $l_2 = 0,77$ м приводить до підвищення тягової потужності на передніх колесах ЕЗ з $N_{кр11} = N_{кр12} = 39,06$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 45,26$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр11} = N_{кр12} = 37,07$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 42,96$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_2 до 1,17 м призводить до підвищення тягової потужності на задніх колесах ЕЗ з $N_{кр21} = N_{кр22} = 18,19$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 24,39$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр21} = N_{кр22} = 17,26$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 23,16$ кВт при $n = 2100$ об/хв (рис. 1.9).

1.3 Вплив параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідної колісної тягово-транспортної машини

Дослідження динаміки повнопривідної тягово-транспортної машини потребує складання відповідних кінематичної та динамічної схем й математичної моделі трансмісії машини.

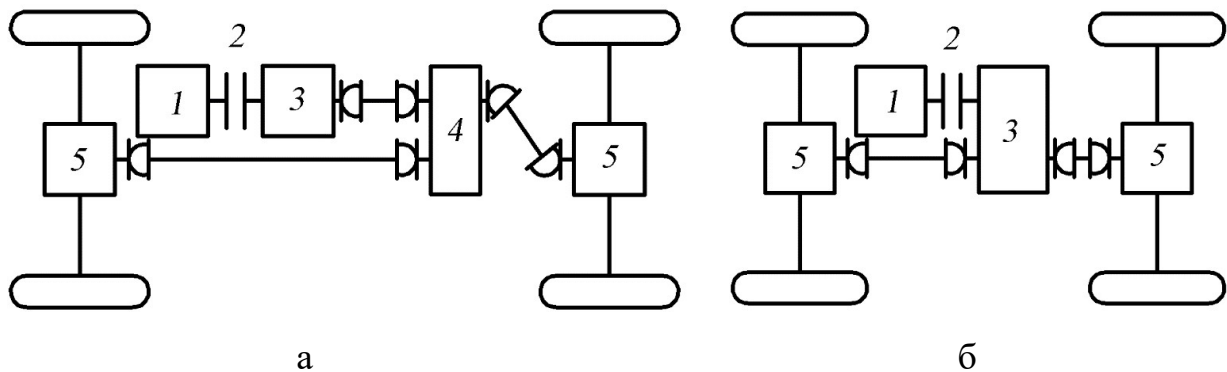
Об'єктом дослідження є взаємозв'язок параметрів трансмісії ЕЗ з тягово-енергетичні показниками машини.

При складанні математичної моделі трансмісії колісної повнопривідної ЕЗ були прийняті наступні допущення:

1. Елементи трансмісії ЕЗ досліджено, як симетричні навколо осі обертання абсолютно тверді тіла.
2. Дисипативні витрати енергії є постійними та не залежать від температури трансмісії.
3. Вали мають лінійну жорсткість на кручення.

Проектування нової та удосконалення існуючої механічної трансмісії потребує визначення кінематичної схеми, тобто. шляхи та способи підведення потужності від двигуна до коліс. Розрізняють бортові та мостові схеми трансмісій, які можуть бути з блокованим, диференціальним або змішаним приводом.

На рис. 1.10 наведено найпоширеніші схеми трансмісій повнопривідних колісних тягово-транспортних машин з колісною формулою 4x4 [15, 16].



1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – головна передача та диференціал

Рисунок 1.10 – Схеми трансмісій повнопривідних енергетичних засобів з роздавальною коробкою (а) та без (б):

Роздавальна коробка 4 зазвичай є обов'язковим агрегатом в трансмісії повнопривідної колісної машини з мостовим приводом 5, за винятком випадку, коли функцію роздавальної коробки виконує коробка передач 3.

Складено схему динамічної моделі трансмісії повнопривідної тягово-транспортної машини (рис. 1.11), що основана на схемі (рис. 1.10, б) в якій функції роздавальної коробки 4 виконуються коробкою передач 3.

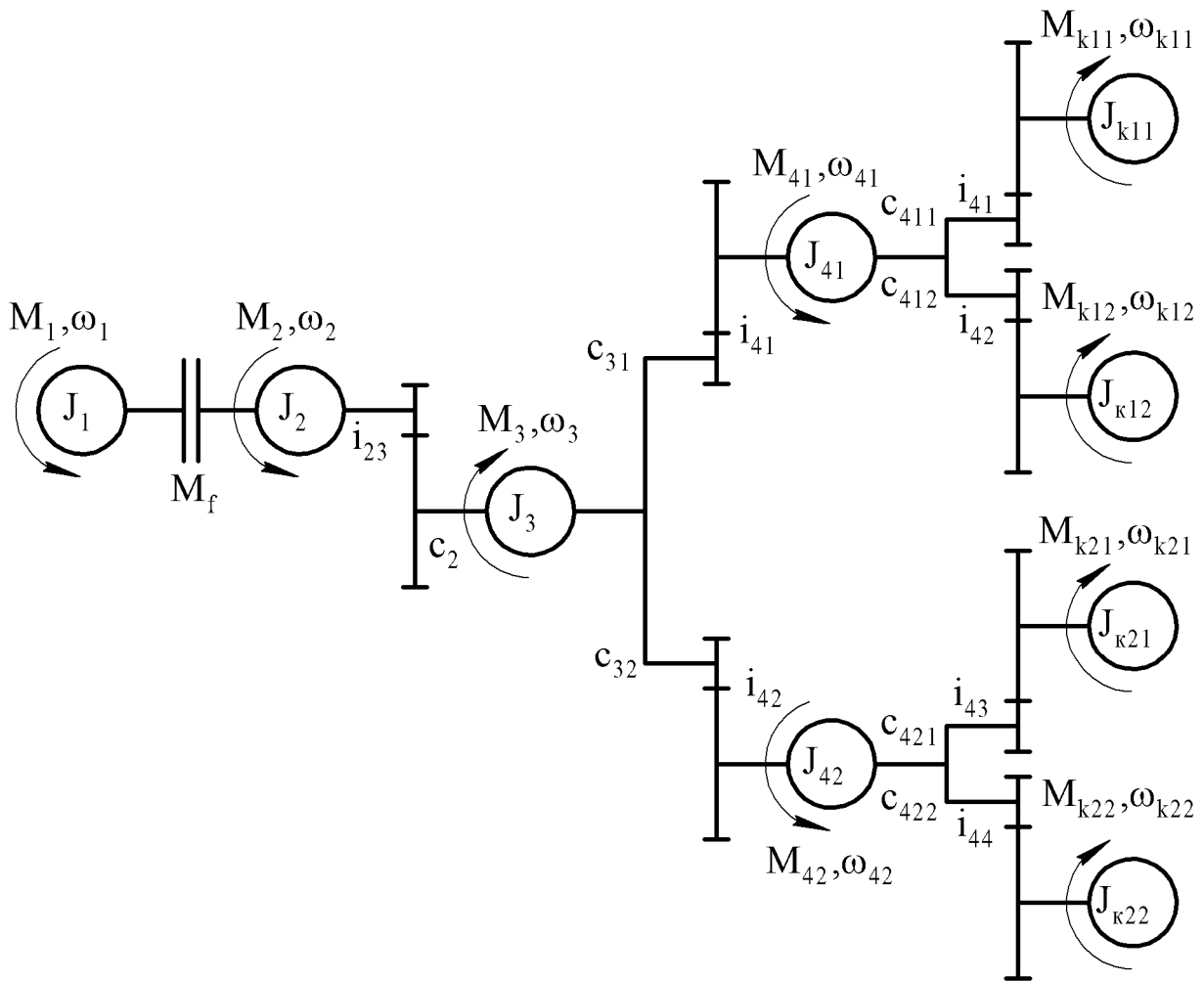


Рисунок 1.11 – Схема динамічної моделі трансмісії енергетичного засобу

На рис. 1.11 наведено такі позначення: J_1 – приведений момент інерції мас, що обертаються, двигуна внутрішнього згорання; M_1 – ефективний крутний момент ДВЗ; ω_1 – кутова швидкість обертання колінчастого вала ДВЗ; M_f – момент муфти зчеплення; J_2, M_2, ω_2, c_2 – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання та приведена кутова жорсткість первинного вала коробки передач; η_{23}, i_{23} – ККД та передатне число коробки передач; J_3, M_3, ω_3 – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання вторинного вала коробки передач; c_{31}, c_{32} – приведені кутові жорсткості переднього та заднього карданних валів; $\eta_{23}, i_{41}, i_{42}$ – ККД та передатне число головної передачі переднього та заднього мостів; $J_{41}, M_{41}, \omega_{41}$ – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання головної передачі передньої осі; $J_{42}, M_{42}, \omega_{42}$ – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання головної передачі задньої осі; $c_{411}, c_{412}, c_{421}, c_{422}$ – приведені кутові жорсткості передньої лівої, передньої правої, задньої лівої та задньої правої напівосей; $\eta_{23}, i_{411}, i_{412}, i_{421}, i_{422}$ – ККД та передатне число переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого бортових редукторів; $J_{kij}, M_{kij}, \omega_{kij}$ – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання ведучого колеса ЕЗ ($ij = 11$ – переднього лівого, $ij = 12$ –

переднього правого, $ij = 21$ – заднього лівого, $ij = 22$ – заднього правого).

Крутний момент від ДВЗ M_1 передається через муфту M_f до первинного валу коробки передач та передачу i_{23} . Далі крутний момент вихідного валу коробки передач передається на передній та задній диференціали ЕЗ через вали c_{31} та c_{32} . Передній диференціал утворюється елементами J_{41} , c_{411} , c_{412} , а задній - J_{41} , c_{411} , c_{412} .

Для повнопривідної колісної ЕЗ складено систему рівнянь динаміки трансмісії у формі Коші, що має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_1 = J_1^{-1} (M_1 - M_f); \\ \dot{\omega}_2 = J_2^{-1} (M_f - M_2); \\ \dot{M}_{23} = c_2^{-1} (\omega_2 - i_{23}\omega_3); \\ \dot{\omega}_3 = J_3^{-1} (M_3 - i_{23}^{-1}\eta_{23} (M_{31} + M_{32})); \\ \dot{M}_{31} = c_{31}^{-1} (\omega_3 - i_{41}\omega_{41}); \\ \dot{M}_{32} = c_{32}^{-1} (\omega_3 - i_{42}\omega_{42}); \\ \dot{\omega}_{41} = J_{41}^{-1} (M_{31} - i_{41}^{-1}\eta_{41} (M_{411} + M_{412})); \\ \dot{\omega}_{42} = J_{42}^{-1} (M_{32} - i_{42}^{-1}\eta_{42} (M_{421} + M_{422})); \\ \dot{M}_{411} = c_{411}^{-1} (\omega_{41} - i_{411}\omega_{k11}); \\ \dot{M}_{412} = c_{412}^{-1} (\omega_{41} - i_{412}\omega_{k12}); \\ \dot{\omega}_{k11} = J_{k11}^{-1} (M_{411} - i_{411}^{-1}\eta_{411}M_{k11}); \\ \dot{\omega}_{k12} = J_{k12}^{-1} (M_{412} - i_{412}^{-1}\eta_{412}M_{k12}); \\ \dot{M}_{421} = c_{421}^{-1} (\omega_{42} - i_{421}\omega_{k21}); \\ \dot{M}_{422} = c_{422}^{-1} (\omega_{42} - i_{422}\omega_{k22}); \\ \dot{\omega}_{k21} = J_{k21}^{-1} (M_{421} - i_{421}^{-1}\eta_{421}M_{k21}); \\ \dot{\omega}_{k22} = J_{k22}^{-1} (M_{422} - i_{422}^{-1}\eta_{422}M_{k22}). \end{array} \right. \quad (1.25)$$

Систему рівнянь динаміки трансмісії колісної повнопривідної ЕЗ у формі Коші (1.25) вирішено за допомогою пакету програм MatLab. Вихідні дані для розрахунку математичної моделі приведені у роботі [17].

На ЕЗ переважно встановлюються дизельні двигуни. Дослідимо динаміку колісної повнопривідної ЕЗ з дизельним двигуном, що має максимальну потужність $N_{\text{емax}}=176$ кВт (240 к.с.). Залежності потужності та ефективного крутного моменту двигуна внутрішнього згорання ЕЗ від швидкості обертання наведено на рис. 1.11.

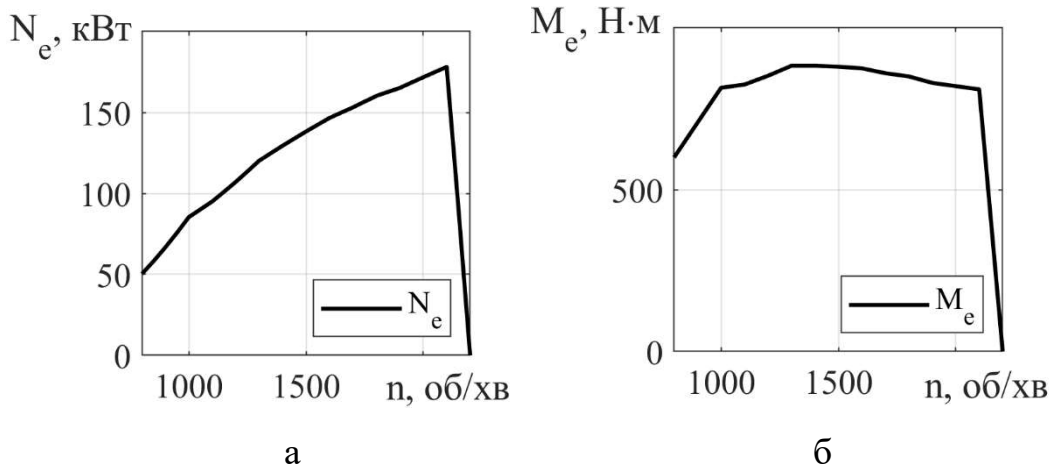


Рисунок 1.11 – Залежності потужності (а) та ефективного крутного моменту (б) двигуна внутрішнього згорання енергетичного засобу від швидкості обертання

Максимальний крутний момент ДВЗ становить $M_{\text{emax}}=883$ Н·м (90 кгс·м) при швидкості обертання $n_{M_{\text{ном}}}=1250-1450$ об/хв (рис. 1.12).

Для повнопривідної колісної ЕЗ визначені залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу (рис. 1.13).

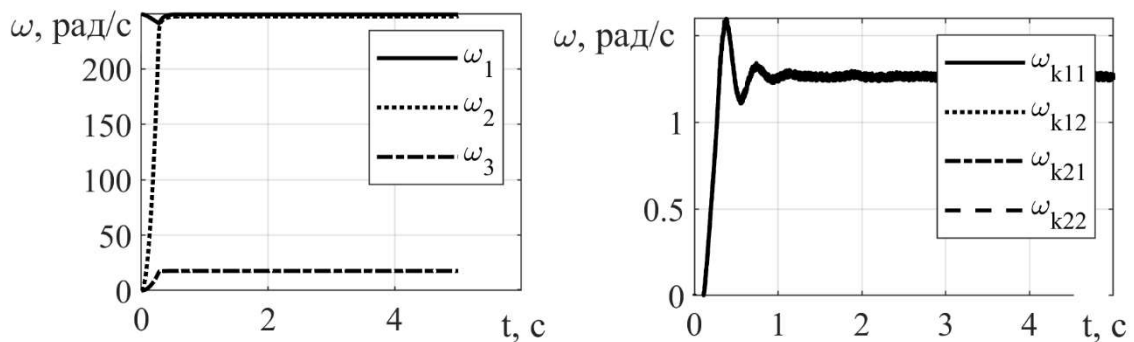


Рисунок 1.12 – Залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії ЕЗ від часу

Досліджено процес розгону ЕЗ під час якого кутова швидкість ДВЗ знижується з номінального значення $n_{\text{ном}} = 250$ рад/с до 241 рад/с та при $t > 1$ с знов повертається до номінального значення (рис. 1.12). При $0 < t < 1$ с вмикається зчеплення та швидкість первинного валу коробки передач вирівнюється з кутовою швидкістю ДВЗ 250 рад/с. Кутові швидкості обертання коліс ЕЗ стабілізуються на рівні $\omega_{k11} = 1,29$ рад/с, $\omega_{k12} = 1,27$ рад/с, $\omega_{k21} = 1,24$ рад/с, $\omega_{k22} = 1,25$ рад/с при $t > 1$ с.

Встановлено залежності крутних моментів елементів трансмісії тягово-транспортної машини від часу (рис. 1.13).

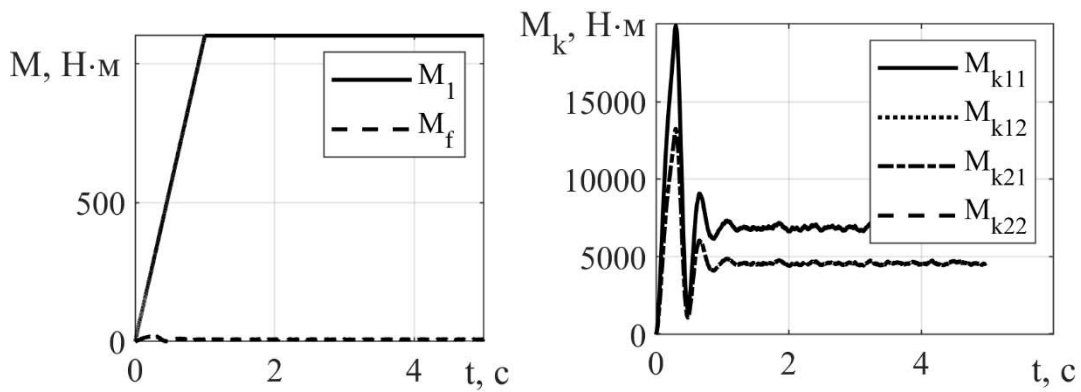


Рисунок 1.13 – Залежності крутних моментів елементів трансмісії ЕЗ від часу

Крутний момент ДВЗ підвищується лінійно до номінального значення $M_{\text{ном}} = 1100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ під час розгону ЕЗ (рис. 1.13). Момент тертя муфти зчеплення на початку розгону має коливальний процес з розмахом $\Delta M_f = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Крутні моменти передніх ведучих коліс короткочасно підвищуються до $M_{k11} = M_{k12} = 20012 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та при $t > 1 \text{ с}$ приймають значення $M_{k11} = M_{k12} = 6972 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Аналогічні процеси відбуваються на задніх ведучих колесах однак крутні моменти підвищуються до $M_{k21} = M_{k22} = 13209 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $0 < t < 1 \text{ с}$, а надалі приймають значення $M_{k21} = M_{k22} = 4622 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано залежності дотичних сил тяги на колесах тягово-транспортної машини від часу (рис. 1.14).

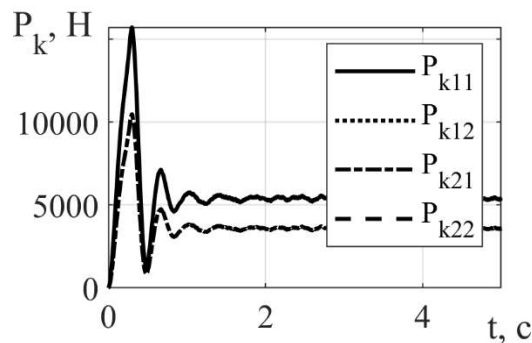
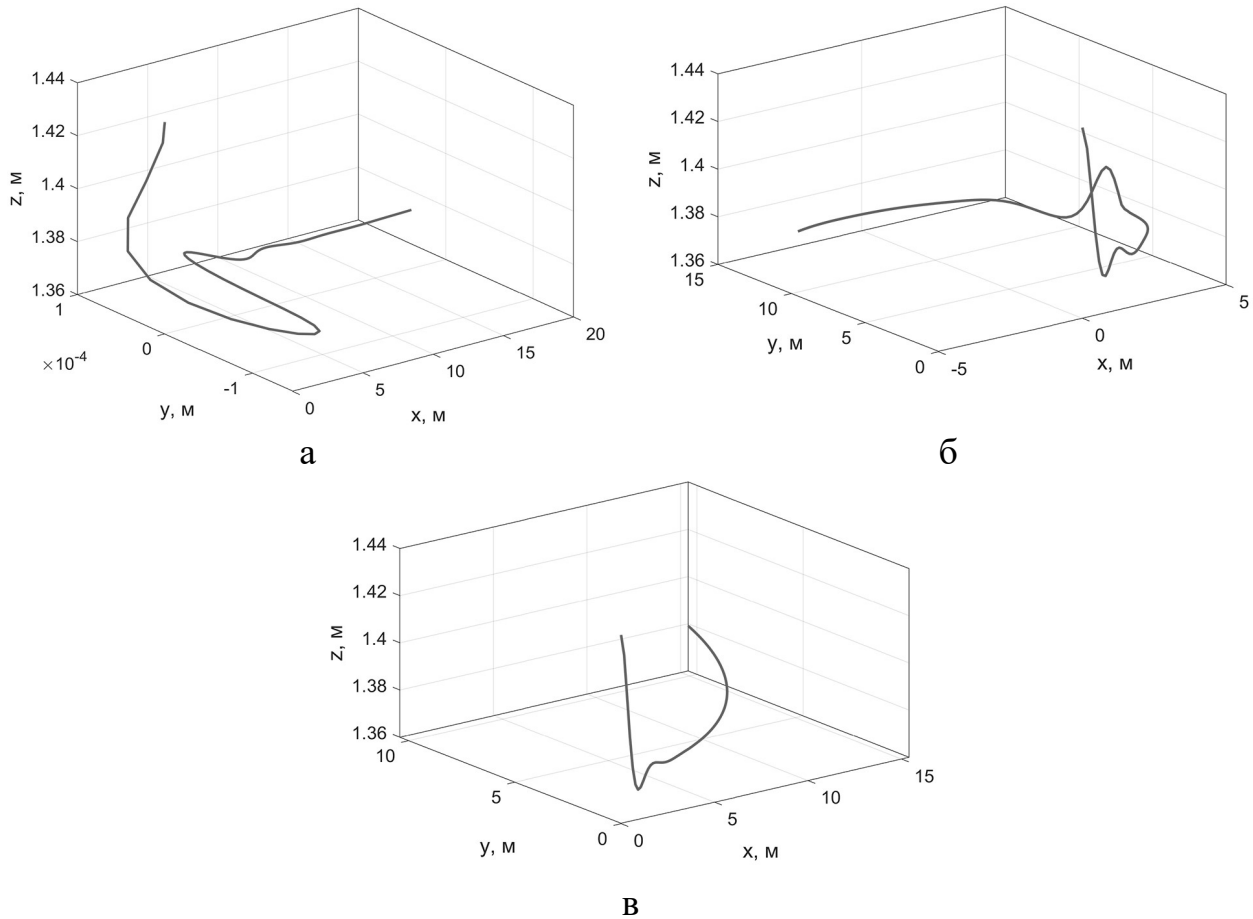


Рисунок 1.14 – Залежності дотичних сил тяги на колесах ЕЗ від часу

Дотичні сили тяги на передніх колесах ЕЗ збільшуються до $P_{k11} = P_{k12} = 15667 \text{ Н}$ при $0 < t < 1 \text{ с}$ та стабілізуються на значенні $P_{k11} = P_{k12} = 5478 \text{ Н}$ після закінчення розгону (рис. 1.14). Так саме при $t > 1 \text{ с}$ дотичні сили тяги на задніх колесах ЕЗ стабілізуються зі значеннями $P_{k21} = P_{k22} = 3473 \text{ Н}$, а при розгоні приймають найбільші значення $P_{k21} = P_{k22} = 10442 \text{ Н}$.

1.4 Динаміка просторового руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні

Виконано теоретичне дослідження руху трактора ХТЗ-242К.20 з постійною швидкістю руху $v=2,8$ м/с та заданому куті зламу піврам $0, 0,15$ та $0,45$ рад. Вихідні дані для розрахунку математичної моделі наведено у додат. А. Профіль опорної поверхні прийнятий рівним без нахилу до горизонту $h_{11}(t) = h_{12}(t) = h_{21}(t) = h_{22}(t) = 0$. Теоретично розраховано траєкторії руху трактора (рис 1.15).



а – $\psi=0$ рад; б – $\psi=0,15$ рад; в – $\psi=0,45$ рад

Рисунок 1.15 – Траєкторія руху трактора при заданому куті зламу піврам трактора та швидкості руху $v = 2,8$ м/с

На початку руху трактора присутній перехідний процес, що виявляється у зниженні по вертикалі положення центра мас трактора на $0,03-0,05$ м через деформацію коліс (рис. 1.15). При прямолінійному русі висота центру мас трактора змінюється від $1,44$ м до $1,39$ м, розмах коливань по осі y складає $1,46 \cdot 10^{-4}$ м (рис. 1.15, а). При встановленому куті зламу піврам трактора $0,15$ та $0,45$ рад висота центру мас трактора змінюється від $1,44$ м до $1,38$ м (рис. 1.15, б-в).

Виконаємо дослідження динаміки просторового руху трактора та МТА з урахуванням впливу профілю опорної поверхні. З аналізу попередніх досліджень

[63, 78, 79, 94] висоту профілю опорної поверхні можна описати поліномом вигляду:

$$h_{ij} = \sum_{k=1}^m A_{ijk} \sin(\omega_{ijk}t + \varphi_{ijk}), \quad (1.26)$$

де k – порядковий номер гармоніки; m – кількість гармонік; ij – порядковий номер колеса; A_{ijk} – амплітуда ij -колеса k -гармоніки профілю опорної поверхні; ω_{ijk} – частота ij -колеса k -гармоніки профілю опорної поверхні; φ_{ijk} – фаза ij -колеса k -гармоніки профілю опорної поверхні.

За результатами експериментальних досліджень профіль поверхні поля після оранки, що описується поліномом (1.26), зображено на рис. 1.16.

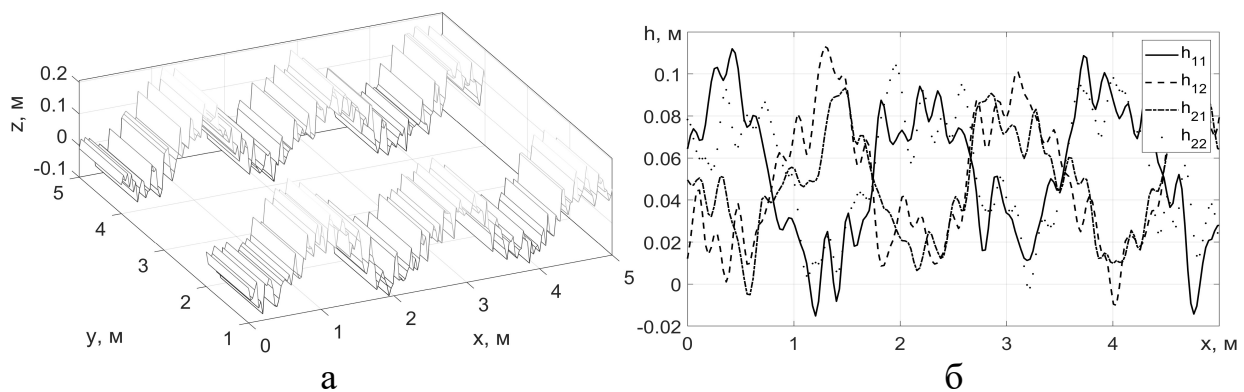


Рисунок 1.16 – Форма профілю опорної поверхні (а) та залежність висоти профілю опорної поверхні від часу (поле після оранки)

На рис. 1.16, а зображено форму профілю опорної поверхні для окремих бортів трактора та наведено залежність висоти профілю опорної поверхні h_{11} , h_{12} , h_{21} , h_{22} від часу для чотирьох коліс трактора (рис. 1.17, б).

Розмах коливань висоти профілю опорної поверхні для поля після оранки складає 0,135 м, медіана – 0,0503 м, а середньоквадратичне відхилення дорівнює $\bar{x} = 0,03$ (рис. 2.5).

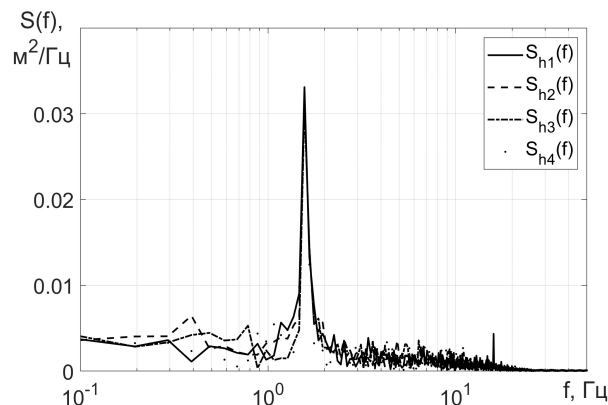


Рисунок 1.18 – Спектральна щільність профілю опорної поверхні (поле після оранки)

Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні має дві гамоніки: одна з частотою 1,5 Гц зі значенням 0,03 та друга – 0,004 на частоті 15,6 Гц (рис. 1.18).

Профіль поля підготовленого під посів, що математично описаний поліномом для кожного колеса трактора наведено на рис. 1.19. Для цього профілю також розраховано спектральну щільність висоти профілю опорної поверхні (рис. 1.20).

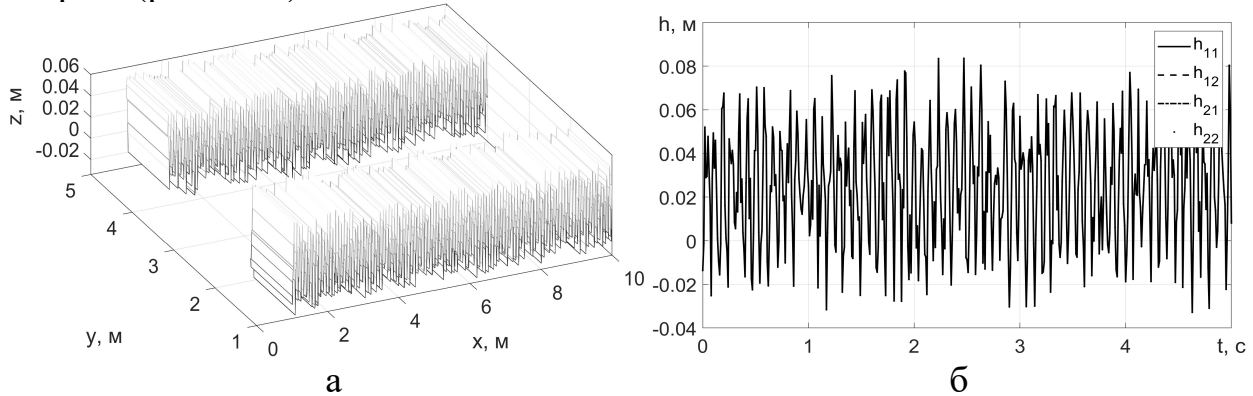


Рисунок 1.19 – Форма профілю опорної поверхні (а) та залежність висоти профілю опорної поверхні від часу (поле підготовлене під сівбу)

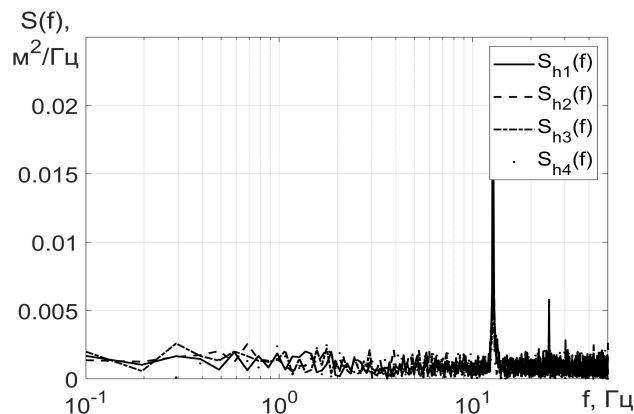


Рисунок 1.20 – Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні (поле підготовлене під сівбу)

На рис. 1.19 наведено розмах коливань висоти профілю опорної поверхні для поля підготовленого під посів й складає 0,115 м, медіана – 0,0252 м, а середньоквадратичне відхилення дорівнює $\bar{x} = 0,025$. Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні має дві гамоніки: одна з частотою 12,7 Гц зі значенням 0,02 та друга – 0,004 на частоті 24,8 Гц (рис. 1.20).

Для випадку руху одиночного трактора (без агрегатованої сільськогосподарської машини) отримано залежності кутів повороту (орієнтації) (рис. 1.21, а) та проєкцій швидкостей зв'язаної системи координат трактора $хузо$ (рис. 1.21, б); залежності швидкостей обертання коліс трактора (рис. 1.22, а) та їх динамічних радіусів (рис. 1.22, б) від часу; спектральну щільність амплітуди віброприскорення зв'язаної системи координат трактора $хузо$ у вертикальному напрямі (рис. 1.23) при масі трактора (без баласту) $m_T = 8600$ кг та швидкості руху $v = 2,8$ м/с.

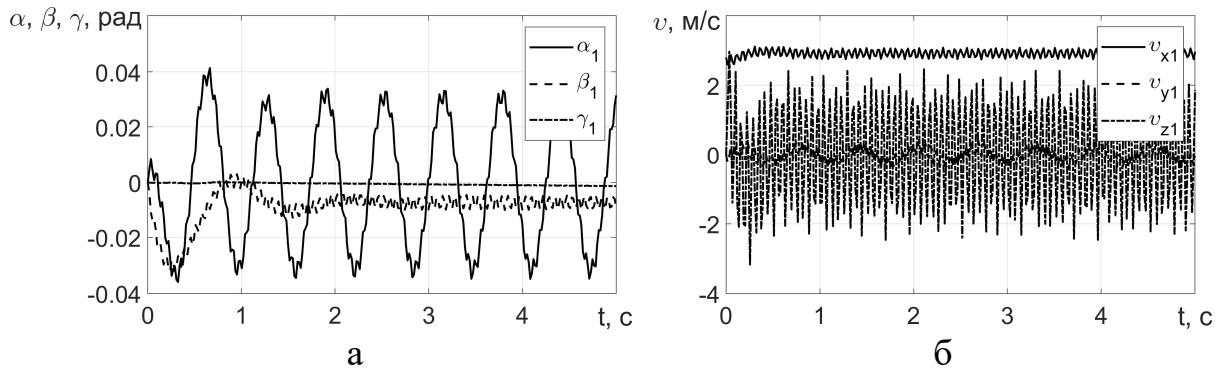


Рисунок 1.21 – Залежності кутів повороту (орієнтації) (а) та проекцій швидкостей центру мас (б) трактора до відповідних осей від часу

Рух трактора супроводжується коливаннями рами навколо осі x (рис. 1.21, а). Розмах коливань кута повороту рами навколо осі x складає $0,07$ рад, а період складає $0,63$ с. Коливання рами трактора навколо осі y мають вигляд затухаючих, розмах яких складає $0,03$ рад з періодом $0,66$ с. При прямолінійному русі кут повороту рами навколо осі z є постійним і дорівнює нулю.

Швидкість руху трактора у повздовжньому напрямі (по осі x) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі $v_x = 2,8$ м/с (рис. 1.22, б). Розмах коливань швидкості у вертикальному напрямі (по осі z) значно більше ніж у поперечному (по осі y) та відповідно дорівнює $4,4$ м/с і $0,41$ м/с, а їх період складає – $0,63$ с. Визначено, що форма профілю опорної поверхні найбільш впливає на швидкість руху рами трактора у вертикальному напрямі.

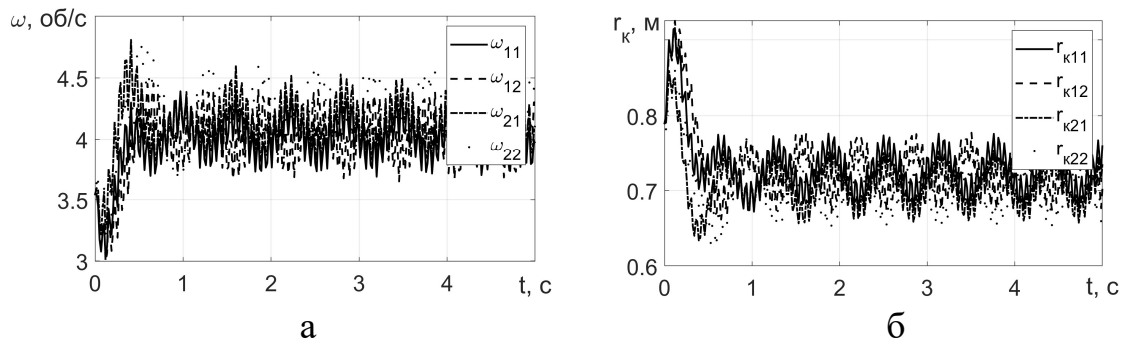


Рисунок 1.22 – Залежності швидкостей обертання коліс трактора (а) та їх динамічних радіусів (б) від часу

Необхідно зазначити, що профіль опорної поверхні має безпосередній вплив на руші трактора. Колеса трактора можна представити як динамічні моделі з пружними та демпфіруючими елементами, які мають безпосередній вплив на динаміку. Середня швидкість обертання коліс $4,15$ об/с. Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає $0,625$ об/с (рис. 1.22, а).

Колеса трактора також піддаються впливу коливального характеру. Динамічний радіус коліс має розмах коливань $0,11$ м, найбільший значення радіусу дорівнює $0,75$ м, а найменше – $0,68$ м (рис. 1.22, б).

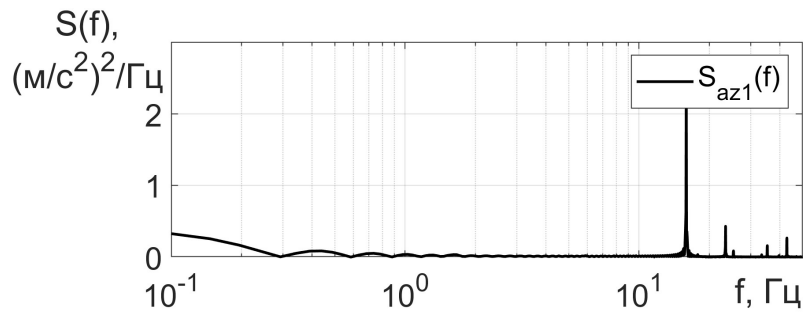


Рисунок 1.23 – Спектральна щільність амплітуди віброприскорення центра мас трактора у вертикальному напрямі

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами трактора у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 2,188; друга гармоніка $S_{az1}(23,44) = 0,386$; третя – $S_{az1}(35,3) = 0,144$ та четверта – $S_{az1}(42,87) = 0,24$ (рис. 1.23).

1.5 Оцінка впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату

Дослідимо вплив профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-242К та сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті». Складено динамічну модель, що наведено на рис. 1.24.

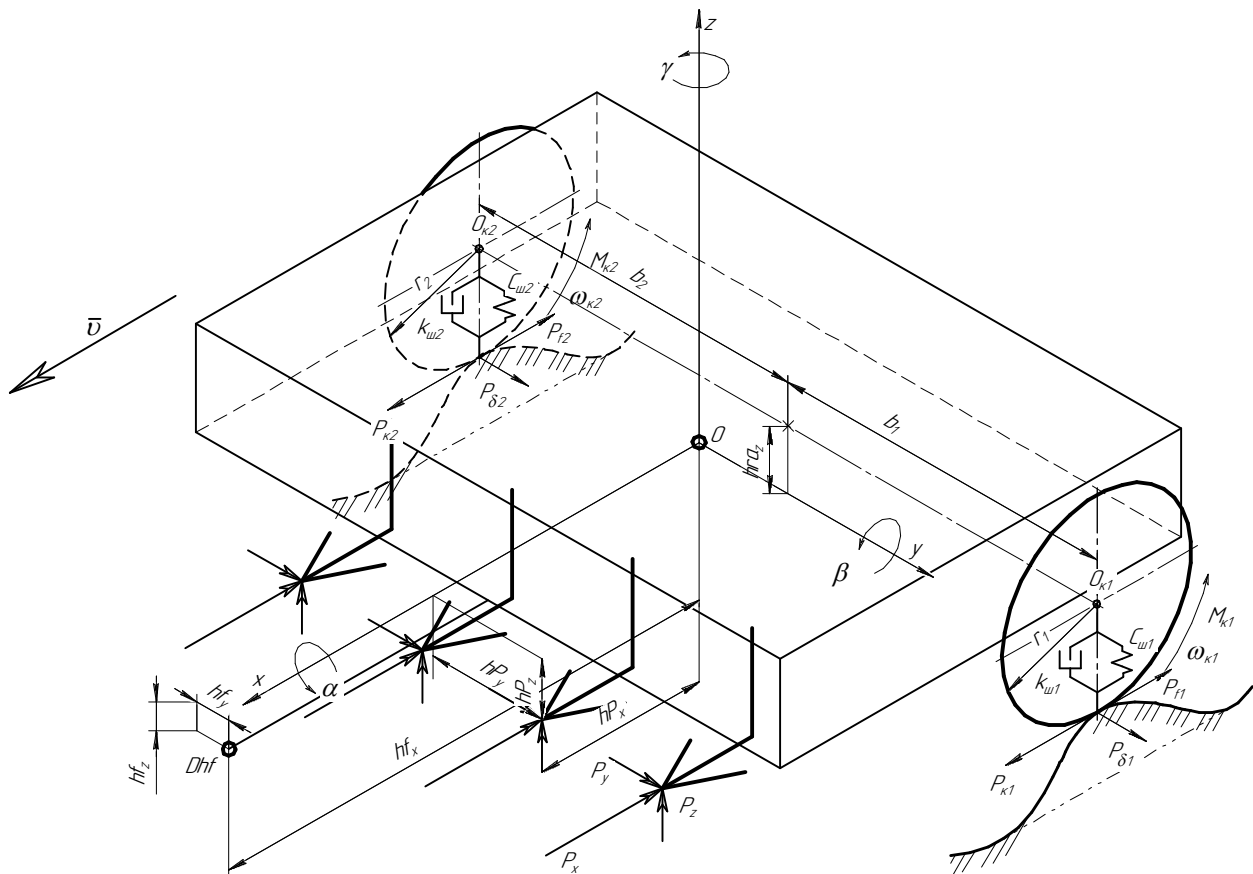


Рисунок 1.24 – Динамічна модель сівалки

Переважаюча більшість позначень рис. 1.24 співпадають з рис. 1.1 та рис. 1.2, решта позначень наведено нижче: b_1, b_2 – відстань від центру мас сівалки до центру коліс; hP_x, hP_y, hP_z – відстані від центра мас до рівнодіючої сили опору ґрунту; P_x, P_y, P_z – проекції сили опору ґрунту на відповідні осі.

Динамічну модель МТА у складі трактора шарнірно-з'єднаної компоновки та причіпної сівалки наведено на рис. 1.25.

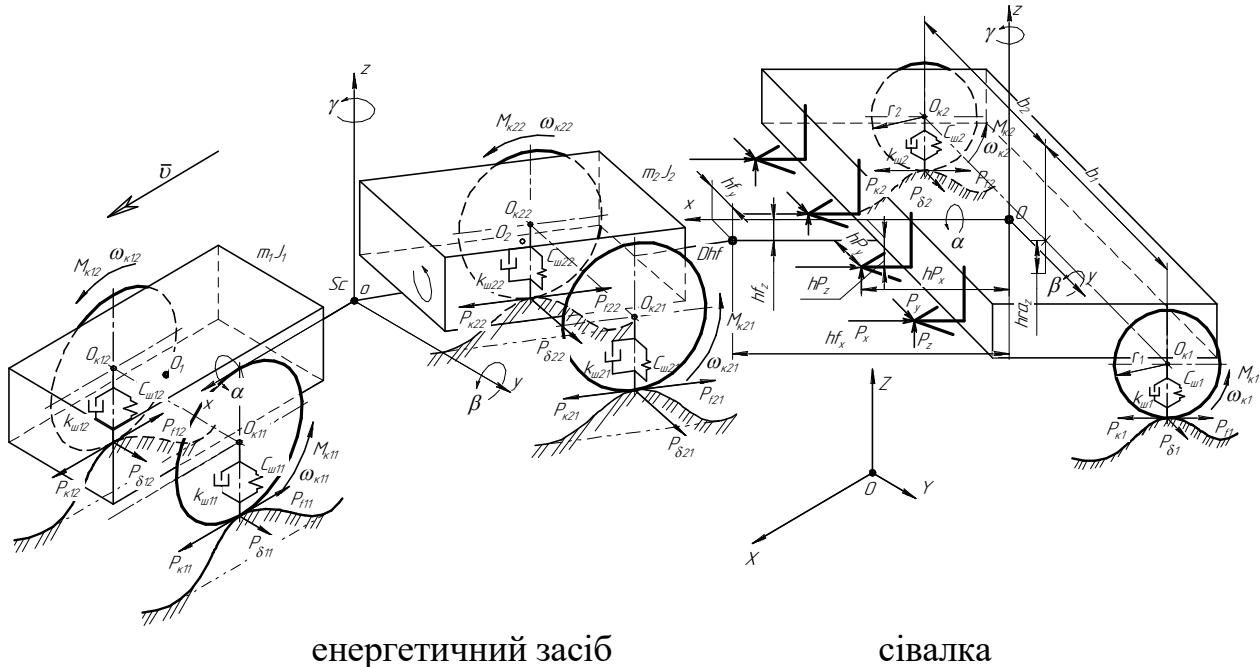


Рисунок 1.25 – Динамічна модель МТА у складі трактора шарнірно-з'єднаної компоновки та причіпної сівалки

Динамічна модель агрегату складається з двох динамічних моделей трактора (рис. 1.1, 1.2) та сівалки з'єднаних послідовно між собою т. Dhr трактора та т. Dhf сівалки [1]. Модель МТА має чотири узагальнених координати, тобто чотири ступені свободи та 6 незалежних координат із залежними варіаціями. Вектор узагальнених координат $\dot{\mathbf{q}}$ та вектор незалежних координат із залежними варіаціями у формі Коші мають вигляди:

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} X^T \\ Y^T \\ Z^T \\ \beta^T \\ \alpha^C \\ \beta^C \end{bmatrix}^T ; \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} \alpha^T \\ \gamma^T \\ \omega_{k11}^T \\ \omega_{k12}^T \\ \omega_{k21}^T \\ \omega_{k22}^T \\ \gamma^C \\ \omega_{k1}^C \\ \omega_{k2}^C \end{bmatrix}^T, \quad (1.27)$$

де X^T, Y^T, Z^T – повздовжня, поперечна та вертикальна координата центра

мас трактора; $\alpha^T, \beta^T, \gamma^T$ – кути повороту центра мас трактора навколо осей X, Y та Z ; $\alpha^C, \beta^C, \gamma^C$ – кути повороту центра мас сівалки навколо осей X, Y та Z ; $\omega_{\kappa 11}^T, \omega_{\kappa 12}^T, \omega_{\kappa 21}^T, \omega_{\kappa 22}^T$ – кутові швидкості обертання коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого); $\omega_{\kappa 1}^C, \omega_{\kappa 2}^C$ – кутові швидкості обертання коліс сівалки (правого та лівого).

Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою та сівалки, що враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \beta^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \alpha^C = f_5(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \beta^C = f_6(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\ \dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\text{tg } \gamma^T}{l^T}; \\ \dot{\gamma}^C = \frac{v y A^C}{l_1^C - h f_x^C} + \alpha^C \beta^C; \\ J_{\kappa ij} \dot{\omega}_{\kappa ij} = M_{\kappa ij} - r_{\text{дij}} \left(P_{\kappa ij} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot (A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2) \right); \\ \omega_{\kappa ij} = \frac{v_{Cijxy}}{(r_{\kappa ij} - dr_{\kappa ij}) \delta_{\kappa ij}}; \\ h_{11} = h_{\text{л}}(t); \\ h_{12} = h_{\text{п}}(t); \\ h_{21} = h_{\text{л}}(t + \Delta t); \\ h_{22} = h_{\text{п}}(t + \Delta t), \end{array} \right. \quad (1.28)$$

де f_i – функції від векторів-матриць;
 $\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}$ – вектори-матриці, що обчислені з (1.16) та (1.17);
 $i = 1, \dots, 6$ – номер узагальненої координати.

Розв'язано систему лінійних диференційних рівнянь (1.28) в ССКА «КиДиМ» та результати додатково оброблено в MatLab. Результати теоретичних досліджень по оцінці впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно-

тракторного агрегату наведено на рис. 1.26–1.27.

Визначено кути повороту (орієнтації) (рис. 1.26, а) та проєкцій швидкостей центру мас рами сівалки (рис. 1.26, б) на відповідні осі від часу. Розраховано спектральну щільність амплітуди віброприскорення центру мас сівалки (рис. 1.27) у вертикальному напрямі.

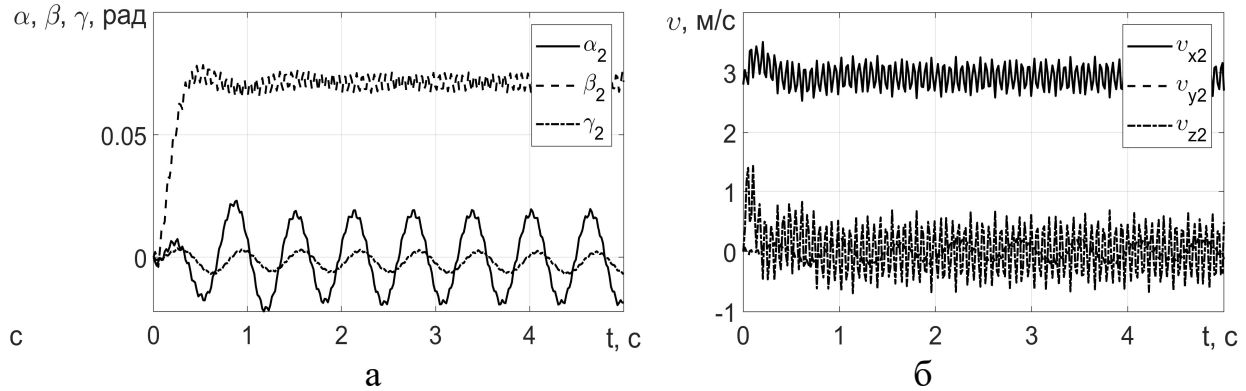


Рисунок 1.26 – Залежності кутів повороту (орієнтації) сівалки (а) та проєкції швидкостей центру мас рами сівалки на відповідні осі (б) від часу

Як і у трактора кут повороту рами сівалки навколо осі x має вигляд гармонійних коливань та розмах таких коливань складає 0,03 рад (рис. 1.26, а).

Поступова швидкість руху сівалки (повздовжній рух, вісь x) (рис. 1.26, б) співпадає зі швидкістю руху трактора (рис. 1.26, б), однак швидкості руху та розмах їх коливань у сівалки значно менший. Періоди коливань, як і у трактора дорівнюють 0,63 с.

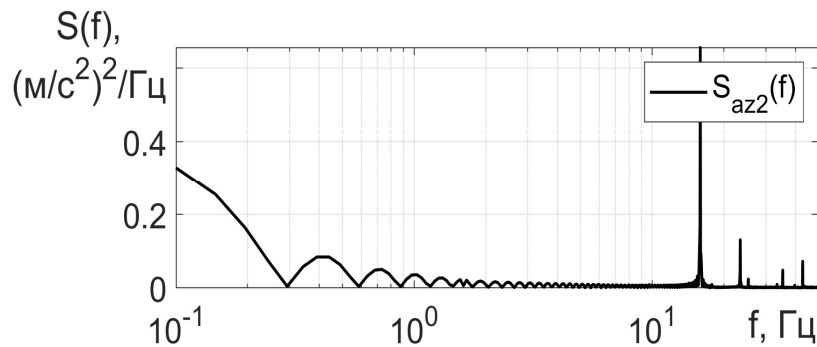


Рисунок 1.27 – Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центру мас сівалки $S_{az_2}(f)$ у вертикальному напрямі

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка $S_{az_2}(23,44) = 0,107$; третя – $S_{az_2}(35,3) = 0,031$ та четверта – $S_{az_2}(42,87) = 0,059$ (рис. 1.27).

Профіль опорної поверхні значно впливає на динаміку трактора та сівалки. Коливальні процеси, що утворюються опорною поверхнею, передаються через колеса на остови елементів МТА. Вони найбільш впливають на обертання рам

навколо осей x та y і майже не впливають на рискання.

При русі рама сівалки має меншу амплітуду віброприскорень ніж трактор. Відповідно, трактор має більшу енергію коливань тому, що трактор спирається на ґрунт через колеса, які мають відповідну жорсткість. Сівалка рухається із заглибленими робочими органами у ґрунт, що приводить до зниження амплітуди коливань. Частоти гармонік віброприскорень для рами трактора та сівалки співпадають.

Одночасно з підвищенням робочих швидкостей руху МТА коливання їх елементів досягають значних величин, що тягне за собою підвищення динамічних навантажень на ґрунт, а отже, збільшення ущільнення. Необхідно зазначити, що особливістю нерівностей поверхні ґрунту є те, що вони відносяться до категорії випадкових в ймовірно-статистичному сенсі.

1.6 Динаміка одинарних та здвоєних коліс трактора у вертикальному напрямі

Трактора серії ХТЗ-240К можуть обладнуватись одинарними та здвоєними колісними системами [9, 105, 110, 121].

Виконано дослідження динаміки одинарних колісних систем у вертикальному напрямі. Складено еквівалентну динамічну модель одинарного колеса, що рухається по опорній поверхні в MatLab\Simulink (рис. 1.28).

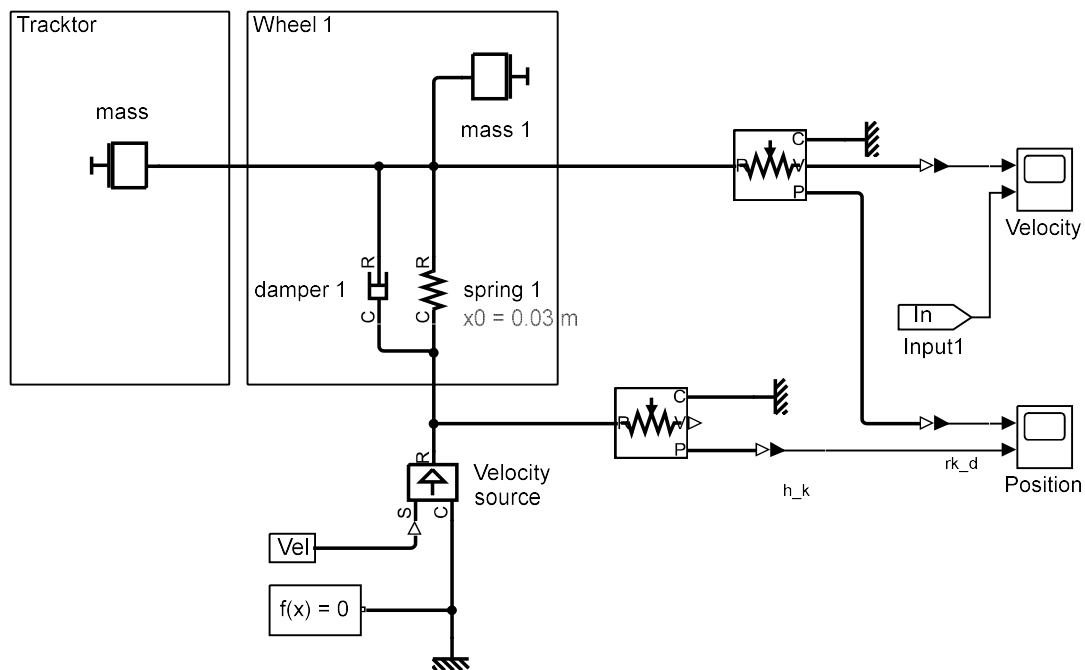


Рисунок 1.28 – Модель одинарного колеса в MatLab\Simulink

Форма профілю опорної поверхні описано гармонійною функцією (1.29). Визначено залежності висоти профілю опорної поверхні h_k та динамічного радіуса колеса r_{kd} від часу для одиночного колеса (рис. 1.30). Розраховано залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні v_{h_z} та швидкості

центру мас колеса (у вертикальному напрямі) $v_{O_{kz}}$ від часу для одинарного колеса (рис. 1.30).

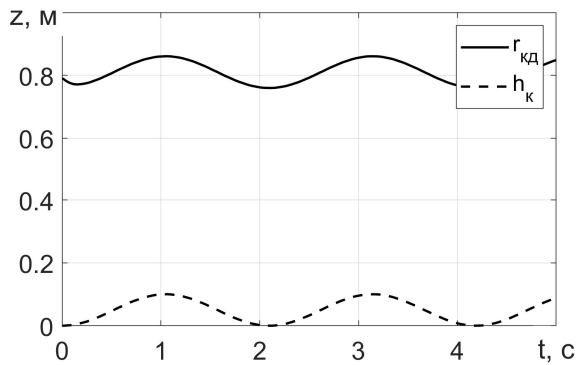


Рисунок 1.29 – Залежності висоти профілю опорної поверхні h_k та динамічного радіусу колеса r_{kd} від часу для одинарного колеса

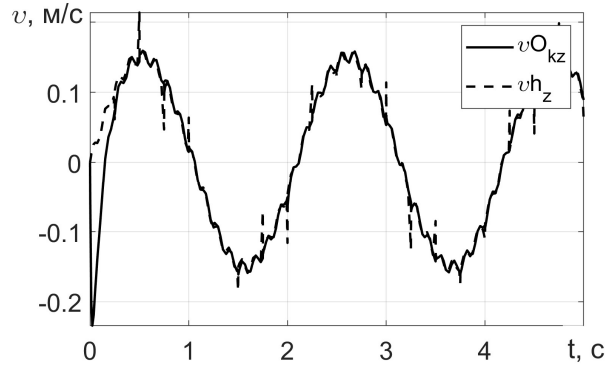


Рисунок 1.30 – Залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні v_{h_z} та швидкості центру мас колеса (у вертикальному напрямі) $v_{O_{kz}}$ від часу для одинарного колеса

Розмах коливань профілю опорної поверхні складає 0,1 м з періодом 2,11 с (рис. 1.29). Мінімальний радіус одинарного колеса дорівнює 0,7599 м, а максимальний – 0,8605 м. Відповідно, розмах коливань радіусу одинарного колеса складає 0,1006 м з періодом 2,11 с.

Амплітуда, розмах та період коливань швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні v_{h_z} та швидкості центра мас колеса у вертикальному $v_{O_{kz}}$ напрямі співпадають (рис. 1.30). Також співпадають фази. Мінімальне значення v_{h_z} та $v_{O_{kz}}$ складають -0,14 м/с, максимальне – 0,157 м/с, розмах – 0,297 м/с, період коливань – 2,11 с.

Передатна функція залежності швидкості центра мас колеса у вертикальному напрямі $v_{O_{kz}}$ від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні v_{h_z} має вигляд:

$$H(s) = \frac{78,24 \cdot s^2 + 38,08 \cdot s + 673,1}{s^3 + 8,526 \cdot s^2 + 46,73 \cdot s + 41,46} \quad (1.29)$$

Розраховано логарифмічну амплітудно-фазову частотну характеристику швидкості центра мас колеса у вертикальному напрямі $v_{O_{kz}}$ з виразу (1.29) та наведено на рис. 1.29.

Складено схему здвоєних коліс (рис. 1.30, а) та еквівалентну модель з пружних та дисипативних елементів (рис. 1.30, б). Пружність та податливість шин у вертикальному напрямі для зовнішнього та внутрішнього колеса співпадають.

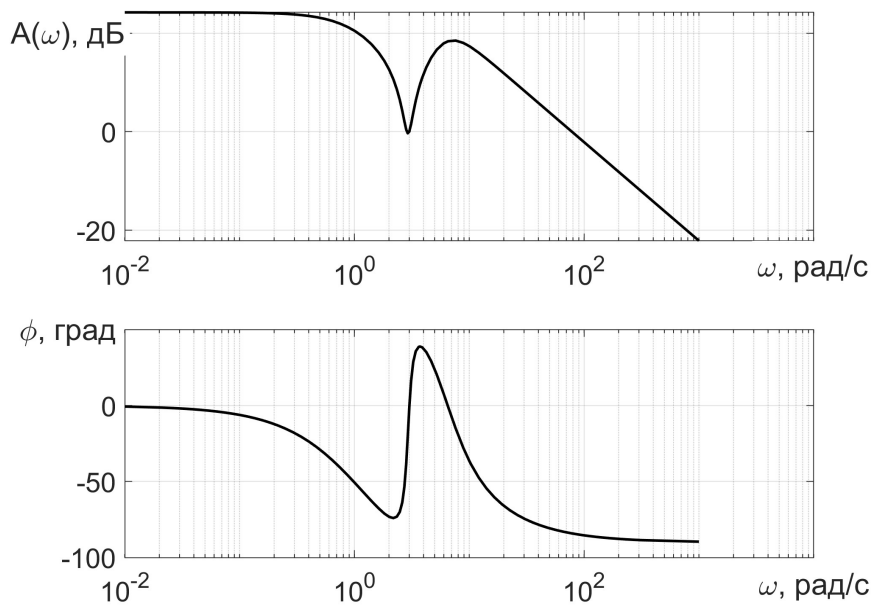
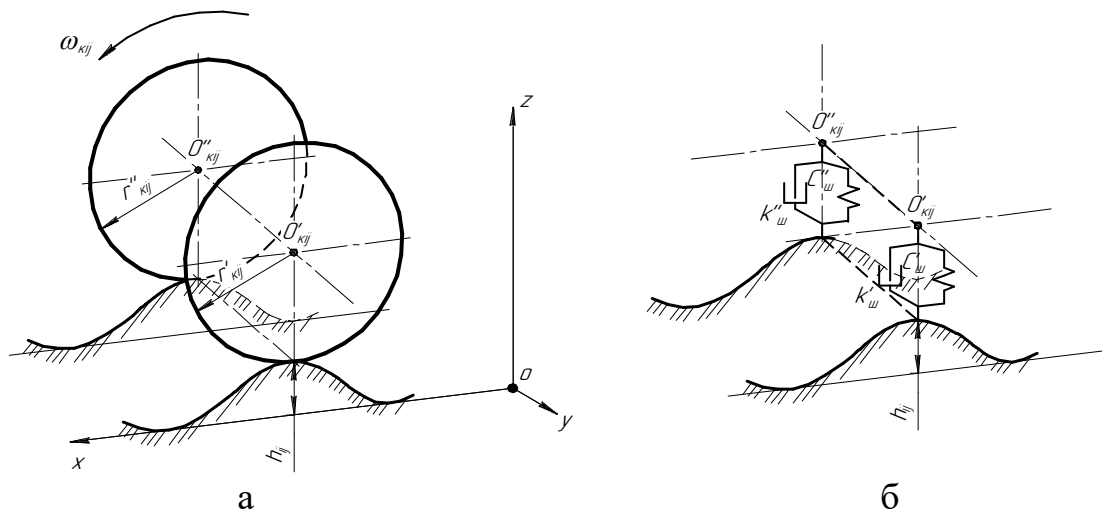


Рисунок 1.29 – Логарифмічна АФЧХ залежності швидкості центра мас одинарного колеса у вертикальному напрямі від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні



O_{kij} – центр мас колеса; r_{kij} – динамічний радіус колеса; h_{ij} – висота профілю опорної поверхні; C_{uj} – жорсткість шини; k_{uj} – податливість шини; ij – порядковий номер колеса; ' – зовнішнє колесо; '' – внутрішнє колесо

Рисунок 1.30 – Схема здвоєних коліс (а) та їх еквівалентна модель (б)

Для здвоєного колеса теоретично досліджено динаміку у вертикальному напрямі. Складено еквівалентну динамічну модель здвоєного колеса, що рухається по опорній поверхні в MatLab\Simulink (рис. 1.31).

Розраховано швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні та центру мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі та наведено на рис. 1.32. Розраховано залежності швидкостей профілю опорної поверхні та центру мас здвоєного колеса від часу у вертикальному напрямі (рис. 1.33).

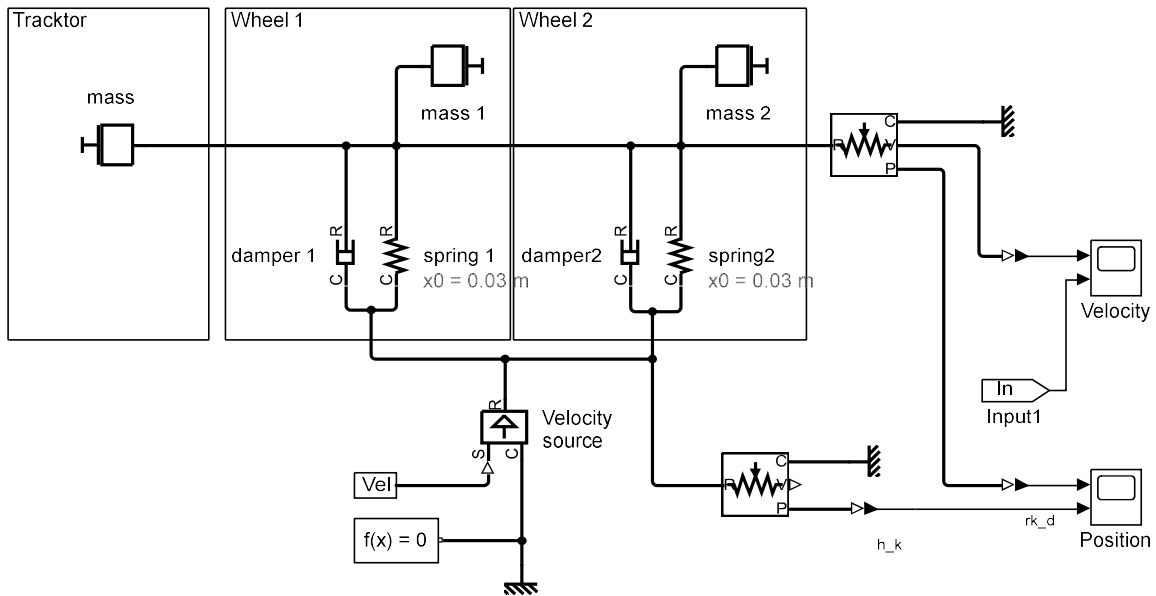
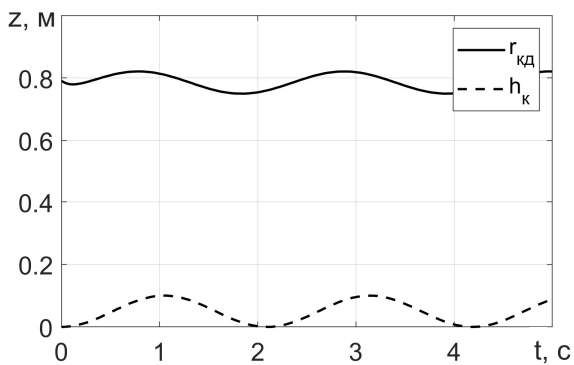
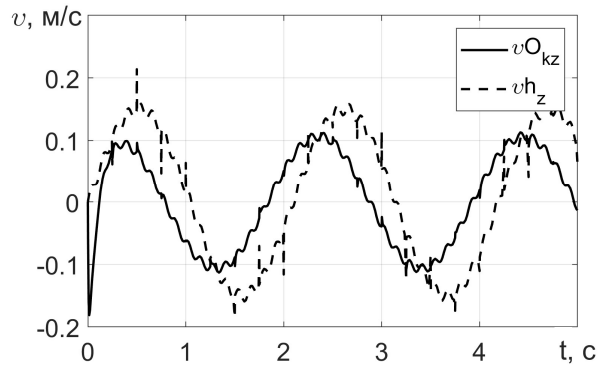


Рисунок 1.31 – Модель зведеного колеса в MatLab\Simulink

Рисунок 1.32 – Залежності висоти профілю опорної поверхні h_k та динамічного радіусу колеса r_{kd} від часу для зведеного колесаРисунок 1.33 – Залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні v_{h_z} та швидкості центра мас колеса (у вертикальному напрямі) $v_{0_{kz}}$ від часу для зведеного колеса

Радіус зведеного колеса має мінімальне значення 0,75 м, максимальне – 0,820 м та розмах – 0,07 м (рис. 1.32). Період коливань радіусу зведеного колеса співпадає з періодом коливань одинарного (рис. 1.32) та дорівнює 2,11 с. Таким чином, розмах коливань радіусу зведених коліс нижче на 0,03 м ніж для одинарних коліс. Форма профілю опорної поверхні для дослідження динаміки одинарних та зведених коліс однакова.

Здвоєне коло має нижчу амплітуду та розмах коливань швидкості центра мас у вертикальному напрямі ніж одинарне коло. Відповідно, розмах коливань швидкості центра мас зведеного колеса $v_{0_{kz}}$ має значення 0,204 м/с, мінімальна швидкість – -0,105 м/с та максимальна – 0,09 м/с (рис. 1.33).

Передатна функція залежності швидкості центра мас зведеного колеса у

вертикальному напрямі νO_{kz} від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні νh_z має вигляд:

$$H(s) = \frac{33,42 \cdot s^2 - 3,317 \cdot s + 195,7}{s^3 + 14,42 \cdot s^2 + 40,72 \cdot s + 12,57}. \quad (1.30)$$

Розраховано логарифмічну амплітудно-фазову частотну характеристику швидкості центра мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі νO_{kz} з формули (1.30) та наведено на рис. 1.32.

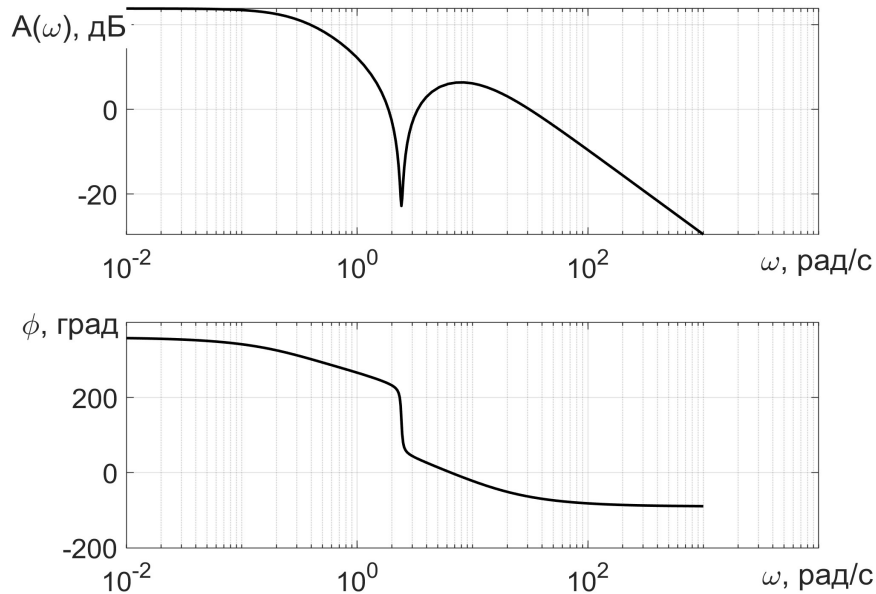


Рисунок 1.32 – Логарифмічна АФЧХ залежності швидкості центра мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні

Необхідно зазначити, що здвоєне колесо має нижчі показники динаміки у вертикальному напрямі ніж одинарне. Частота власних коливань здвоєного колеса 2,5 рад/с (рис. 1.29) нижче ніж одинарного 3 рад/с (рис. 1.32). На частотах вище 2,5 рад/с здвоєне колесо має більш демпфіруючі властивості. Період коливань висоти профілю опорної поверхні та висоти центра мас колеса дорівнює 2,11 с для одинарних та здвоєних коліс (рис. 1.29, 1.32). Однак, швидкість центра мас колеса у вертикальному напрямі νO_{kz} по фазі не співпадає із швидкістю зміни висоти профілю опорної поверхні νh_z . Здвоєне колесо має меншу деформацію у вертикальному напрямі, тобто динамічний радіус залишається більш стабільним.

1.7 Оцінка впливу типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на динаміку трактора

Основним завданням теорії трактора є створення наукових основ для подальшого вдосконалення конструкції цих машин, підвищення їх ефективності

та інтенсифікації використання з метою збільшення виробництва продовольчої сировини. Метою тягового розрахунку трактора є визначення його основних характеристик, що дозволяють виконувати необхідні роботи в сільськогосподарських або промислових умовах [125–127].

Високі тягово-зчіпні та паливо-економічні показники трактора можуть бути отримано тільки в разі оптимального співвідношення основних його параметрів, які визначаються розрахунковим шляхом на етапі проектування трактора та перевірки параметрів існуючого трактора. Їх взаємозв'язок характеризує основні експлуатаційні якості тракторів.

Тяговий розрахунок трактора визначає такі параметри:

- загальної (експлуатаційної) і конструкційної (сухої) маси;
- максимальну експлуатаційну потужність двигуна;
- передавальних чисел трансмісії та розрахункових швидкостей по передачах.

Тяговий розрахунок може проводитися як в якості перевірконого, так і при проектуванні нового трактора. При другому варіанті для використання вихідних даних конструктивного характеру використовують аналог проєктованого трактора того ж тягового класу, тобто трактор розраховується на виконання всіх робіт, відповідних до його тягового класу.

Аналіз роботи трактора невід'ємно зв'язний з характеристиками двигуна та тяговими показниками. Трактора серії ХТЗ-240К можуть обладнуватись такими двигунами ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01 [3, 5, 7].

Залежність крутного моменту, швидкості обертання та потужності має вигляд:

$$M_d = \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.31)$$

- де M_d – крутний момент двигуна, Н·м;
 N_e – ефективна потужність, Вт;
 ω_e – кутова швидкість обертання, рад/с.

Годинна витрата палива розраховується з виразу:

$$G_r = N_e \cdot g_e, \text{ кг/год}, \quad (1.32)$$

- де G_r – годинна витрата палива, кг/год;
 g_e – питома витрата палива, $\frac{\text{кг} \cdot \text{кВт}}{\text{год}}$.

Розраховано зовнішні швидкісні характеристики двигунів ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01 з формул (1.31)–(1.32) та наведено на рис. 1.33.

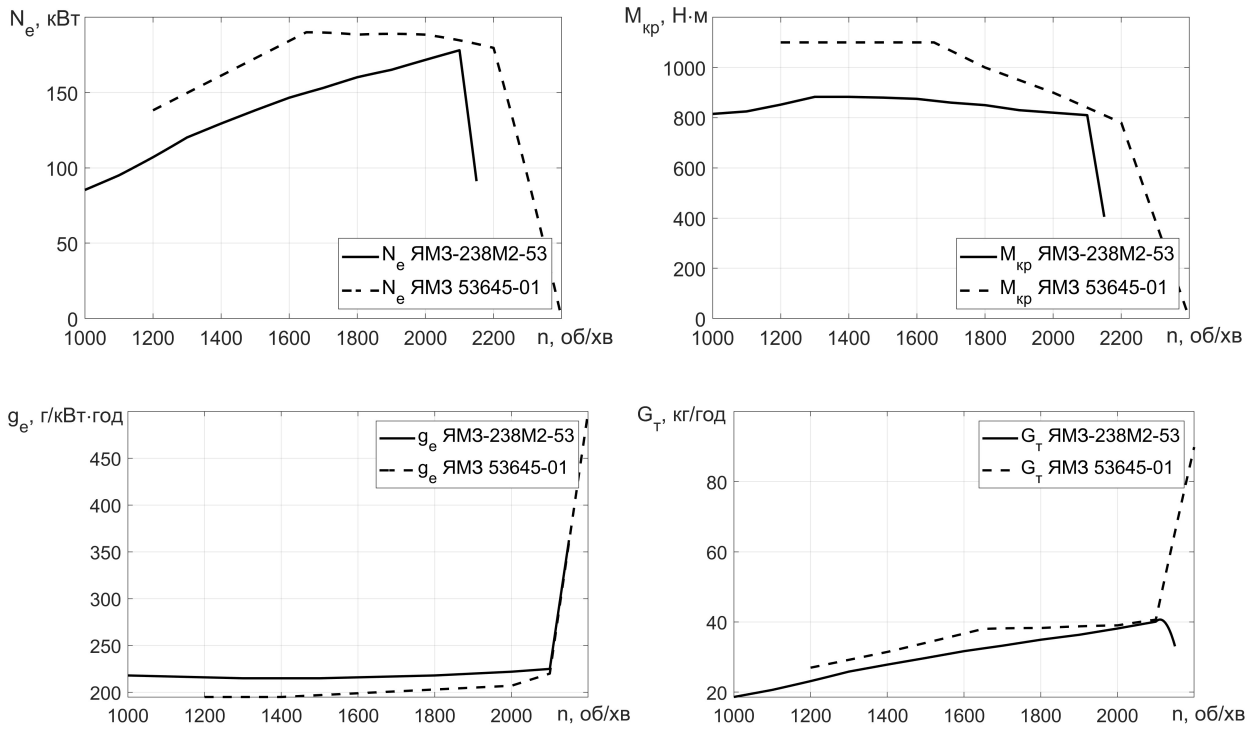


Рисунок 1.33 – Зовнішні швидкісні характеристики двигунів ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01

В основу тягового розрахунку покладено рівняння тягового балансу трактора [125], яке при усталеному русі на горизонтальній поверхні має вигляд:

$$P_k = P_{кр} + P_f, \text{ Н}, \quad (1.33)$$

де P_k – дотична сила тяги на ободі ведучого колеса;

$P_{кр}$ – тягове зусилля на гаку трактора; P_f – сила опору кочення.

Тягові показники трактора визначаються для наступних режимів роботи: від номінального – $M_{д.ном}$, до режиму максимального крутного моменту – $M_{д.мах}$, для діапазону робочих передач [127].

Визначено дотичну силу тяги:

$$P_k = M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}}, \text{ Н}, \quad (1.34)$$

де $U_{тр}$ – передаточне число трансмісії;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії;

$r_{кд}$ – динамічний радіус колеса, м.

Сила опору кочення визначається через суму опорів кочення для кожного з коліс трактора окремо, враховує тиск в шині, навантаження на колесо та швидкість руху:

$$P_f = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2) \right), \text{ Н.} \quad (1.35)$$

Враховуючи (1.33), формулу визначення дотичної сили тяги (1.34) та силу опору кочення (1.35) тягове зусилля на гаку трактора визначається з виразу:

$$P_{кр} = M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2) \right), \text{ Н.} \quad (1.36)$$

Визначено теоретичну швидкість руху (без урахування буксування ведучих коліс):

$$v_{т} = \omega_d \cdot \frac{r_{кд}}{U_{тр}}, \text{ м/с.} \quad (1.37)$$

Дійсна швидкість руху враховує буксування ведучих коліс:

$$v_d = v_{т} \cdot (1 - \delta), \text{ м/с,} \quad (1.38)$$

де δ – буксування ведучих коліс.

Крюкова потужність (потужність на гаку) визначається з виразу:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot v_d, \text{ Вт,} \quad (1.39)$$

або у розгорнутому вигляді:

$$N_{кр} = \left(M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \right) (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2) \right) \cdot v_d, \text{ Вт.} \quad (1.40)$$

Тяговий ККД трактора по передачах розраховано з виразу:

$$\eta_{т} = \frac{N_{кр.i}}{N_e} \quad (1.41)$$

де $N_{кр.i}$ – крюкова потужність на номінальному режимі на передачі i .

Паливна економічність трактора у складі тракторного тягового агрегату визначається через питому крюкову витрату палива:

$$g_{кр} = \frac{G_{т}}{N_{кр}}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (1.42)$$

Наведено скорочений тяговий розрахунок (1.33)–(1.42) трактору, що містить лише відмінності від класичного розрахунку [125].

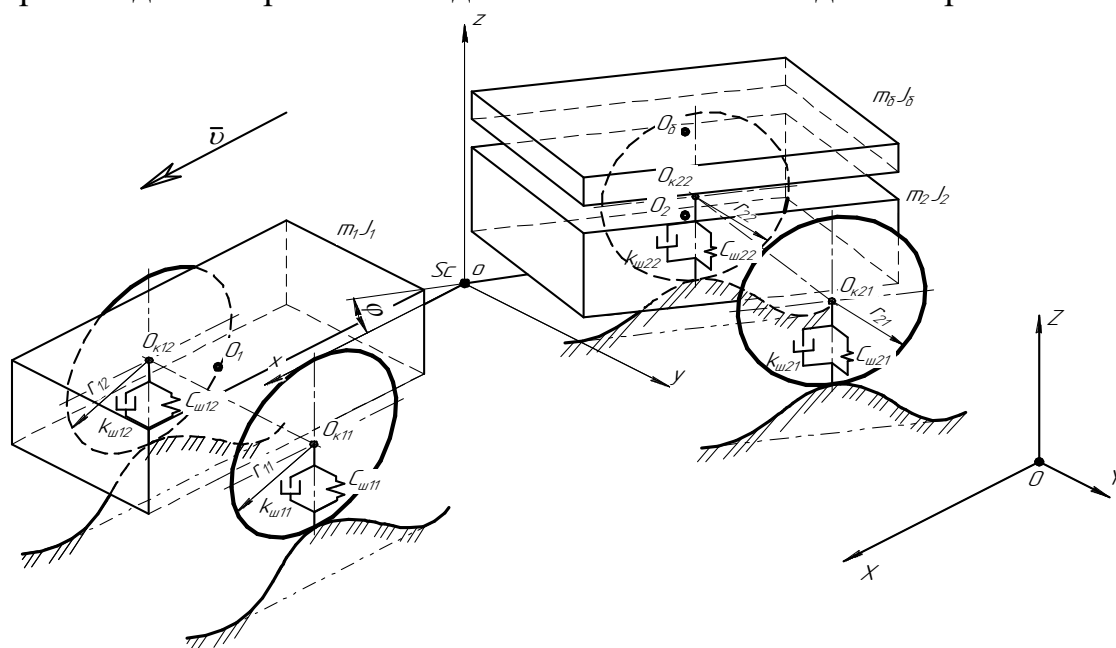
Запропонований метод, на відміну від відомих, дозволяє одночасно визначати вплив типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на

теоретичну тягову характеристику трактора і витрату палива.

Маса трактора значно впливає на його тягово-зчіпні та економічні показники. Підвищення маси трактора призводить до підвищення витрати потужності на кочення, а при зниженні – більше енергії витрачається на буксування та деформацію коліс, тобто в обох випадках паливна економічність трактора буде погіршуватися [128, 129]. Крім того, від маси трактора залежить питомий тиск трактора на ґрунт [105].

Відповідно, при проектуванні трактора максимальне значення експлуатаційної маси має бути обрано таким чином, щоб при роботі трактора на не луценій стерні колосових культур на нижчій робочій швидкості та номінальному тяговому навантаженні буксування рушіїв не перевищувало допустиму норму, що встановлена стандартом [130]. Ця норма має наступні допустимі межі: 18% – для тракторів з колісною формулою 4К2; 16% – для тракторів з колісною формулою 4К4 і 5% – для гусеничних тракторів.

Баластування тракторів з метою підвищення тягових характеристик досліджено у роботах [116]. ПАТ ХТЗ запропонував встановлювати на задню півраму трактора додатковий вантаж масою 1500 кг [3, 7]. Схему трактора з шарнірно-з'єднаною рамою обладнаного баластом наведено на рис. 1.34.



m_6 – маса баласта; J_6 – приведений момент інерції баласта

Рисунок 1.34 – Схема трактора з шарнірно-з'єднаною рамою обладнаного баластом на задній піврамі

За результатами теоретичних досліджень [7, 13] визначено залежність буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора та тягового зусилля (рис. 1.35). Маса трактора змінювалась від 8600 кг до 10100 кг за рахунок встановлення баласту.

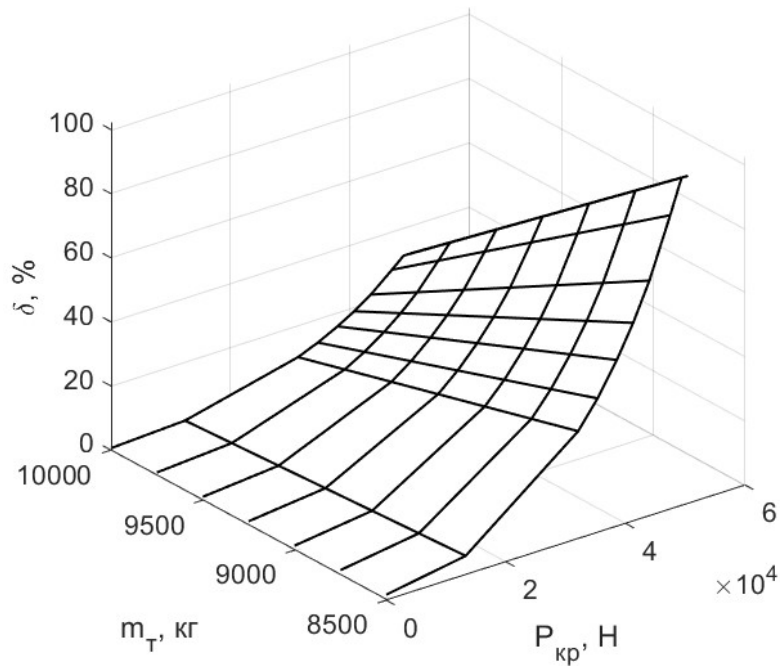


Рисунок 1.35 – Залежність буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора m_T та тягового зусилля $P_{кр}$

Залежність буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора m_T та тягового зусилля має вигляд:

$$\begin{aligned} \delta = & -459,9 + 0,1415m_T - 0,00178P_{кр} - 1,459 \cdot 10^{-5}m_T^2 + \\ & + 1,391 \cdot 10^{-7}m_T P_{кр} + 2,342 \cdot 10^{-7}P_{кр}^2 + 5,058 \cdot 10^{-10}m_T^3 + \quad (1.43) \\ & + 6,69 \cdot 10^{-12}m_T^2 P_{кр} - 2,4466 \cdot 10^{-11}m_T P_{кр}^2 + 3,811 \cdot 10^{-12}P_{кр}^3 \end{aligned}$$

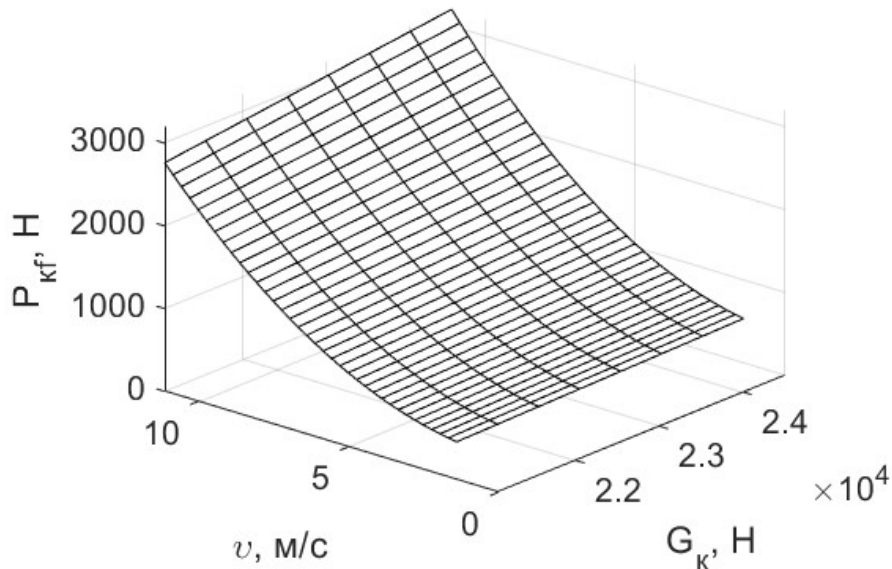


Рисунок 1.36 – Залежність сили опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо G та швидкості руху v

Підвищення маси трактора на 1500 кг приводить до зниження буксування

коліс трактора з 5,9 до 1,8 % при $P_{кр} = 13000$ Н, з 33,5 до 10,3 % при $P_{кр} = 32000$ Н та з 41,8 до 15,9 % при $P_{кр} = 35300$ Н (рис. 1.35). Тобто баластування приводить до підвищення тягового класу трактора.

Розраховано залежність опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо та швидкості руху (рис. 1.36).

Найнижча сила опору кочення колеса трактора $P_{kf} = 458$ Н спостерігається для швидкості руху $v = 1,38$ м/с та навантаженні на колесо $G_k = 21070$ Н (рис. 1.36). При підвищенні навантаження на колесо до 24500 Н P_{kf} зростає до 530 Н. На швидкості руху $v = 2,8$ м/с – $P_{kf} = 568$ Н та зростає до 657 Н при баластуванні трактора. Максимальне значення сили опору кочення колеса трактора $P_{kfmax} = 2764$ Н при $v = 11,1$ м/с та $G_k = 21070$ Н; й зростає до $P_{kfmax} = 3199$ Н (для баластованого трактора).

Визначено залежність сили опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо G та швидкості руху, що має вигляд:

$$P_{kf} = 1255 + 739,7v + 60,08G_k + 171v^2 + 35,42vG_k - 0,0505G_k^2 - 3,588 \cdot 10^{-14}v^3 + 8,186v^2G_k - 0,026vG_k^2 + 0,00085G_k^3. \quad (1.44)$$

Розраховано залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора (рис. 1.37).

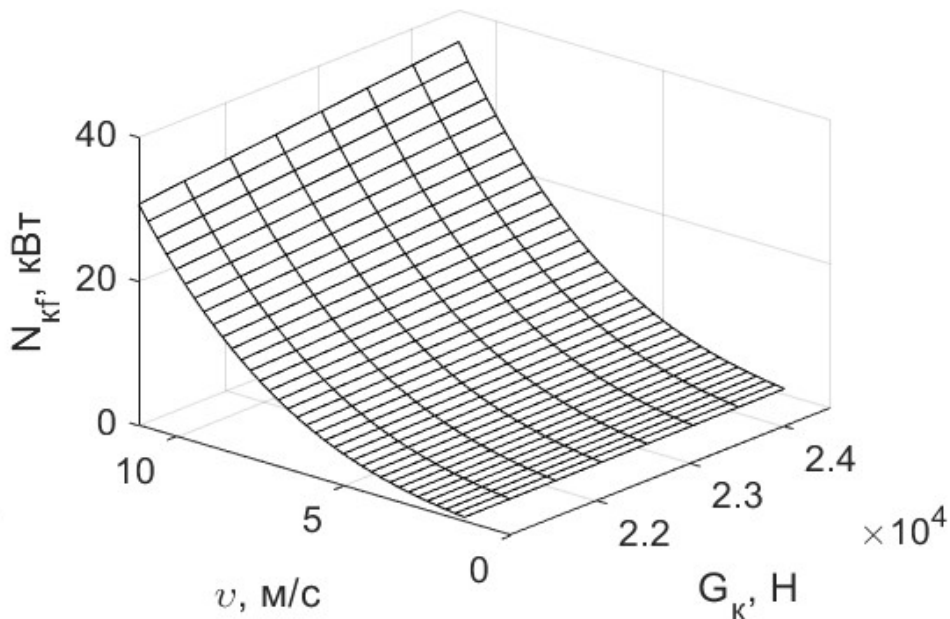


Рисунок 1.37 – Залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора, від навантаження на колесо G та швидкості руху v

Мінімальна потужність, що втрачається на перекочування колеса трактора складає $N_{kf} = 0,63$ кВт для швидкості руху $v = 1,38$ м/с та навантаженні на колесо $G_k = 21070$ Н (рис. 1.37) й збільшується до $N_{kf} = 0,91$ кВт зі збільшенням навантаження на колесо до 24500 Н. Для робочої швидкості руху посівного агрегату $v = 2,8$ м/с потужність складає $N_{kf} = 1,51$ кВт (для трактора без баласту) та $N_{kf} = 1,82$ кВт (трактор з баластом). На максимальній швидкості руху 11,11 м/с

для трактора без баласту на перекочування колеса витрачається 30,7 кВт, а для трактора з баластом – 35,5 кВт.

Встановлено залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора, від навантаження на колесо G та швидкості руху v , що має вигляд:

$$N_{kf} = 7842 + 8250v + 375,5G_k + 3206v^2 + 437,4vG_k - 0,3917G_k^2 + 494,2v^3 + 153,5v^2G_k - 0,3242vG_k^2 + 0,006646G_k^3. \quad (1.45)$$

Визначено залежність сили опору кочення трактора від маси m_T та швидкості руху v (рис. 2.32).

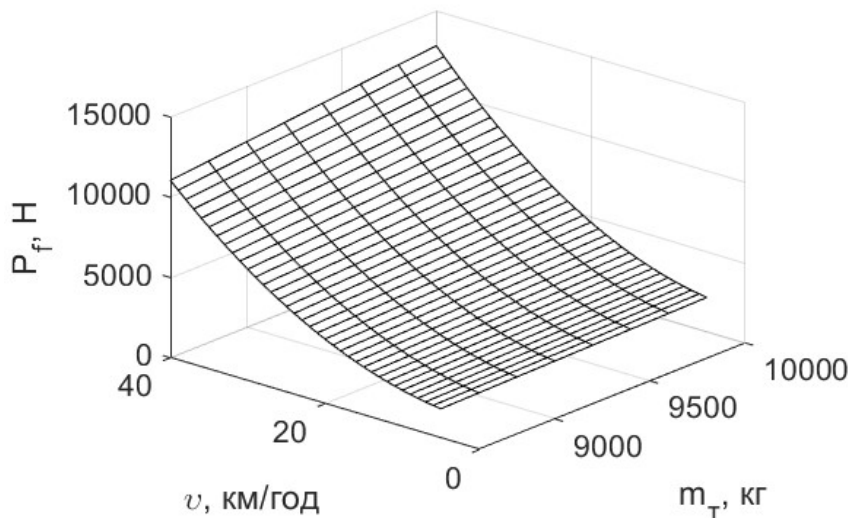


Рисунок 1.38 – Залежність сили опору кочення трактора від маси m_T та швидкості руху v

Мінімальне значення сили опору кочення ЕЗ дорівнює $P_f = 1832$ Н при $v = 5$ км/год та $m_T = 8600$ кг. На робочій швидкості руху $v = 10$ км/год сила опору кочення трактора дорівнює $P_f = 2272$ Н (при $m_T = 8600$ кг), а підвищення маси ЕЗ на 1500 кг збільшує опір кочення до 2630 Н. Максимальне значення сили опору кочення ЕЗ – $P_{fmax} = 11056$ Н (при $m_T = 8600$ кг) та $P_{fmax} = 12798$ Н (при $m_T = 10100$ кг) (рис. 1.38).

Отримано залежність сили опору кочення трактора від маси m_T та швидкості руху, що має вигляд:

$$P_f = 5019 + 2959v + 204,3G_k + 683,8v^2 + 141,7vG_k - 0,2023G_k^2 - 6,346 \cdot 10^{-15}v^3 + 32,74v^2G_k - 0,105vG_k^2 + 0,003432G_k^3. \quad (1.46)$$

Розраховано залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, від маси m_T та швидкості руху v (рис. 1.39).

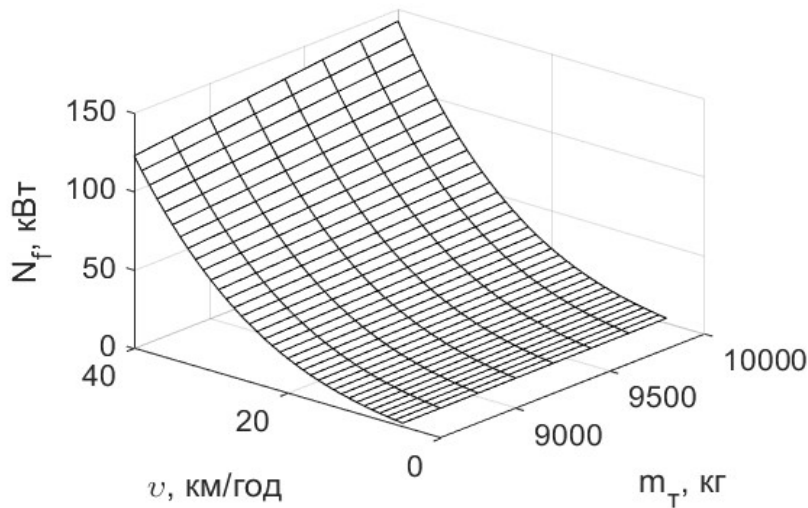


Рисунок 1.39 – Залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, від навантаження на колесо G та швидкості руху v

Потужність, що втрачається на перекочування трактора при швидкості руху $v = 10$ км/год та $m_T = 8600$ кг дорівнює $N_f = 2,2$ кВт. Збільшується до $N_f = 2,6$ кВт із підвищенням маси трактора на 1500 кг (рис. 2.33). Мінімальна потужність, що втрачається на перекочування ЕЗ без баласту дорівнює $N_{fmin} = 1,8$ кВт. Встановлення баласту підвищує це значення до $N_f = 2,1$ кВт. Максимальне значення потужності, що втрачається на перекочування ЕЗ без баласту дорівнює $N_f = 110$ кВт, з баластом – $N_f = 127,9$ кВт.

Визначено залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, яка має вигляд:

$$N_f = 3,137 \cdot 10^4 + 3,3 \cdot 10^4 v + 1502 G_k + 1,283 \cdot 10^4 v^2 + 1750 v G_k - 1,567 G_k^2 + 1977 v^3 + 614,1 v^2 G_k - 1,297 v G_k^2 + 0,02658 G_k^3. \quad (1.47)$$

Визначено з (1.47) залежність дійсної швидкості трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку (рис. 1.40).

Швидкість руху трактора без баласту на передачі II-4 дорівнює $v_{II-4} = 13,7$ км/год та досягається на тяговому зусиллі $P = 27517$ Н. Встановлення на раму трактора баласту вагою 1500 кг підвищує швидкість руху на II-4 передачі до 15,4 км/год, однак тягове зусилля знижується до 26726 Н (рис. 1.41).

На передачі II-3 швидкість руху трактора без баласту дорівнює $v_{II-3} = 12,8$ км/год при $P = 33139$ Н. Встановлення баласту дозволяє підвищити швидкість руху до 14,8 км/год при $P = 32677$ Н.

Швидкість на передачі II-2 змінюється з $v_{II-2} = 8,4$ км/год (при $P = 36778$ Н) до 10,7 км/год (при $P = 36235$ Н) з встановленням баласту.

Підвищення швидкості відбувається через зниження буксування коліс, що досягається встановленням баласту, однак тягове зусилля на гаку трактора знижується через обмеження крутного моменту ДВЗ.

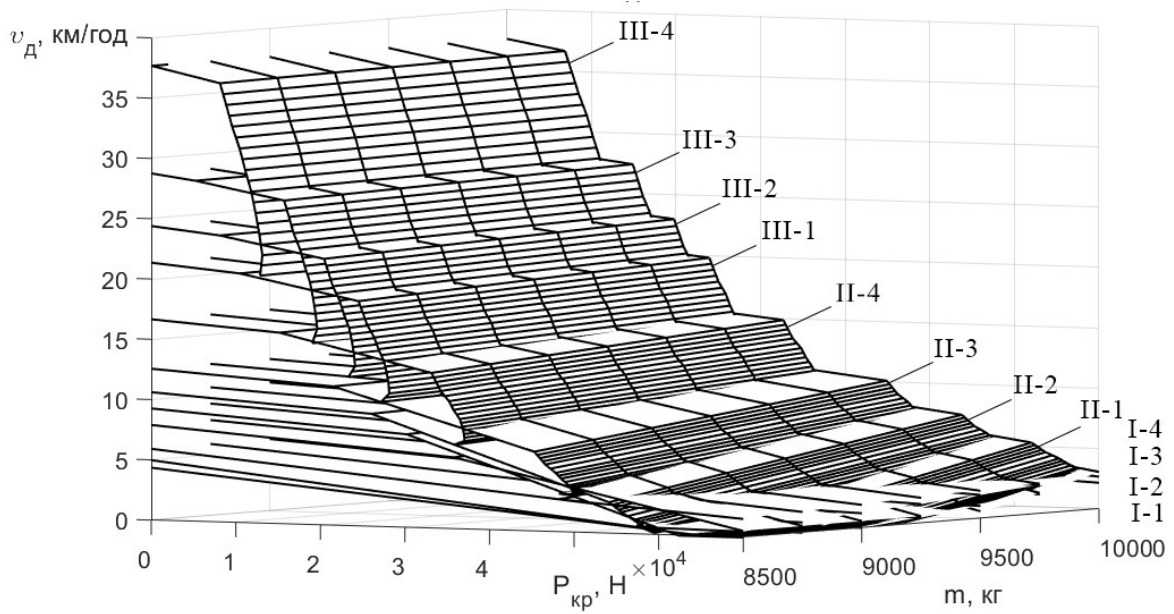


Рисунок 1.40 – Залежність дійсної швидкості трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

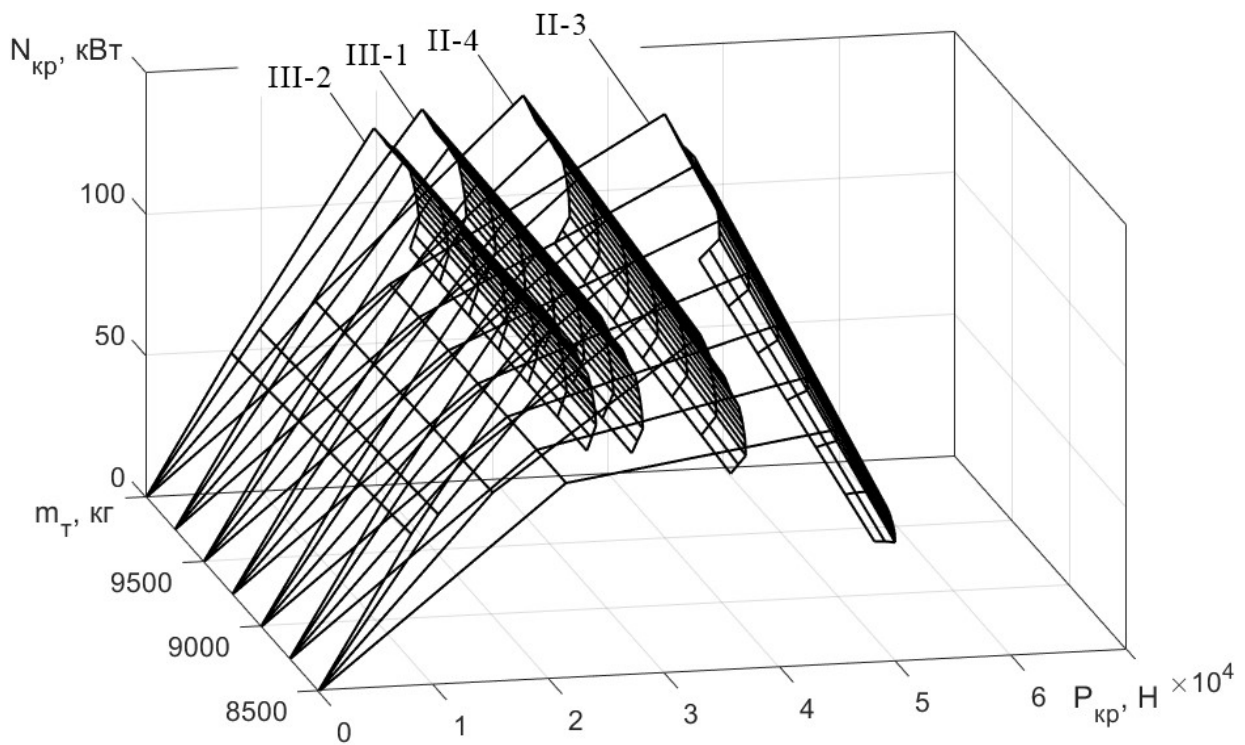


Рисунок 1.41 – Залежність тягової потужності трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

Тягову потужність $N_{кр} = 113$ кВт розвиває трактор без баласту на III-2 передачі при силі тяги на гаку $P = 20698$ Н. Встановлення баласту приводить до підвищення тягової потужності $N_{кр} = 115$ кВт зі зменшенням сили тяги на гаку до 19755 Н. Відповідно для передачі III-1 – $N_{кр} = 118$ кВт, $P = 24770$ Н для трактора без баласту та $N_{кр} = 121$ кВт, $P = 23927$ Н з баластом. Максимальна тягова потужність трактора досягається на II-4 передачі і складає $N_{кр} = 120$ кВт при

$P = 33179$ Н, а з встановленим баластом $N_{кр} = 122$ кВт при $P = 32677$ Н. На II-3 передачі встановлення баласту підвищує тягову потужність на 31 % з 82 кВт до 108 кВт.

Таким чином, максимальна тягова потужність трактора на одинарних колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; на одинарних колесах з баластом $N_{кр} = 122$ кВт – при швидкості $v = 15$ км/год.

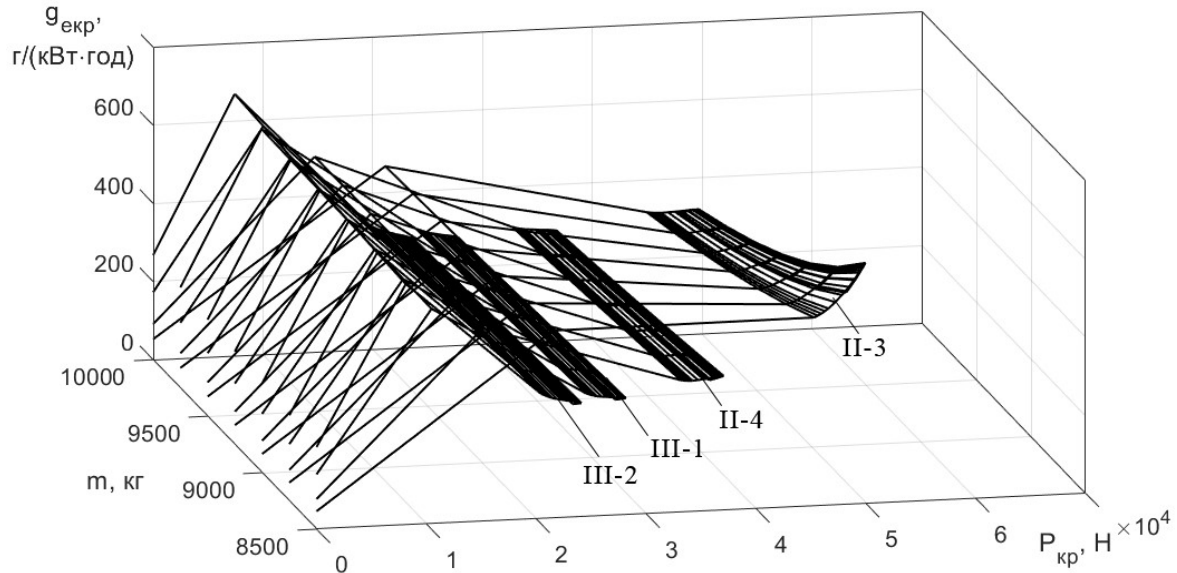


Рисунок 1.42 – Залежність гакової питомої витрати палива трактором ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

Питома витрата палива трактором ХТЗ-242К на III-2 передачі знижується з 319 до 317 г/(кВт·год) через встановлення баласту (рис. 1.42). При роботі трактора на III-1 передачі встановлення баласту знижує питому витрату палива з 315 до 305 г/(кВт·год). Баластування трактора приводить до зниження питомої витрати палива з 336 до 296 г/(кВт·год) для II-4 передачі та з 482 до 318 г/(кВт·год) для II-3 передачі.

Результати теоретичних досліджень математичної моделі МТА (1.16) у складі трактора обладнаного баластом наведено на рис. 1.43–1.41. Визначено залежності кутів орієнтації центрів мас трактора та сівалки від часу (рис. 1.43); залежності швидкостей руху центрів мас трактора та сівалки від часу (рис. 1.44); залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу (рис. 1.45); залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу (рис. 1.46) та спектральні щільності віброприскорень рам трактора та сівалки у вертикальному напрямі (рис. 1.47).

Встановлення на півраму трактора баласту вагою 1500 кг приводить до зниження розмаху коливань кута повороту рами трактора навколо осі x на 0,01 рад, по осі y – 0,0012 рад та осі z – 0,0014 рад. Також знижуються розмахи коливань кутів повороту рами сівалки на 0,0014, 0,0013, 0,0011 рад (рис. 1.43). Період коливань кутів повороту рам дорівнює 0,63 с.

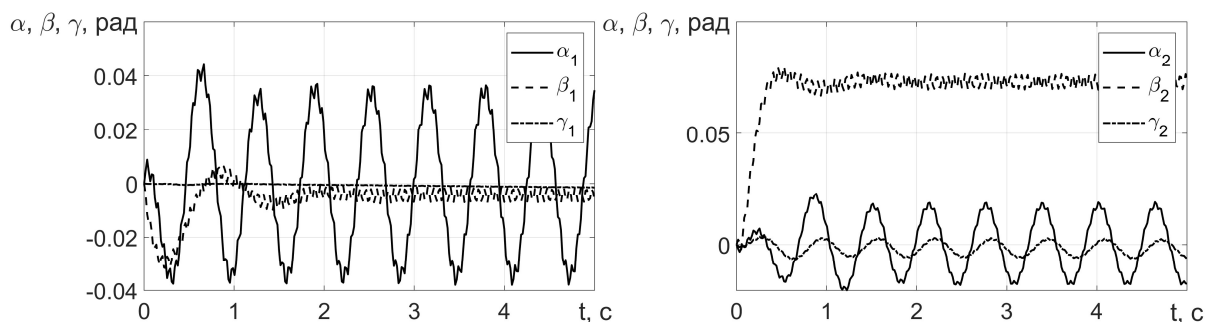


Рисунок 1.43 – Залежності кутів орієнтації центрів мас трактора та сівалки від часу

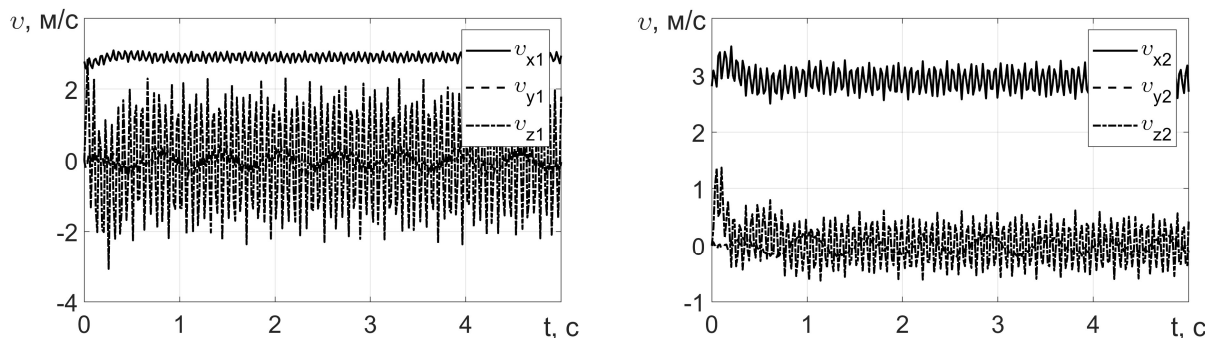


Рисунок 1.44 – Залежності швидкостей руху центрів мас трактора та сівалки від часу

Знижується розмах коливань проєкцій швидкостей руху трактора та сівалки у вертикальному напрямі (осі z) на $0,2$ м/с і $0,04$ м/с відповідно для трактора v_{z1} та сівалки v_{z2} (рис. 1.44). Встановлення баласту на впливає на середнє значення проєкцій швидкостей на осі y та z . Швидкість руху трактора та сівалки знижується на $0,05$ м/с (по осі x) через встановлення баласту.

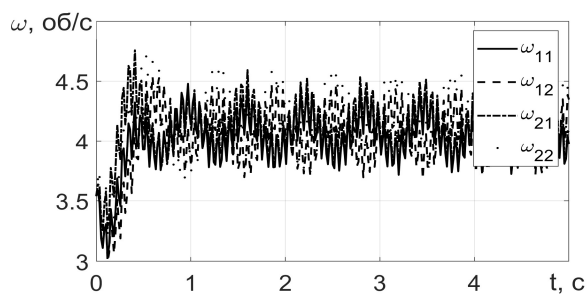


Рисунок 1.45 – Залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу

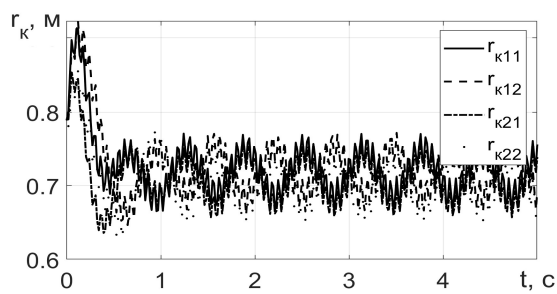


Рисунок 1.46 – Залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу

Динамічні радіуси коліс трактора (рис. 1.45) зменшуються на $0,013$ м при довантаженні рами баластом однак, підвищуються кутові швидкості обертання коліс на $0,04$ об/с (рис. 1.46). Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає $0,62$ об/с, а розмах коливань динамічних радіусів – $0,10$ м.

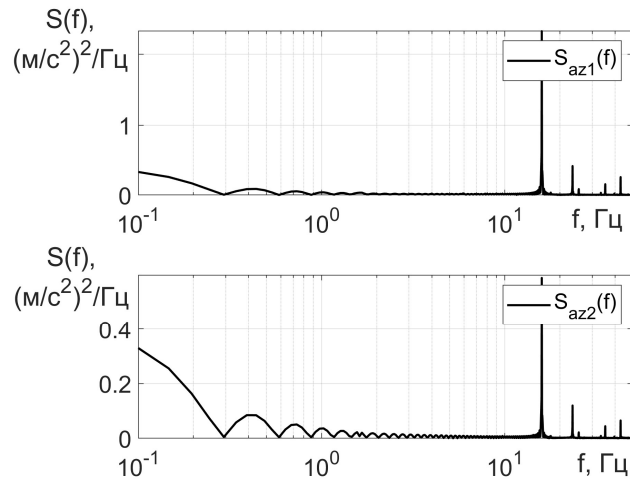


Рисунок 1.47 – Спектральні щільності віброприскорень рам трактора $S_{az1}(f)$ та сівалки $S_{az2}(f)$ у вертикальному напрямі

Встановлення на задню півраму трактора баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021 $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц (рис. 1.47). Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058 $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$. Відповідно встановлення на задню півраму трактора баласту приводить до зниження коливань на 10%.

1.8 Вплив тиску повітря в шинах колісного трактора на динаміку

Дослідження впливу тиску повітря в шинах на динаміку трактора та агрегата потребують визначення жорсткості шини [68, 78, 131]. Визначення жорсткості шини в залежності від тиску та навантаження виконано в MatLab\Simulink. Складено модель колеса трактора (рис. 1.48) використовуючи модель MF-Tire [132], яка є реалізацією моделі шини за формулою Г. Пасейки [128, 129].

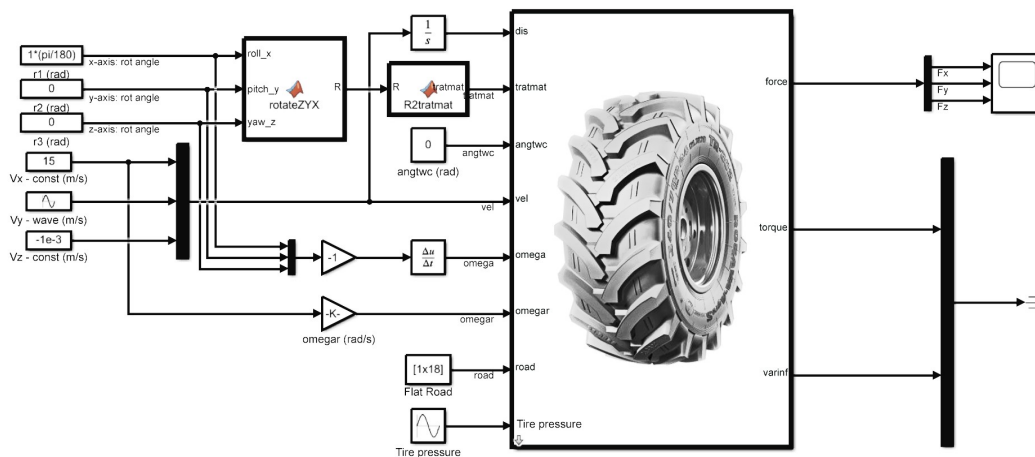


Рисунок 1.48 – MatLab/Simulink модель колеса трактора

Напівемпіричний метод MF-Tire забезпечує швидке та надійне моделювання взаємодії шини та дороги, а також стійкі та перехідні процеси в шині. Метод MF-Tire перевірено теоретичними та експериментальними дослідженнями [132].

Результатами моделювання моделі колеса (рис. 1.48) в MatLab/Simulink для тиску колеса 80–200 кПа та навантаження в межах 20–25 кН отримано залежність (рис. 1.49).

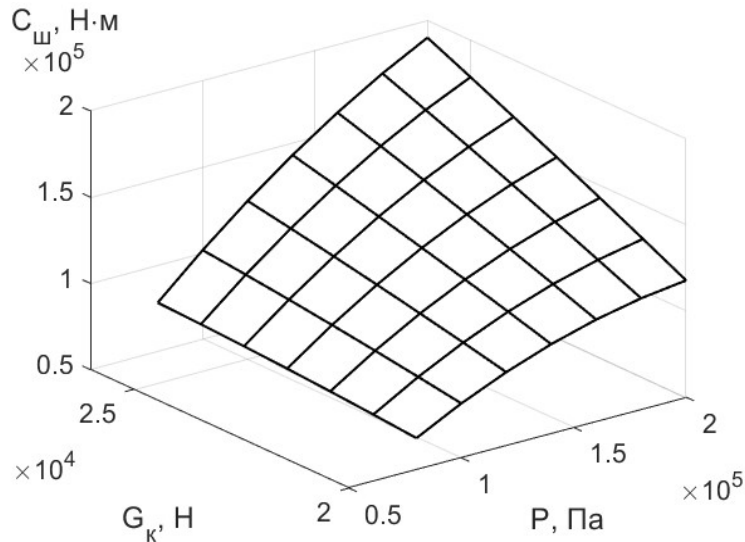


Рисунок 1.49 – Залежність жорсткості шини у вертикальному напрямі від тиску P та навантаження G_k

Залежність наведена на рис. 2.40 представлено поліномом 2-го порядку:

$$C_{\text{ш}} = 4,264 \cdot 10^4 - 0,637P + 4,45 \cdot 10^{-5} G_k - 2,432 \cdot 10^{-6} P^2 + 8,642 \cdot 10^{-5} P G_k - 0,000114 G_k^2. \quad (1.48)$$

Теоретично досліджено динаміку МТА для різного тиску в шинах трактора. Значення тиску в шинах обрано виходячи з результатів експериментальних досліджень та виробничих випробувань тракторів Т-150К та ХТЗ-242К – $P = 80, 140$ або 200 кПа [3].

Результати теоретичних досліджень динаміки МТА для різних значень тиску наведено на рис. 1.50–1.56.

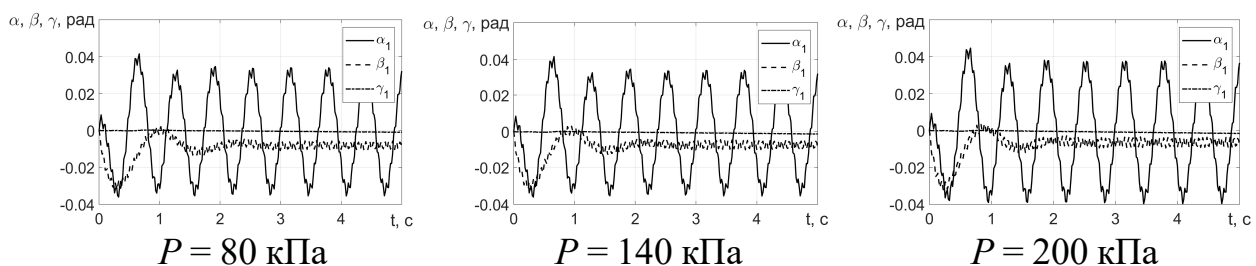


Рисунок 1.50 – Залежності кутів орієнтації рами трактора від часу

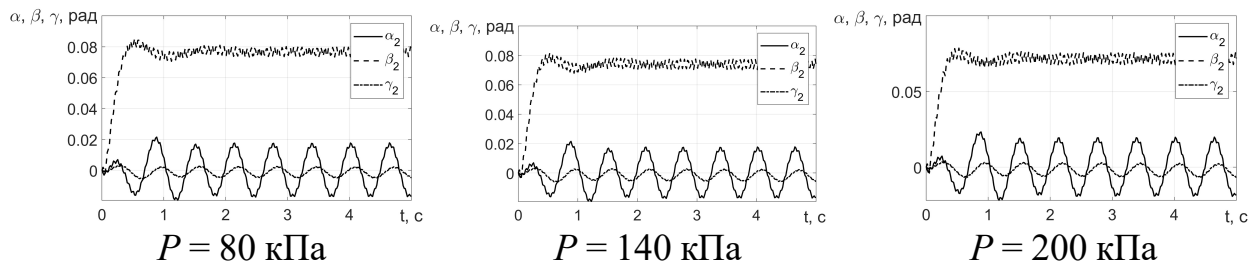


Рисунок 1.51 – Залежності кутів орієнтації рами сівалки від часу

Розмах коливань кутів орієнтації рами трактора (рис. 1.50) та сівалки (рис. 1.51) знижуються з підвищенням тиску в шинах трактора. Розмах коливань кутів орієнтації рами трактора знижується на 0,004 рад, на 0,003 рад та на 0,001 рад для тисків 80, 140 та 200 кПа. Середнє значення кута β сівалки знижується з 0,08 рад (при $P=80$ кПа) до 0,07 рад (при $P=140$ кПа) та до 0,06 рад (при $P=200$ кПа).

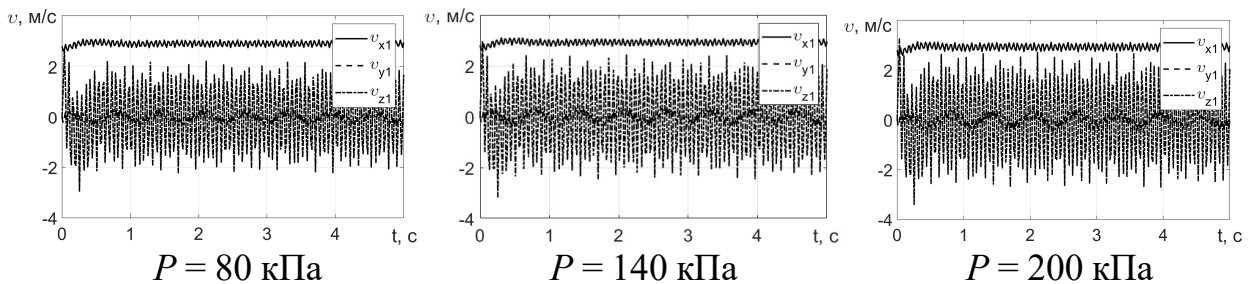


Рисунок 1.52 – Залежності проекцій швидкостей рами трактора від часу

Для тиску в шинах $P=80$ кПа проекція швидкості центра мас трактора на вісь x має розмах коливань 0,35 м/с (рис. 1.52). Проекція швидкості центра мас трактора на вісь y має розмах коливань 0,54 м/с, мінімальне значення $v_{ymin} = -0,26$ м/с та максимальне значення $v_{ymax} = 0,28$ м/с. Проекція швидкості центра мас трактора на вісь z має найбільший розмах коливань, що складає 4,97 м/с, мінімальне значення $v_{zmin} = -2,32$ м/с та максимальне значення $v_{zmax} = 2,65$ м/с.

Підвищення тиску до 140 кПа зменшує розмах коливань проекції швидкості центра мас трактора на вісь x до 0,33 м/с, мінімальне значення $v_{xmin} = 2,75$ м/с та максимальне значення $v_{xmax} = 3,08$ м/с. Проекція швидкості центра мас трактора на вісь y має розмах коливань 0,52 м/с, мінімальне значення $v_{ymin} = -0,25$ м/с та максимальне значення $v_{ymax} = 0,27$ м/с. Проекція швидкості центра мас трактора на вісь z має найбільший розмах коливань, що складає 4,69 м/с, мінімальне значення $v_{zmin} = -2,28$ м/с та максимальне значення $v_{zmax} = 2,41$ м/с.

Збільшення тиску до 200 кПа зменшує розмах коливань проекції швидкості центра мас трактора на вісь x до 0,31 м/с, мінімальне значення $v_{xmin} = 2,76$ м/с та максимальне значення $v_{xmax} = 3,07$ м/с. Проекція швидкості центра мас трактора на вісь y має розмах коливань 0,51 м/с, мінімальне значення $v_{ymin} = -0,24$ м/с та максимальне значення $v_{ymax} = 0,27$ м/с. Проекція швидкості центра мас трактора на вісь z має найбільший розмах коливань, що складає

4,24 м/с, мінімальне значення $v_{zmin} = -2,04$ м/с та максимальне значення $v_{zmax} = 2,2$ м/с.

З підвищенням тиску в шинах з 80 до 140 кПа знижуються розмахи коливань проекцій швидкостей центра мас трактора по осям x , y та z на 0,02 м/с; 0,03 м/с та 0,28 м/с.

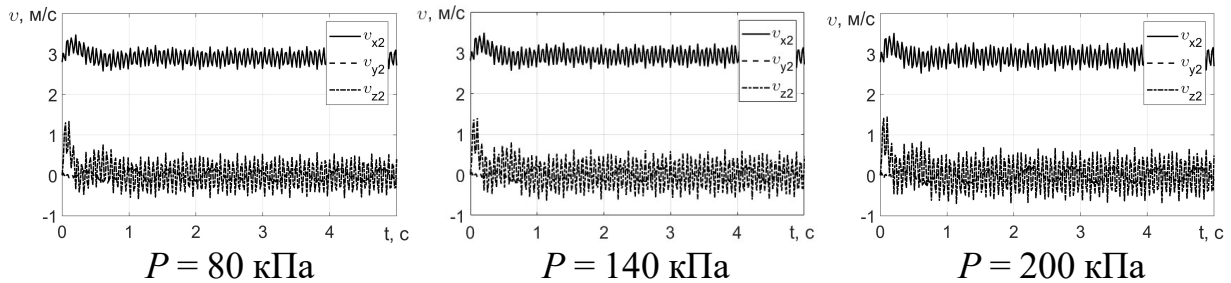


Рисунок 1.53 – Залежності проекцій швидкостей рами сівалки від часу

Як і трактора розмахи коливань проекцій швидкостей рами сівалки із підвищенням тиску в шинах з 80 до 200 кПа знижуються на 0,02 м/с; 0,03 м/с та 0,28 м/с (по осям x , y та z) (рис. 1.53). Середнє значення проекцій швидкостей рами сівалки по осі y та z не змінюються, а по осі x підвищується на 0,38 м/с.

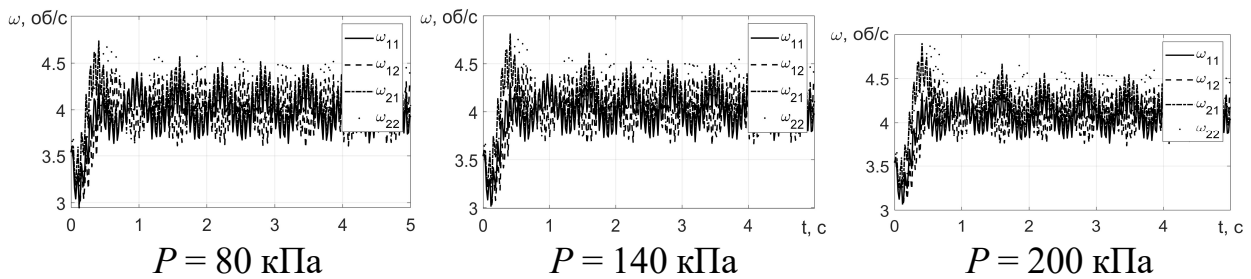


Рисунок 1.54 – Залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу

Середні значення кутових швидкостей обертання коліс трактора підвищуються з підвищенням тиску (рис. 1.54). Для тиску в шинах трактор $P = 80$ кПа середнє значення кутових швидкостей обертання коліс трактора дорівнює $\omega_{cp} = 4$ об/с. Підвищення тиску до $P = 140$ кПа збільшує ω_{cp} до 4,05 об/с, а при $P = 200$ кПа – $\omega_{cp} = 4,1$ об/с.

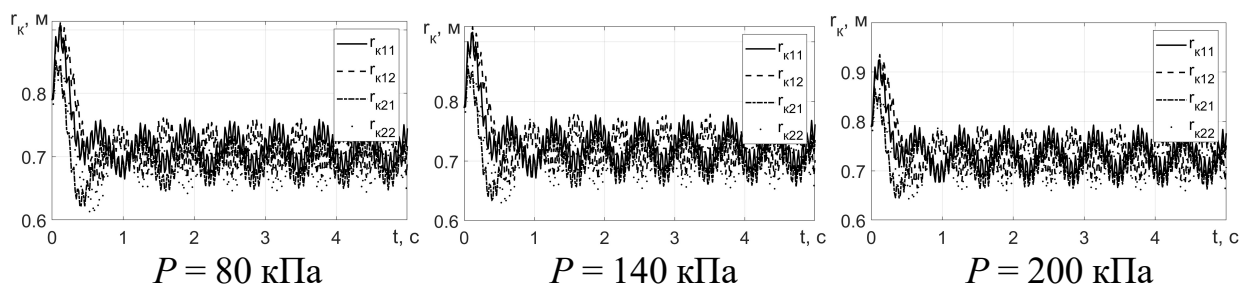


Рисунок 1.55 – Залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу

Динамічні радіуси коліс також мають вигляд гармонійних коливань (рис. 1.55). При тиску в шинах $P = 80$ кПа максимальний динамічний радіус $r_{\text{кд}}$ передніх коліс дорівнює 0,75 м, мінімальний – 0,62 м та розмах 0,13 м; задніх колеса відповідно – 0,73 м, 0,65 м та 0,08 м. Підвищення тиску в шинах до 140 кПа зменшує максимальний динамічний радіус $r_{\text{кд}}$ передніх коліс до 0,77 м, мінімальний – 0,66 та розмах 0,11 м; задніх коліс відповідно до 0,74 м, 0,67 м та 0,07 м. Тиску в шинах $P = 200$ кПа відповідає максимальний динамічний радіус передніх коліс – 0,79 м, мінімальний – 0,66 м та розмах коливань – 0,09 м; задніх коліс відповідно – 0,77 м, 0,71 та 0,06 м. Збільшення тиску в шинах ЕЗ знижує розмах коливань динамічних радіусів коліс з 0,13 до 0,09 м (передні колеса) та з 0,08 до 0,06 м (для задніх).

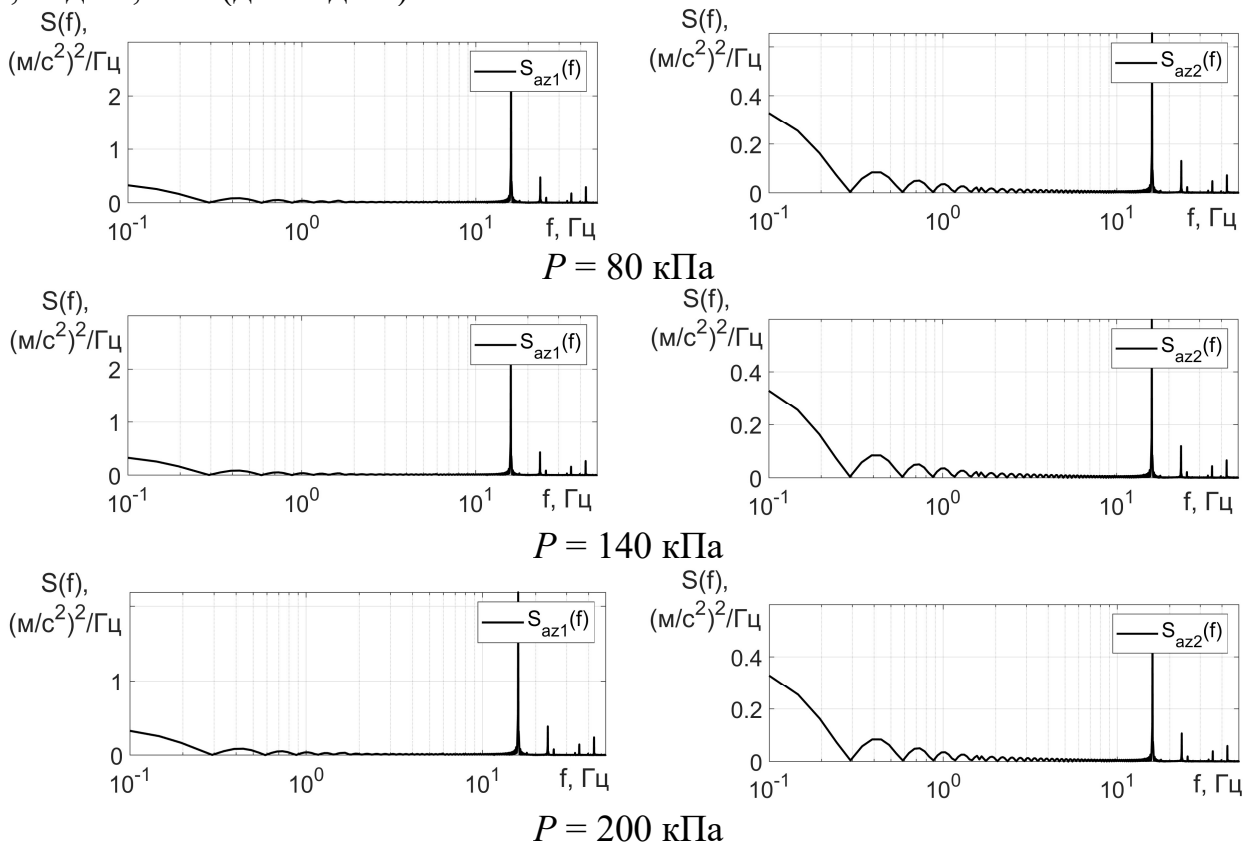


Рисунок 1.56 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень центрів мас трактору $S_{az1}(f)$ та сівалки $S_{az2}(f)$ у вертикальному напрямі для різного тиску в шинах

Зміна тиску в шинах трактора не впливає на частоти гармонік спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центрів мас трактора та сівалки 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц (рис. 1.56). На частоті 15,9 Гц спектральна щільність амплітуди віброприскорень центру мас трактору складає $S_{az1}(15,9) = 2,188$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ (для $P = 80$ кПа). Підвищення тиску до 140 кПа знижує $S_{az1}(15,9)$ до 2,1 $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$, а при $P = 200$ кПа $S_{az1}(15,9) = 2,06$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$. Спектральна щільність амплітуди віброприскорень центру мас сівалки на частоті 15,9 Гц також знижується $S_{az2}(15,9) = 0,539$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ (при $P = 80$ кПа), $S_{az2}(15,9) = 0,511$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ (при $P = 140$ кПа), $S_{az2}(15,9) = 0,509$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ (при $P = 200$ кПа). На частотах 23,4, 35,3,

42,8 Гц спектральні щільності амплітуд віброприскорень центрів мас трактору та сівалки знижуються із підвищенням тиску.

Тиск в колесах трактора посівного МТА необхідно підвищувати до 100–140 кПа з метою зниження коливань елементів.

1.9 Висновки по розділу

1. Розроблено метод оцінки динаміки МТА як багатоелементної (багатомасової) машини з урахуванням впливу профілю опорної поверхні на кожне з коліс та коливань в трьох вимірному просторі. Відповідно до розробленого методу сформовано динамічну модель агрегату, що складається з двох динамічних моделей трактора та сівалки з'єднаних послідовно між собою. Складено динамічну та математичну моделі колеса, що враховує залежності тиску повітря в колесі, швидкість поступального руху, буксування а його залежність від дотичної сили, а також динамічної деформації колеса у вертикальному напрямі.

2. Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою та сівалки враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі. Модель агрегату має шість узагальнених координат, тобто шість ступенів свободи та 10 незалежних координат із залежними варіаціями.

3. Математичним моделюванням визначено вплив форми профілю поверхні поля на динаміку та енергетичні показники агрегату. Рух елементів МТА супроводжується коливальними процесами. Розмах коливань кута повороту рами ЕЗ навколо осі x складає 0,07 рад, період – 0,63 с; коливання навколо осі y мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами ЕЗ у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням $2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; друга гармоніка $S_{az1}(23,44) = 0,386 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; третя – $S_{az1}(35,3) = 0,144 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ та четверта – $S_{az1}(42,87) = 0,24 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка $S_{az2}(23,44) = 0,107 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; третя – $S_{az2}(35,3) = 0,031 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ та четверта – $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$.

4. Встановлення на задню півраму ЕЗ баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021 $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц. Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058 $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$.

5. Встановлено, що трактор має більшу енергію коливань тому, що трактор спирається на ґрунт через колеса, які мають відповідну жорсткість. Сівалка рухається із заглибленими робочими органами у ґрунт, що приводить до зниження амплітуди коливань. Частоти гармонік віброприскорень для рами трактора та сівалки співпадають.

6. Необхідно зазначити, що здвоєне колесо має нижчі показники динаміки у вертикальному напрямі ніж одинарне. Частота власних коливань здвоєного колеса

2,5 рад/с нижче ніж одинарного 3 рад/с. На частотах вище 2,5 рад/с здвоєне колесо має більш демпфіруючі властивості. Період коливань висоти профілю опорної поверхні та висоти центру мас колеса дорівнює 2,11 с для одинарних та здвоєних коліс. Однак, швидкість центру мас колеса у вертикальному напрямі $\nu_{O_{kz}}$ по фазі не співпадає із швидкістю зміни висоти профілю опорної поверхні ν_{h_z} . Здвоєне колесо має меншу деформацію у вертикальному напрямі, тобто динамічний радіус залишається більш стабільним.

7. Розроблено метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування трактора в залежності від сили тяги на гаку, типу колісних систем, тиску повітря в шинах та баластування. Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при $P_{кр} = 13000$ Н, з 33,5 до 10,3 % при $P_{кр} = 32000$ Н та з 41,8 до 15,9 % при $P_{кр} = 35300$ Н. Максимальна тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах з баластом 122 кВт – при швидкості $\nu = 15$ км/год; ЕЗ на здвоєних колесах без баласту розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при $\nu = 14,5$ км/год.

2 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень

Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу коливань елементів МТА на його динаміку та енергетичні показники, а також підтвердження адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та МТА.

Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні приклади взаємозв'язку коливань елементів МТА, баластування, різних типів колісних систем та енергетичних показників функціонування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи для оцінки впливу коливань елементів агрегату на його динаміку;
- провести аналіз даних експериментальних досліджень та порівняти з результатами теоретичних досліджень;
- підтвердити адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує вплив коливань елементів на його динаміку.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд МТА у складі трактора ХТЗ-242К та сівалки Vega-8 Profi

Лабораторні дослідження проводились в Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Експериментальні дослідження МТА проводились у господарствах України таких як Державному підприємстві Дослідне господарство «Кутузівка» Інституту сільського господарства північного сходу Національної академії аграрних наук України, ТОВ «Харківагро-2000» та навчально-дослідних полях «Центральне» і «Мерчанське» Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка.

Об'єктами експериментальних досліджень було обрано:

1. Машинно-тракторний агрегат у складі трактора ХТЗ-242К виробництва ПАТ Харківський тракторний завод та сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті» (рис. 2.1).

2. Трактори ХТЗ-242К.20 на одинарних та здвоєних колісних системах з баластом розташованим на задній піврамі трактора та без нього (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Трактор ХТЗ-242К.20 на одинарних (а) та здвоєних колісних системах (б)

Кожен з тракторів ХТЗ-242К.20 та ХТЗ-243К.20 досліджувались в такій конфігурації:

- трактор без баласту та стандартних шинах;
- трактор без баласту та здвоєних шинах;
- трактор з баластом та стандартних шинах;
- трактор з баластом та здвоєних шинах.

Баласт встановлювався на задній піврамі трактора та мав вагу 1500 кг (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 – Розташування баласту на рамі трактора

Однією з пропозицій тракторного заводу є встановлення баластних мас у арки колісних дисків.

2.2 Структура вимірювальної системи

В експериментальних дослідженнях використано розроблену Антощенковим Р. В. вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин (ВСДЕММ) [75]. Вимірювальна система відноситься до технічних засобів експлуатаційного контролю та діагностування і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [14]. Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків наведено на рис. 2.4.



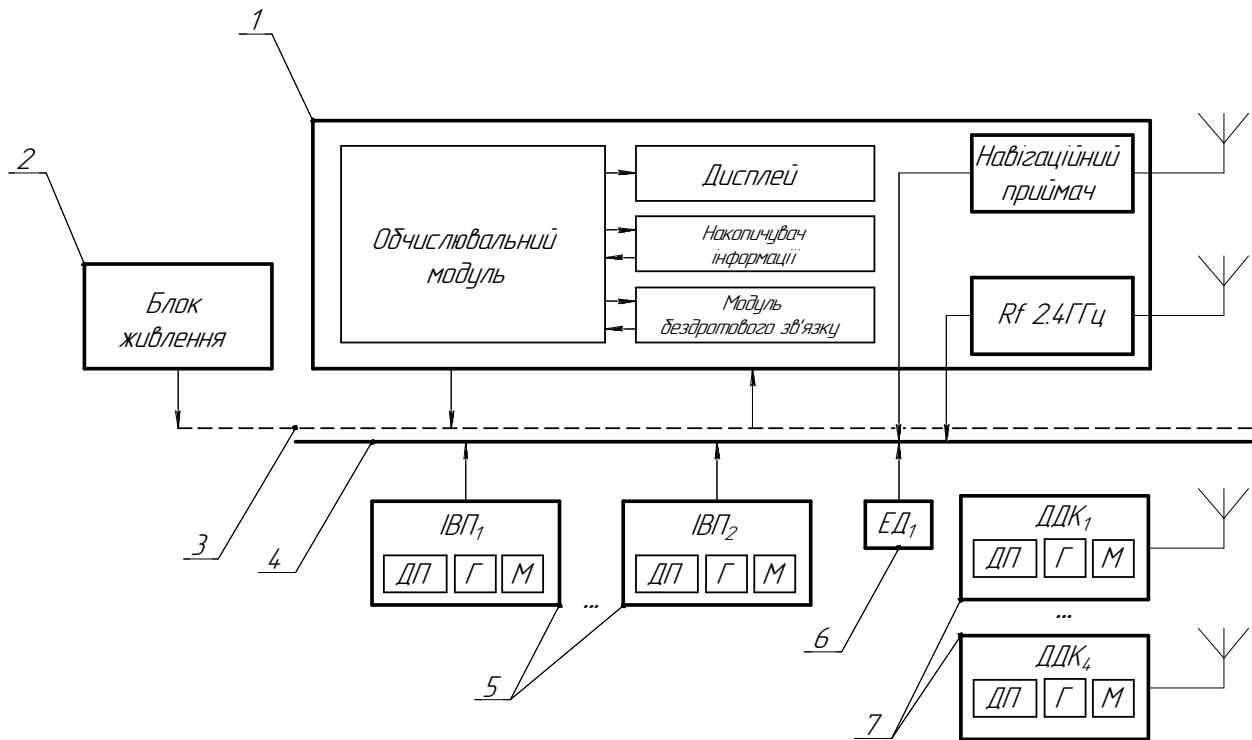
Рисунок 2.4 – Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків

Вимірювальна система складається з обчислювального модуля, датчиків, додаткових модулів (аналогово-цифрових перетворювачів сигналів тензодатчиків, витрати палива), джерела живлення та з'єднувальних (силових та сигнальних) кабелів.

Структурну схему вимірювальної системи наведено на рис. 2.5.

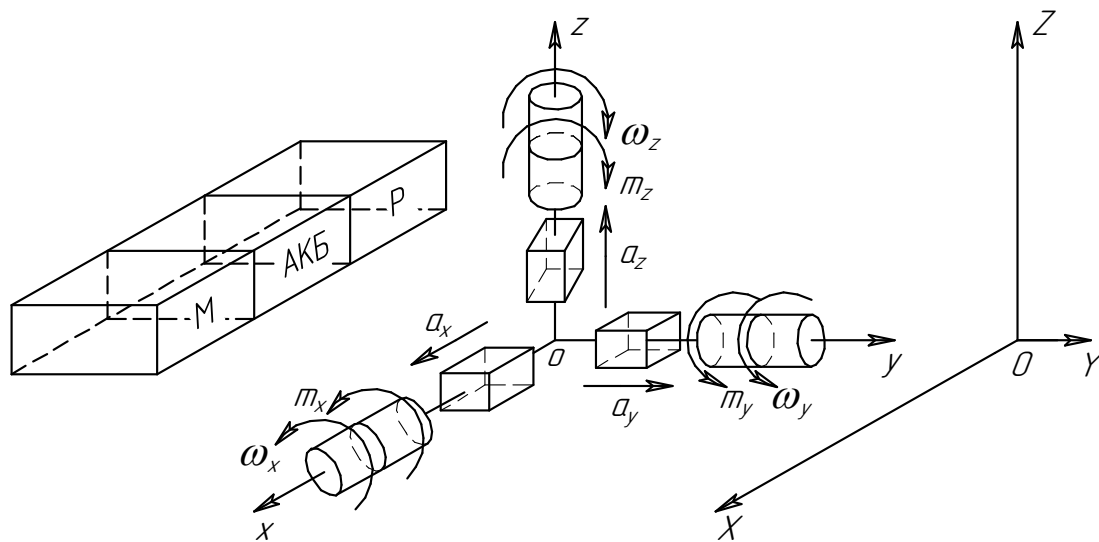
Розширену структуру вимірювальної системи та принципи функціонування датчиків наведено у роботі [75].

Розроблено конструкцію датчика динаміки колеса [15], яку наведено на рис. 2.6.



1 – обчислювальний модуль; 2 – блок живлення; 3 – шина живлення; 4 – шина даних CAN; 5 – інерційні вимірювальні пристрої 1...4; 6 – електронний динамометр; 7 – датчики динаміки коліс 1...4

Рисунок 2.5 – Структурна схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин



a_x, a_y, a_z – чутливі елементи акселерометру; g_x, g_y, g_z – чутливі елементи гіроскопу; m_x, m_y, m_z – чутливі осі магнітометру; M – мікроконтролер; АКБ – акумуляторна батарея; P – радіомодуль

Рисунок 2.6 – Датчик динаміки колеса

На відміну від попередньої версії датчика [75] розроблений датчик [15]

обладнано трьохосьовим магнітометром осі якого (m_x, m_y, m_z) співпадають з осями акселерометру (a_x, a_y, a_z) та гіроскопу (g_x, g_y, g_z). Дані від чутливих елементів у цифровому вигляді надходять до мікроконтролера M який через радіоканал P на частоті 2,4 ГГц передає дані до вимірювальної системи. Датчик автономний та живиться від Li-Pol АКБ.

2.3 Методика проведення експериментальних досліджень

Лабораторні дослідження проводились на лабораторному обладнанні кафедр мехатроніки та деталей машин і оптимізації технологічних систем імені Т. П. Євсюкова Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за наступною програмою, яка включає:

- тарування/градування датчиків;
- аналіз результатів.

Методика проведення експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи базується на ДСТУ ГОСТ 30745-2003 (ISO 789-9-90) Трактори сільськогосподарські. Визначення тягових показників [133]; ДСТУ ГОСТ 7057-2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробування [134]; ГОСТ 24055-2016 Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки [135] та має такі етапи:

1. Розміщення вимірювальної апаратури на елементах агрегату:

- інерційні вимірювальні пристрої (ІВП) фіксуються на рамах кожного з елементів агрегату та фіксуються відстані до центрів мас;
- антена навігаційного пристрою (НП) розміщується над кабіною трактора;
- електронний динамометр (ЕД) розташовується в місці з'єднання трактора та машини (гак трактора);
- датчики динаміки коліс (ДДК) встановлюються в центрі коліс досліджуваного трактора;
- інерційні вимірювальні пристрої та ЕД з'єднуються за допомогою сигнального кабелю з обчислювальним модулем.

2. Для виключення впливу сторонніх факторів на визначення динамічних та енергетичних показників агрегату під час досліджень здійснюються такі заходи:

- для виключення випадкових факторів здійснюються двократні повторення кожного дослідження;
- для виключення впливу технічного агрегату на початку зміни здійснюються регламентне технічне обслуговування;
- для проведення експериментів вибирають два поля з найбільш характерною структурою ґрунту, які різко відрізняються за фізико-механічними властивостями. Однотипні дослідження проводяться на двох полях на протязі однієї зміни.

3. Після закінчення операцій із підготовки агрегату до досліджень

відбувається збір інформації:

- визначаються властивості ґрунту (фізико-механічних властивостей та вологість) та параметри навколишнього середовища;
- вмикається обчислювальний модуль для збору інформації;
- проводиться необхідна кількість дослідів;
- після кожного дослідів отримані дані зберігаються на жорсткому диску комп'ютера для подальшої обробки;
- при закінченні досліджень вимірювальна система вимикається та демонтується з агрегату.

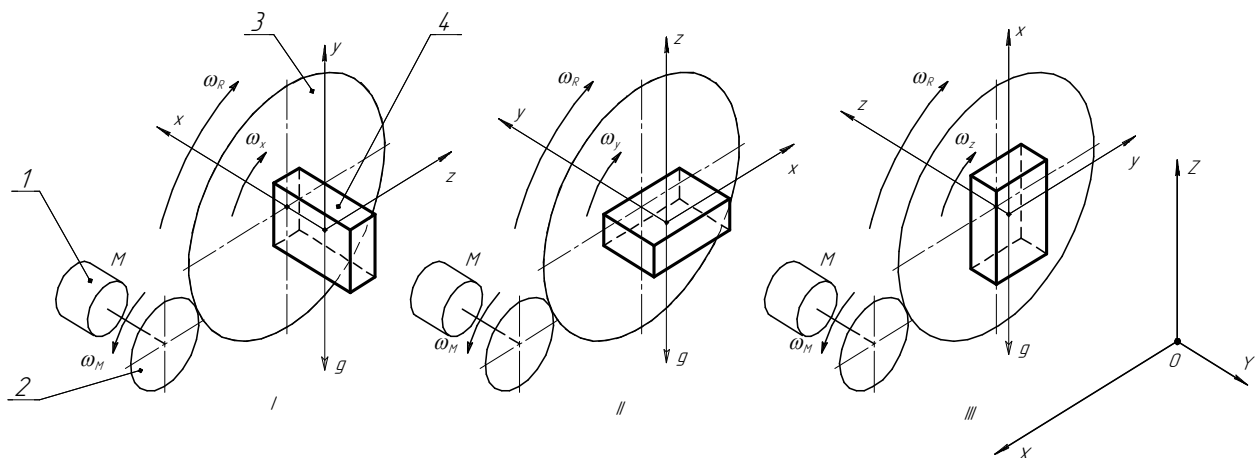
Розроблена методика дозволяє в короткий термін визначати енергетичні та динамічні показники функціонування сільськогосподарських машин та агрегатів. При роботі із системою достатньо одного оператора.

2.4 Метод динамічного тарування датчику динаміки колеса

Датчики динаміки колеса перед початком експериментальних досліджень потребують тарування для компенсації похибки встановлення чутливих елементів в корпусі датчика [14, 75].

Тарування – це компенсація систематичної похибки всієї вимірювальної системи від входу вимірюваної фізичної величини до виходу вимірюваного значення цієї величини [137]. Тарування робиться шляхом подачі на датчик еталонної величини фізичного впливу. Тарування, як правило, це проста операція, заснована на лінійній корекції даних, вихідні дані для якої вводяться користувачем безпосередньо підчас експлуатації, при впливі зовнішніх фізичних факторів та при робочих умовах [137].

Розроблено метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями. Схему запропонованого методу наведено на рис. 2.7.



1 – електричний двигун; 2 – зубчаста передача; 3 – диск; 4 – датчик динаміки колеса

Рисунок 2.7 – Схема методу динамічного тарування датчика динаміки колеса

Динамічне тарування датчику проводиться у наступній послідовності. Диск 3 на який встановлено датчик 4 обертається з постійною швидкістю 1, 10, 15 рад/с в прямому та зворотному напрямках. Постійну швидкість обертання та напрям забезпечується електричним двигуном з частотним перетворювачем 1 та зубчастою передачею 2. Датчик 4 встановлюється на диск 3 так, щоб досліджувана вісь датчика проходила через центр диску та була перпендикулярна до нього.

Проводять три пари дослідів (I, II, III), тобто тарують три осі датчика (x , y , z) обертанням диску в прямому та зворотному напрямках.

При обертанні датчика з постійною кутовою швидкістю навколо осі x відбувається тарування гіроскопа (кутова швидкість ω_x) вісь x та акселерометра (прискорення a_y , a_z) по осям y та z . Відповідно при обертанні датчика навколо осі y тарується гіроскоп по осі y (ω_y) та акселерометр по осям x та z (a_x , a_z). Обертання датчика навколо осі z дозволяє отримати дані для гіроскопу по осі z (ω_z) та акселерометру по осям x та y (a_x , a_y).

Тарування акселерометру та гіроскопу потребує точного позиціонування датчика на стенді. Однак, чутливі елементи в датчику можуть мати довільне розташування.

Вимірювання проводяться N разів, щоб знайти коефіцієнти зміщення, підсилення та міжосьового підсилення.

У випадку тарування магнітометру, який вимірює магнітне поле Землі, будь-яке інше магнітне поле є паразитним, тобто магнітні аномалії повинні бути відсутніми.

Під час тарування акселерометра вимірюється тільки сила тяжіння, тобто датчик не повинен зазнавати будь-яке інше прискорення.

В загальному випадку рівняння коефіцієнтів тарування має 9 невідомих:

$$\mathbf{v} = [a \ b \ c \ d \ e \ f \ g \ h \ i]^T \quad (2.1)$$

та такі точки даних перебувають на поверхні еліпсоїда, тобто чутливі елементи датчика мають різну чутливість.

Якщо осі чутливих елементів датчика x , y та z співпадають з осями датчику то рівняння (3.1) можна скоротити до 6 невідомих:

$$\mathbf{v} = [a \ b \ c \ g \ h \ i]^T \quad (2.2)$$

У випадку коли осі чутливих елементів датчика (акселерометру, гіроскопу та магнітометру) x , y та z мають однаковий коефіцієнт підсилення тоді рівняння (3.2) можна скоротити до чотирьох невідомих:

$$\mathbf{v} = [a + b + c \ g \ h \ i]^T \quad (2.3)$$

Рівняння градування має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} a \cdot X^2 + b \cdot Y^2 + c \cdot Z^2 + d \cdot 2XY + e \cdot 2XZ + \\ + f \cdot 2YZ + g \cdot 2X + h \cdot 2Y + i \cdot 2Z = 1, \end{aligned} \quad (2.4)$$

де X, Y, Z – значення вимірювального параметру.

Набір точок N даних використовується для побудови матриці даних \mathbf{D} з урахуванням умови, що точки даних не повинні бути в одній площині:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} X^2 & Y^2 & Z^2 & 2XY & 2XZ & 2YZ & 2X & 2Y & 2Z \end{bmatrix}. \quad (2.5)$$

Принаймні 9 точок даних $\mathbf{D}[N \times 9]$ необхідні для обчислення коефіцієнтів зміщення, підсилення та міжосьового підсилення.

Тепер, методом найменших квадратів помилка апроксимації може бути обчислена для невідомих \mathbf{v} за допомогою псевдо-інверсії, яка не являється квадратною матрицею. По-перше, обидва доданка множаться на транспоновану матрицю \mathbf{D}^T . По-друге, обидва доданка множаться на зворотну квадратну матрицю $\mathbf{D} \cdot \mathbf{D}^T$. Таким чином може бути 9, 6 або 4 невідомих, в залежності від зазначених вище обмежень. Для найбільш загального випадку:

$$\begin{aligned} \mathbf{D}[N \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] &= \mathbf{1}[N \times 1]; \\ \mathbf{D}^T[9 \times N] \cdot \mathbf{D}[N \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] &= \mathbf{D}^T[9 \times N] \cdot \mathbf{1}[N \times 1]; \\ (\mathbf{D}^T \mathbf{D})[9 \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] &= (\mathbf{D}^T \cdot \mathbf{1})[9 \times 1]; \\ \mathbf{v}[9 \times 1] &= \text{inv}(\mathbf{D}^T \mathbf{D})[9 \times 9] \cdot (\mathbf{D}^T \cdot \mathbf{1})[9 \times 1]. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Визначаємо допоміжні матриці $\mathbf{A}_4[4 \times 4]$, $\mathbf{A}_3[3 \times 3]$ та допоміжний вектор $\mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1]$, що отримуються з (3.1):

$$\mathbf{A}_4 = \begin{bmatrix} a & d & e & g \\ d & b & f & h \\ e & f & c & i \\ g & h & i & -1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} a & d & e \\ d & b & f \\ e & f & c \end{bmatrix}; \quad \mathbf{v}_{\text{ghi}} = \begin{bmatrix} g \\ h \\ i \end{bmatrix}. \quad (2.7)$$

Коефіцієнти зміщення $\mathbf{o} = (ox, oy, oz)$ розраховуємо наступним чином:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_3[3 \times 3] \cdot \mathbf{o}[3 \times 1] &= -\mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1]; \\ \mathbf{o}[3 \times 1] &= -\text{inv}(\mathbf{A}_3)[3 \times 3] \mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1]. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Після того, як визначили коефіцієнти зміщення вводимо ще одну допоміжну матрицю $\mathbf{B}_4[4 \times 4]$, яка представляє собою еліпсоїд приведений до початку системи координат:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ ox & oy & oz & 1 \end{bmatrix}; \quad (2.9)$$

$$\mathbf{B}_4[4 \times 4] = \mathbf{T}[4 \times 4] \cdot \mathbf{A}[4 \times 4] \cdot \mathbf{T}^T[4 \times 4]; \quad (2.10)$$

$$\mathbf{B}_4[4 \times 4] = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B}_3[3 \times 3] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} / -b_{44}. \quad (2.11)$$

Коефіцієнти підсилення та міжосьового підсилення $\mathbf{g} = [g_x \ g_y \ g_z]^T$ поперечних осей можуть бути обчислені з власних значень і власних векторів радіусів еліпсоїда, тобто:

$$\mathbf{G} = 1 + \frac{g^2}{a} + \frac{h^2}{b} + \frac{i^2}{c};$$

$$\mathbf{g} = \left[\text{sqrt} \frac{a}{\mathbf{G}} \quad \text{sqrt} \frac{b}{\mathbf{G}} \quad \text{sqrt} \frac{c}{\mathbf{G}} \right]^T. \quad (2.12)$$

Після проведення тарування датчиків динаміки колеса отримано коефіцієнти зміщення \mathbf{o} (2.8) та підсилення \mathbf{g} (2.12) для акселерометру, гіроскопу та магнітометру, які завантажуються в пам'ять мікроконтролера. Повірку датчиків динаміки колеса необхідно проводити один раз на рік.

Результати тарування датчику динаміки колеса наведено на рис. 2.8 для осі x та трьох швидкостей обертання 1, 10, 15 рад/с.

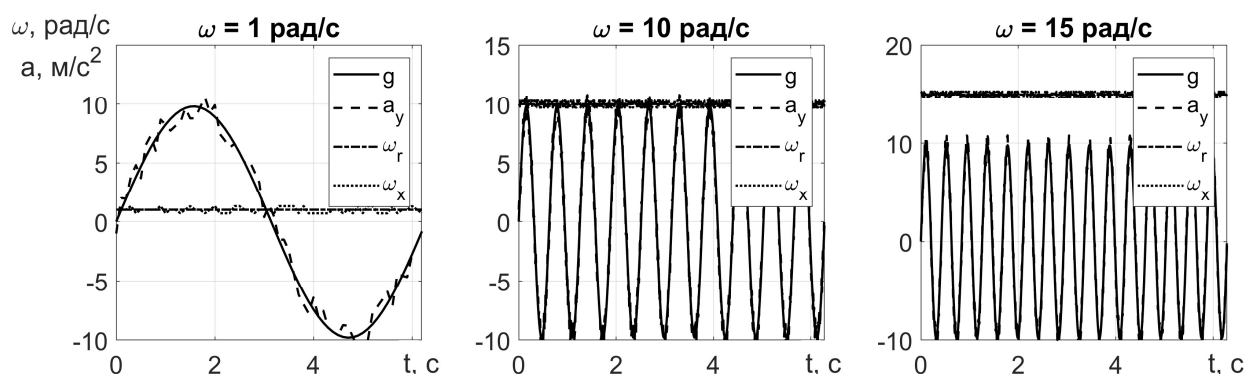


Рисунок 2.8 – Результати динамічного тарування датчика динаміки колеса

Інерційні-вимірювальні пристрої зазвичай тарують за методикою яку описано в роботі [75], однак запропонований метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса можна використовувати також для ІВП. Це не приведе до погіршення або покращення результатів тарування.

2.5 Градування електронного динамометру

Градування (для датчика) – це визначення залежності вихідної величини від вхідної у вигляді формули або таблиці [137]. Якщо мова йде про стандартні датчики (наприклад, термомпари, термоперетворювачі), які виготовлені за стандартними технологічними параметрами, то градувальні залежності описуються у відповідних стандартах (нормативних документах) на такі типи датчиків. Градувальні залежності можуть бути нелінійними [137]. При застосуванні такого датчика спільно із системою збору даних на верхньому програмному рівні повинна бути застосована відповідна градувальна функція цього датчика. Важливо відзначити, що застосування градувальної функції не усуває повністю систематичну похибку конкретного екземпляра датчика, а усуває лише більшу частину цієї похибки [137].

Виконаємо градування електронного динамометру. ЕД складається з жорсткого тіла до якого прикладається зусилля, що приводить до його деформації. При вимірюванні деформації ЕД тензорезистори як правило розміщують з двох сторін досліджуваного об'єкта один проти іншого (рис. 3.9, а). Всі чотири тензорезистора включають в схему вимірювального моста Уїнстона (рис. 3.9, б). В такому випадку вони виконують функції як активних, так і компенсаційних елементів. Виходи вимірювального моста під'єднано до АЦП який перетворює зусилля, що прикладено до ЕД, на коди. Коди АЦП мікроконтролером передаються через CAN-шину до вимірювальної системи.

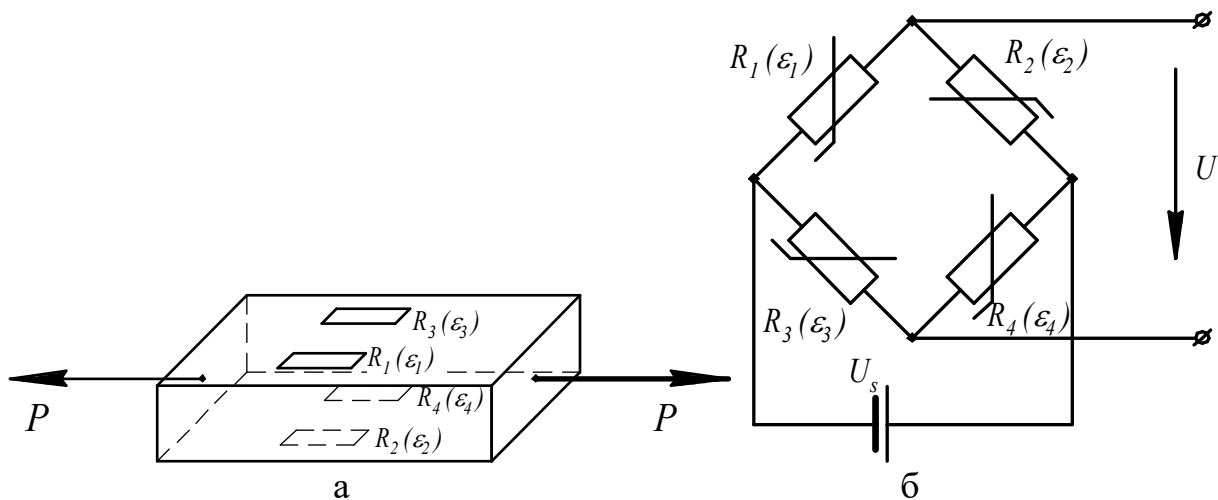


Рисунок 2.9 – Електронний динамометр (а) та схема включення тензорезисторів (б)

Градування ЕД встановлює взаємозв'язок між відомою величиною вимірюваного впливу і показанням датчика, що викликається цим впливом.

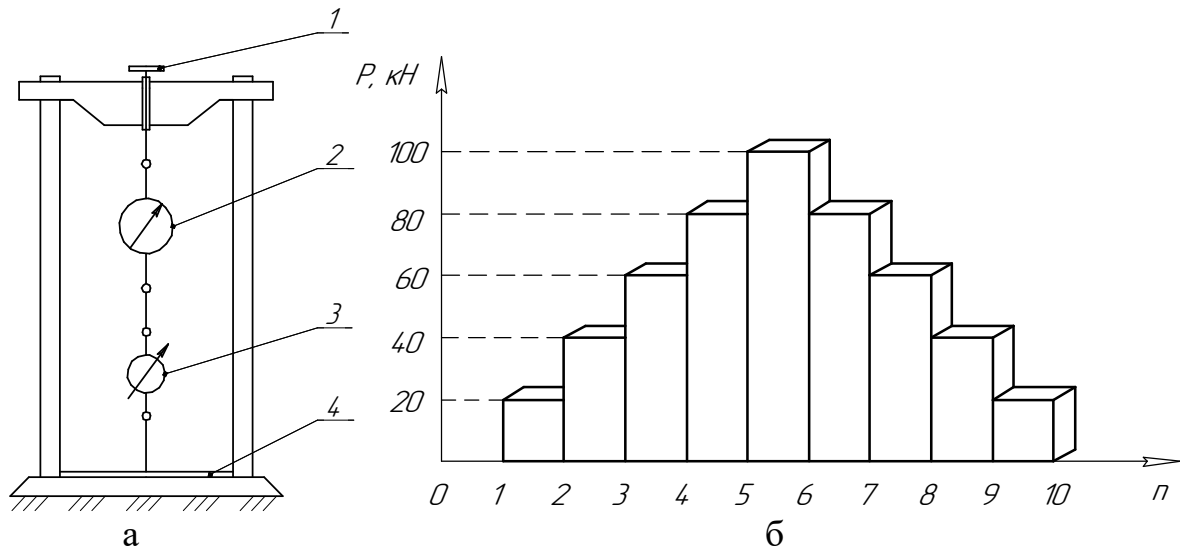
Градування проводиться за значеннями вимірювань в кодах АЦП і значенням реальних фізичних величин, вимірюваних за допомогою зовнішніх приладів. За отриманими даними обчислюються градувальні коефіцієнти. Точність градування задається програмою-методикою випробувань.

По виду створюваних навантажень розрізняють градування статичне та

динамічне.

Статичне градування полягає в тому, що до ЕД навантажуються послідовними ступенями відомими величинами вимірюваного впливу в межах робочого діапазону з подальшим розвантаженням в тому ж порядку. Для кожного ступеня навантаження і розвантаження фіксуються показання вимірювальних приладів.

Для градування ЕД використовують гвинтові або важельні установки. Схему гвинтової установки для градування ЕД наведено на рис. 2.10, а. До ЕД послідовно статично прикладено зусилля від 0 до 100 кН (рис. 2.10, б).



а – схема установки для градування ЕД; б – схема режимів навантаження ЕД; 1 – регулювальний механізм; 2 – еталонний динамометр; 3 – електронний динамометр; 4 – рамка

Рисунок 2.10 – Схема установки для градування ЕД (а) та режимів навантаження (б)

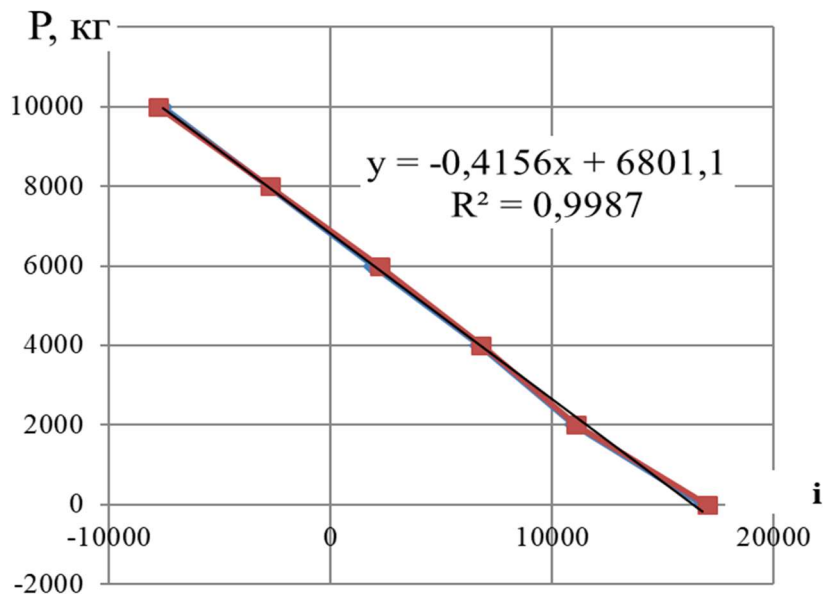


Рисунок 2.11 – Залежність зусилля прикладеного до динамометру

від кодів АЦП

Підчас градування будується апроксимуюча пряма, рівняння якої має вигляд:

$$Y = a \cdot X_i + b ,$$

де X_i – еталонне розтяжне зусилля i -го ступеня навантаження;
 a – коефіцієнт пропорційності;
 b – коефіцієнт зсуву.

У результаті градування побудовано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів АЦП, яку наведено на рис. 2.11.

Отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача:

$$P = -0,41156 \cdot i + 6801,1, \quad (2.13)$$

де P – дійсне значення зусилля;
 i – коди АЦП.

Виконано градування ЕД, що входить до складу вимірювальної системи та отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача. Коефіцієнт детермінації дорівнює $R^2 = 0,9987$. Градування необхідно проводити перед кожним експериментальним дослідженням та після нього тому, що на динамометр діють значні динамічні навантаження.

2.6 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу коливань елементів МТА на його динаміку та енергетичні показники, а також підтвердження адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та МТА. Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні приклади взаємозв'язку коливань елементів МТА, баластування, різних типів колісних систем та енергетичних показників функціонування.

2. В експериментальних дослідженнях використано «Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин», що відноситься до технічних засобів експлуатаційного контролю та діагностування, яка призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

3. Розроблено конструкцію датчика динаміки колеса, який обладнано трьохосьовим магнітометром осі якого (m_x , m_y , m_z) співпадають з осями

акселерометру (a_x, a_y, a_z) та гіроскопу (g_x, g_y, g_z). Дані від чутливих елементів у цифровому вигляді надходять до мікроконтролера який через радіоканал на частоті 2,4 ГГц передає дані до вимірювальної системи. Датчик автономний та живиться від Li-Pol АКБ.

4. Розроблено метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями. Проводять три пари дослідів (*I, II, III*), тобто тарують три осі датчика (x, y, z) обертанням диску в прямому та зворотному напрямках.

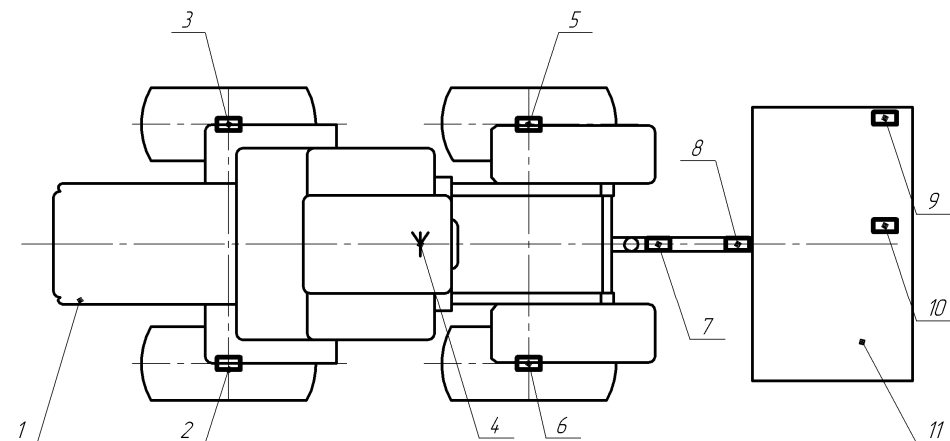
5. Виконано градування електронного динамометру, що входить до складу вимірювальної системи та отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача. Коефіцієнт детермінації дорівнює $R^2 = 0,9987$. Встановлено, що градування необхідно проводити перед кожним експериментальним дослідженням та після нього.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Експериментальні дослідження проведено для досягнення завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення опору кочення трактора, оцінки спектральної щільності тягового опору в залежності від швидкості руху та навантаження, визначення впливу баластування та здвоєних колісних систем на тягові показники трактора. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi.

3.1 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату

Основними показниками, які визначались під час досліджень є швидкість руху, витрата палива, продуктивність посівного МТА, тяговий опір сівалки Vega-8 Profi. Крім того визначались буксування коліс трактора при проведенні сумісних посівів, а також амплітуди віброприскорень елементів агрегату. Схему встановлення датчиків на МТА наведено на рис. 3.1.



1 – трактор ХТЗ-242К.20; 2, 3, 5, 6 – датчики динаміки коліс; 4 – антена приймача GPS; 7 – ІВП-1; 8 – ІВП-2; 9 – ІВП-3; 10 – ІВП-4; 11 – сівалка Vega-8 Profi

Рисунок 3.1 – Схема встановлення датчиків на МТА

Визначено техніко-економічні показники посівного МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi які узагальнено у табл. 3.1.

Вологість ґрунту в шарі заробки насіння (5-10 см) складала 26-27,0%, що було добре для проростання насіння, але могло бути причиною забивання сошників, яке спостерігалось при сівбі (табл. 3.1). Найбільш негативним була значна нерівномірність глибини загортання насіння, про що свідчить мінімальне – 2,0 см та максимальне – 15 см їх значення, а також значне середньоквадратичне відхилення $\delta = \pm 3,5$ см, при допустимому для сівби $\pm 2,0$ см. Вказані показники глибини загортання насіння впливали, як на якість загортання насіння так і на рівномірність опору сівалки.

Таблиця 3.1 – Техніко-експлуатаційні показники посівного МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi

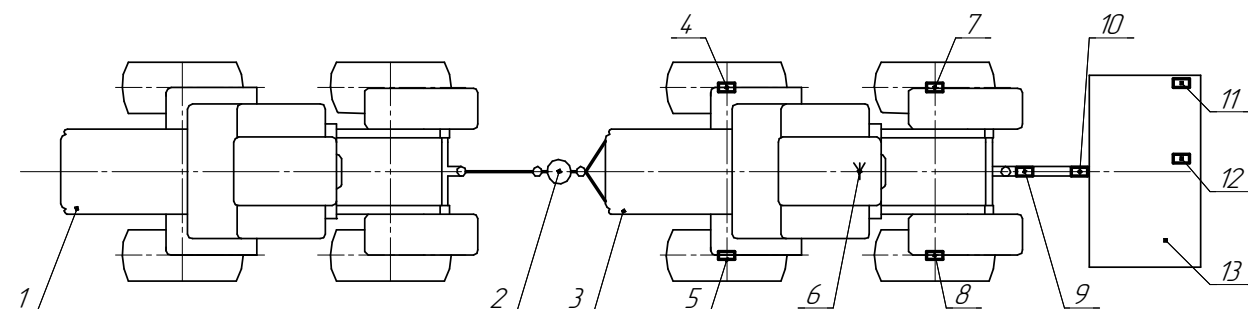
Найменування показника	Значення		
	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
марка енергетичного засобу	ХТЗ-242К.20		
марка сільськогосподарської машини	Vega-8 Profi		
операція	сівба		
тип ґрунту за механічним складом	чорнозем суглинистий		
рельєф	плаский		
площа поля, га	98		
довжина гону, м	1205		
вологість ґрунту, % в шарах, см: 0-10 10-20 20-30	24,0 26,2 28,0		
твердість ґрунту, Н/см ² в шарах, см 0-10 10-20 20-30	1,1 1,4 1,7		
глибина попереднього обробітку ґрунту:			
середня \bar{X} , см	7,0	7,0	7,0
середньоквадратичне відхилення від середньої δ , см	3,3	3,3	3,3
коєфіцієнт варіації, %	47,1	47,1	47,1
мінімальна глибина, см	2,0	2,0	2,0
максимальна глибина, см	15,0	15,0	15,0
ширина захвату, м	5,6	5,6	5,6
робоча швидкість, м/с	2,80	2,91	2,94
продуктивність за 1 год. основного часу, га/год	4,80	5,00	5,05
витрата палива на гектар, кг/га	12,5	12,1	11,9

Робоча швидкість МТА дорівнювала 2,8 м/с, продуктивність – 4,80 га/год та витрата палива – 12,5 кг/га. Встановлення здвоєних коліс на трактор приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 % та зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування трактора дозволяє підвищити швидкість на 5,2 %, а витрата палива знижується на 0,6 кг/га.

3.2 Визначення спектральної щільності тягового опору сівалки

В роботах [2, 8] визначено, що на коливання трактора та МТА впливає

нестабільність тягового опору. Визначимо спектральну щільність тягово зусилля на гаку трактора. Експериментальні дослідження виконано за допомогою зчипки з двох тракторів ХТЗ-242К.20 та ХТЗ-280Т на який агрегатовано та сівалкою Vega-8 Profi [3]. Між тракторами встановлювався динамометр (рис. 3.2).



1, 2, 6, 7 – датчики динаміки колеса переднього лівого, переднього правого, заднього лівого і заднього правого; 3, 5 – інерційно-вимірювальний пристрій ІВП-1, ІВП-2; 4 – антена приймача GPS; 8 – електронний динамометр; 9 – трос

Рисунок 3.2 – Схема установки датчиків

Експериментальні дослідження виконано для трьох швидкостей руху 1,45, 2,3 та 4,08 м/с.

Загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі ХТЗ-242К.20 наведено на рис. 3.3.



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі ХТЗ-242К.20

Однією з характеристик стаціонарного випадкового процесу є спектральна

щільність. У багатьох випадках, особливо при дослідженні стаціонарних випадкових процесів, спектральна щільність є більш зручною характеристикою, на відміну від кореляційної функції [9–11]. Така методика обґрунтована та використана в роботах [75]. Тому для порівняння динамічних показників функціонування елементів агрегатів, таких як прискорення, траєкторії руху та інших параметрів, використовуємо спектральну щільність, що визначається за формулою [45]:

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau, \quad (3.3)$$

де $x(t)$ – випадковий стаціонарний процес;

$R_x(t)$ – кореляційна функція випадкового процесу.

Запропонований алгоритм записано за допомогою R-коду для обчислення в GNU Octave або MATLAB:

```
% y - масив вхідних даних
L = length(y);
NFFT = 2^nextpow2(L);
Y = fft(y,NFFT)/L;
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1);

% Plot single-sided amplitude spectrum.
plot(f, 2*abs(Y(1:NFFT/2+1)), 'b');
```

Визначено залежності тягового зусилля сівалки (рис. 3.4) для яких визначено спектральні щільності тягового зусилля (рис. 3.5).

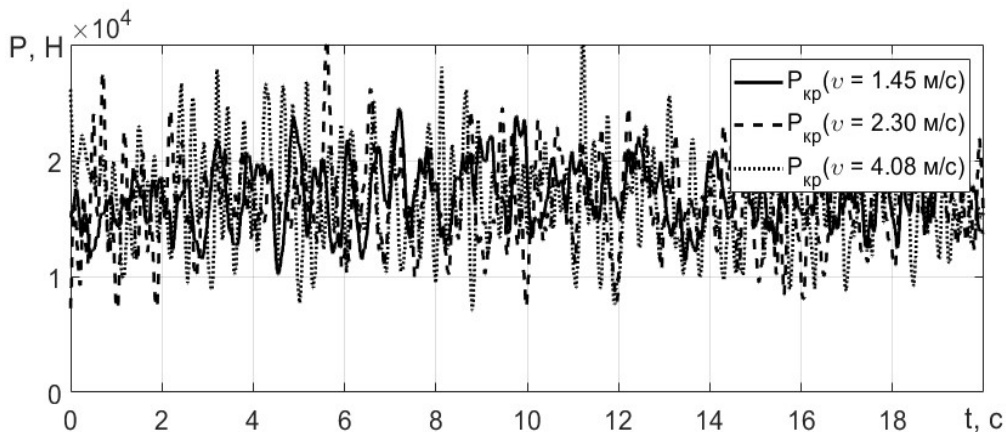


Рисунок 3.4 – Залежності тягового зусилля сівалки від часу

Середнє значення тягового зусилля для трьох дослідів складало $P_{cp} = 18 \text{ кН}$ (рис. 4.4). При швидкості руху $v = 1,45 \text{ м/с}$ розмах коливань тягового зусилля сівалки складав $\Delta P = 13269 \text{ Н}$. З підвищенням швидкості до $2,3 \text{ м/с}$ розмах коливань тягового зусилля підвищився до 18305 Н , а максимальне значення

розмаху 20842 Н спостерігається на швидкості 4 м/с.

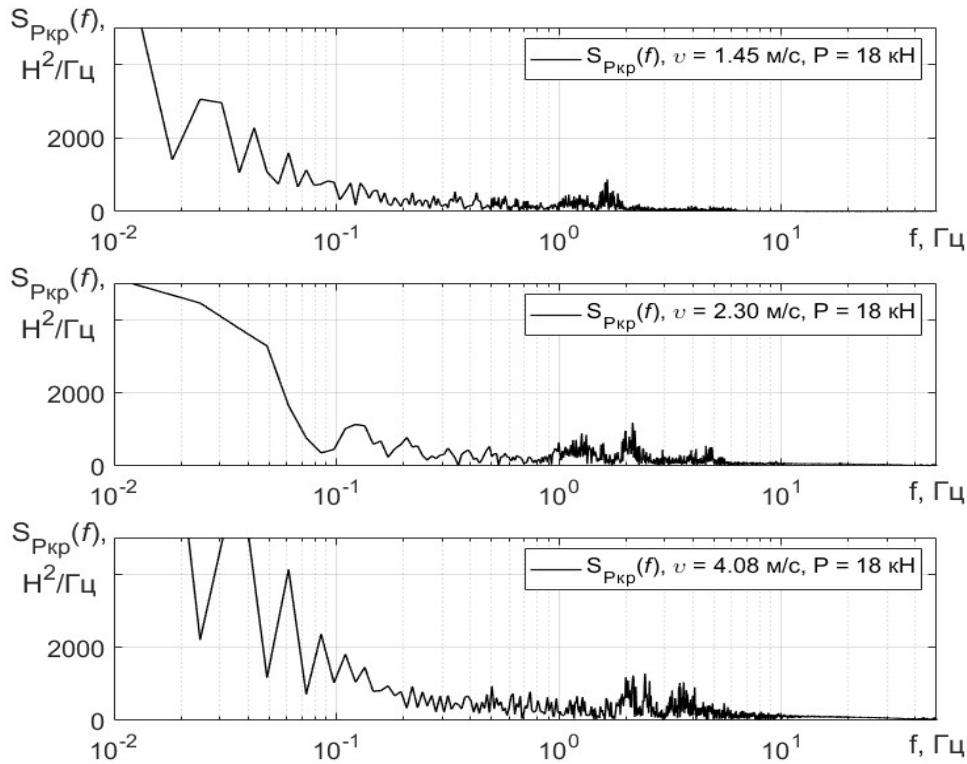


Рисунок 3.5 – Спектральні щільності тягового зусилля сівалки

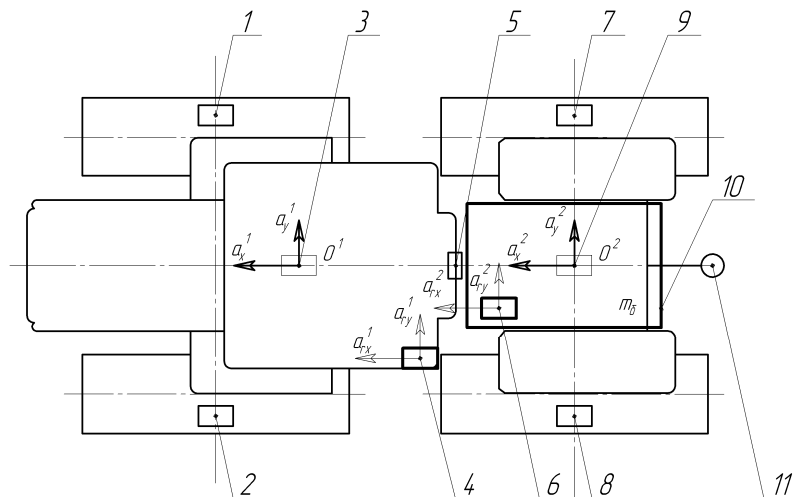
На частотах до 10^{-1} Гц спостерігається підвищення амплітуди спектральної щільності тягового зусилля сівалки до $5000 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ (рис. 3.5). Це явище пов'язано з особливістю розрахунку спектральної щільності тягового зусилля (3.3). При русі зі швидкістю 1,45 м/с спостерігається гармоніка на частоті 1,61 Гц зі значення $770 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ($S_{P_{кр}}(1,61) = 770 \text{ Н}^2/\text{Гц}$). Підвищення швидкості руху до 2,3 м/с приводить до появи трьох гармонік на частотах 1,33 Гц; 2,14 Гц та 4,88 Гц – $S_{P_{кр}}(1,33) = 852 \text{ Н}^2/\text{Гц}$, $S_{P_{кр}}(2,14) = 1182 \text{ Н}^2/\text{Гц}$, $S_{P_{кр}}(4,88) = 517 \text{ Н}^2/\text{Гц}$. При швидкості руху 4,08 м/с також спостерігається три гармоніки на частотах 2,17 Гц; 2,44 Гц та 3,64 Гц – $S_{P_{кр}}(2,17) = 1104 \text{ Н}^2/\text{Гц}$, $S_{P_{кр}}(2,44) = 1208 \text{ Н}^2/\text{Гц}$, $S_{P_{кр}}(3,64) = 1040 \text{ Н}^2/\text{Гц}$. Амплітуди спектральної щільності підвищуються при підвищенні швидкості руху.

3.3 Дослідження впливу швидкості руху та тягового зусилля на коливання трактора

Під час проведення експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К.20 (рис. 3.6), що проходили на навчально-дослідному полі Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (м. Мерефа) [3], було проведено дослідження коливань піврам трактора по трьох осях в залежності від швидкості руху та завантаження враховуючи баластування задньої піврами трактора та двох комплектів колісних систем (одинарні та здвоєні шини).



Рисунок 3.6 – Об’єкт експериментальних досліджень трактор ХТЗ-242К.20



1, 2, 7, 8 – датчики динаміки колеса (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого); 3 – центр мас першої піврами трактора; 4 – ІВП-1; 5 – антена приймача GPS; 6 – ІВП-2; 9 – центр мас другої піврами трактора; 10 – баласт; 11 – датчик тягового зусилля

Рисунок 3.7 – Схема розташування датчиків на тракторі

Трактор при випробуваннях обладнувався інерційним вимірювальним пристроєм (ІВП-1) 6 який був встановлений на першій піврами трактора; інерційним вимірювальним пристроєм (ІВП-2) 7 який був встановлений на другій піврами трактора; датчиками динаміки коліс 8, що розташовані в центрі обертання; електронним динамометром 9. Комунікація між датчиками, інерційно-вимірювальними пристроями та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині 5. Живлення вимірювальної системи здійснювалось від гелевого свинцево-кислотного акумулятора AGM. Дані результатів досліджень зберігаються на носії інформації в обчислювальному модулі 1, що

керуються пультом 2. До модуля під'єднано навігаційний приймач GPS 3. Розташування датчиків на тракторів наведено на рис. 3.7.

На осях обертання коліс встановлювались датчики динаміки 1, 2, 7, 8. Коливання першої пірами трактора визначалось ІВП-1 4, відповідної для другої піврами ІВП-2 6. Ці датчики не можливо розташувати в центрах мас піврам трактора 3 та 9, тому використано методологію компенсації похибки розташування датчиків описану у роботі [75] якою визначено дійсні прискорення в центрах мас піврам трактора. Антена навігаційного приймача 5 розташовано на кабіні трактора симетрично до повздовжньої осі. Трактор укомплектовано баластом 10 вагою 1500 кг який розташовано на другій піврамі трактора. Тягове зусилля вимірювалось електронним динамометром 11.

Результати експериментальних досліджень у вигляді спектральних щільностей віброприскорень піврам трактора наведено на рис. 3.8, 3.9. Дані віброприскорень піврам по трьом осям отримано для тягових зусиль на гаку трактора – $P_1 = 0$ кН, $P_2 = 40$ кН та $P_3 = 35$ кН; швидкостей руху – $v_1 = 1,45$ м/с, $v_2 = 2,3$ м/с, $v_3 = 4,08$ м/с.

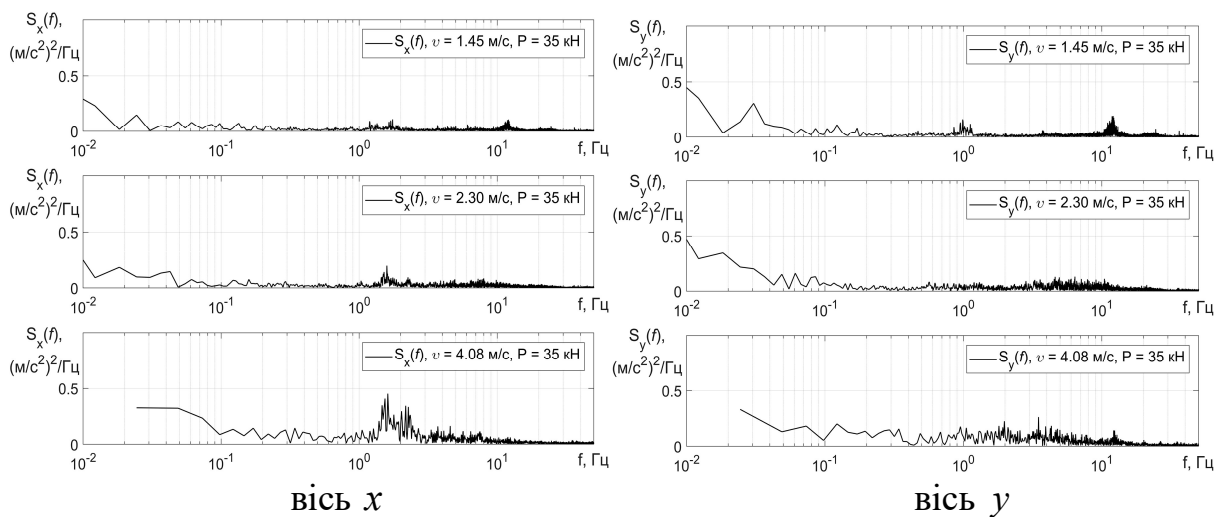


Рисунок 3.8 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (осі x та y) при $P_{кр} = 35$ кН для швидкостей $v_1 = 1,45$ м/с, $v_2 = 2,3$ м/с, $v_3 = 4,08$ м/с

Спектральні щільності віброприскорень першої піврами трактора по осям x та y для тягових зусиль від 0 до 40 кН та швидкостей руху від $v_1 = 1,45$ м/с до $v_3 = 4,08$ м/с не перевищують $0,5$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ (рис. 3.8).

По осі z відбувається підвищення спектральної щільності віброприскорень першої рами трактора до $1,0$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ на частоті $2,1$ Гц, а також $S_z(f) = 0,25$ $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ при $f = 11$ Гц (рис. 3.9).

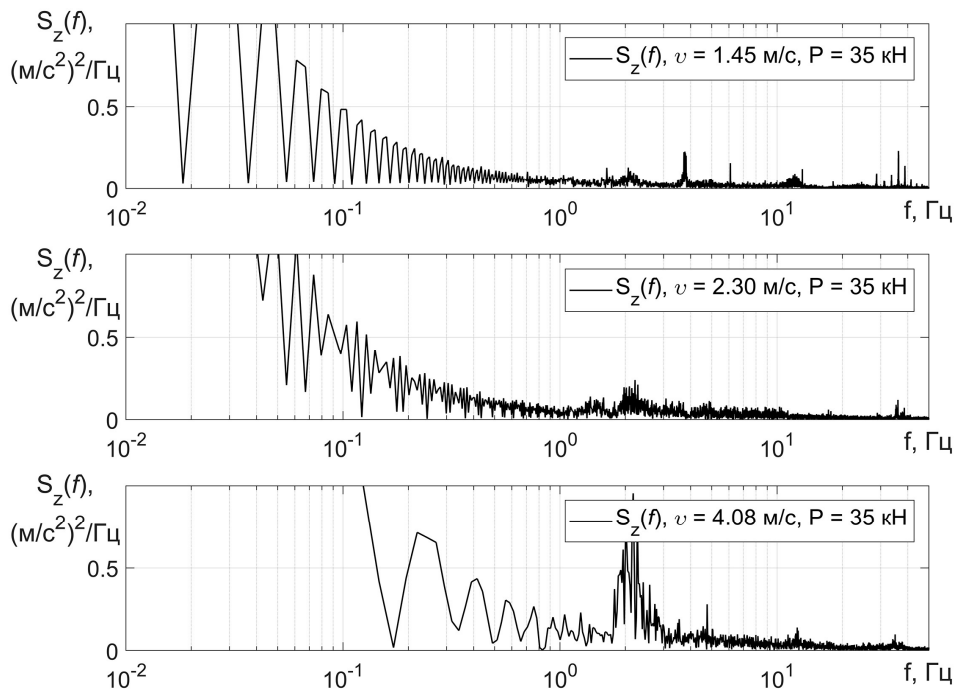


Рисунок 3.9 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (вісь – z) при $P_{кр} = 35$ кН для швидкостей $v_1 = 1,45$ м/с, $v_2 = 2,3$ м/с, $v_3 = 4,08$ м/с

Коливання другої піврами трактора мають більшу енергію у більш широкому спектрі. По осям x , y та z спостерігається підвищення значень спектральної щільності до $1,1$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ для всіх режимів роботи трактора. Спектральна щільність віброприскорень по осі z має суттєве збільшення до $1,1$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ на частоті 41 Гц та швидкості руху $v_1 = 1,45$ м/с.

3.4 Експериментальна оцінка впливу типу рушіїв та баластування на тягові показники трактора

Експериментально визначено вплив типу рушіїв на тягово-енергетичні показники трактора ХТЗ-242К.20. Трактор було обладнано одинарними та здвоєними колісними системами. Для експериментальних досліджень використано розроблену вимірювальну систему загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі наведено на рис. 3.3.

Отримано залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для одинарних та здвоєних колісних систем (рис. 3.10) для трактора який не обладнано баластом.

Експериментально оцінено вплив баластування задньої піврами трактора ХТЗ-242К на його динаміку. Задня піврама трактора довантажувалась баластом вагою 1500 кг. Дослідження проведено як для одинарних, так і здвоєних колісних систем. Отримано залежності буксування коліс трактора без баласту та баластом масою 1500 кг від тягового зусилля (рис. 3.11).

Наведено залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для

різних типів колісних систем та баластуванням (рис. 3.12).

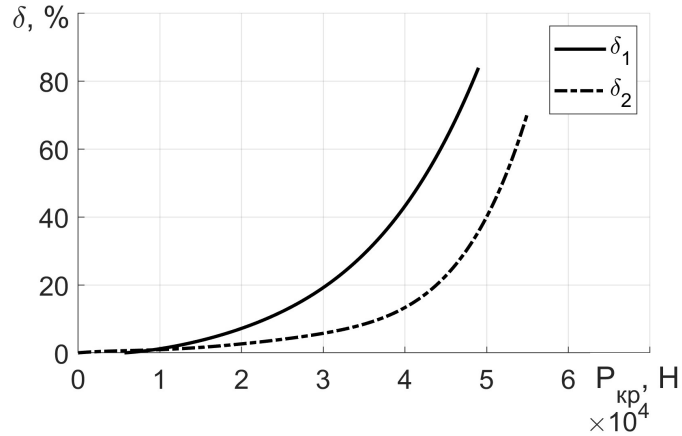


Рисунок 3.10 – Залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для одинарних (δ_1) та здвоєних (δ_2) колісних систем

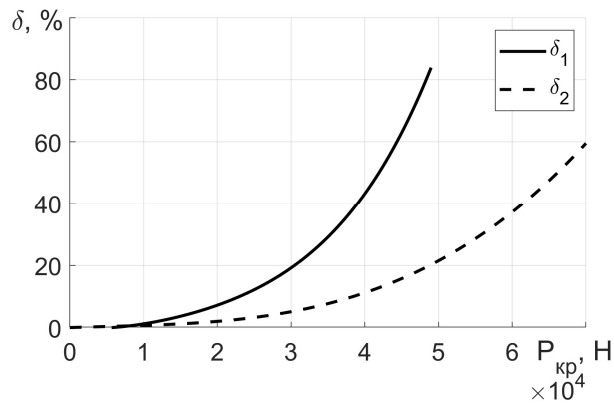
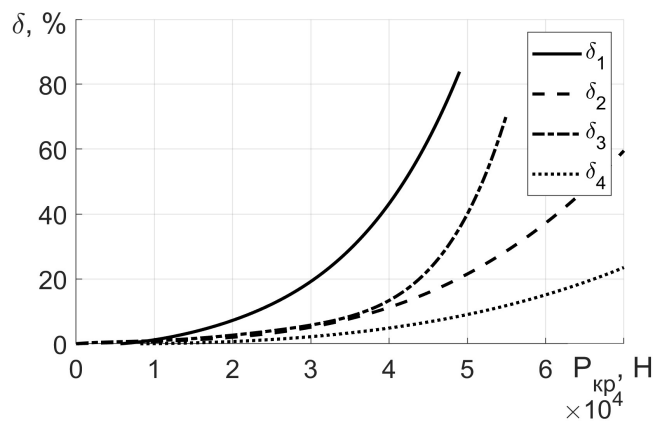


Рисунок 3.11 – Залежності буксування коліс трактора без баласту (δ_1) та баластом масою 1500 кг (δ_2) від тягового зусилля



δ_1 – одинарні колісні системи без баласту; δ_2 – одинарні колісні системи з баластом; δ_3 – здвоєні колісні системи без баласту; δ_4 – здвоєні колісні системи з баластом

Рисунок 3.12 – Залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля

Для трактора ХТЗ-242К на одинарних колесах без баласту залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta_1 = 2 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^4 - 1 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^3 + 4 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр}; \quad (3.4)$$

для здвоєних коліс без баласту залежність буксування має вигляд:

$$\delta_2 = 8 \cdot 10^{-22} \cdot P_{кр}^5 - 7 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^4 + 2 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^3 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр}; \quad (3.5)$$

для одинарних коліс з баластом залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta_3 = 2 \cdot 10^{-13} \cdot P_{кр}^3 - 3 \cdot 10^{-9} \cdot P_{кр}^2 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot P_{кр}; \quad (3.6)$$

та для здвоєних коліс з баластом:

$$\delta_4 = 2 \cdot 10^{-19} \cdot P_{кр}^4 + 3 \cdot 10^{-14} \cdot P_{кр}^3 + 2 \cdot 10^{-9} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot P_{кр}. \quad (3.7)$$

Найнижче значення буксування (рис. 4.12) спостерігається для тракторів ХТЗ-242К на здвоєних колесах з встановленим баластом. Однак, при тягових зусиллях понад 60 кН при проведенні випробувань спостерігалось пробуксовування муфт коробки передач. Найбільше значення буксування спостерігається у тракторів в стандартній комплектації на одинарних колесах без баласту.

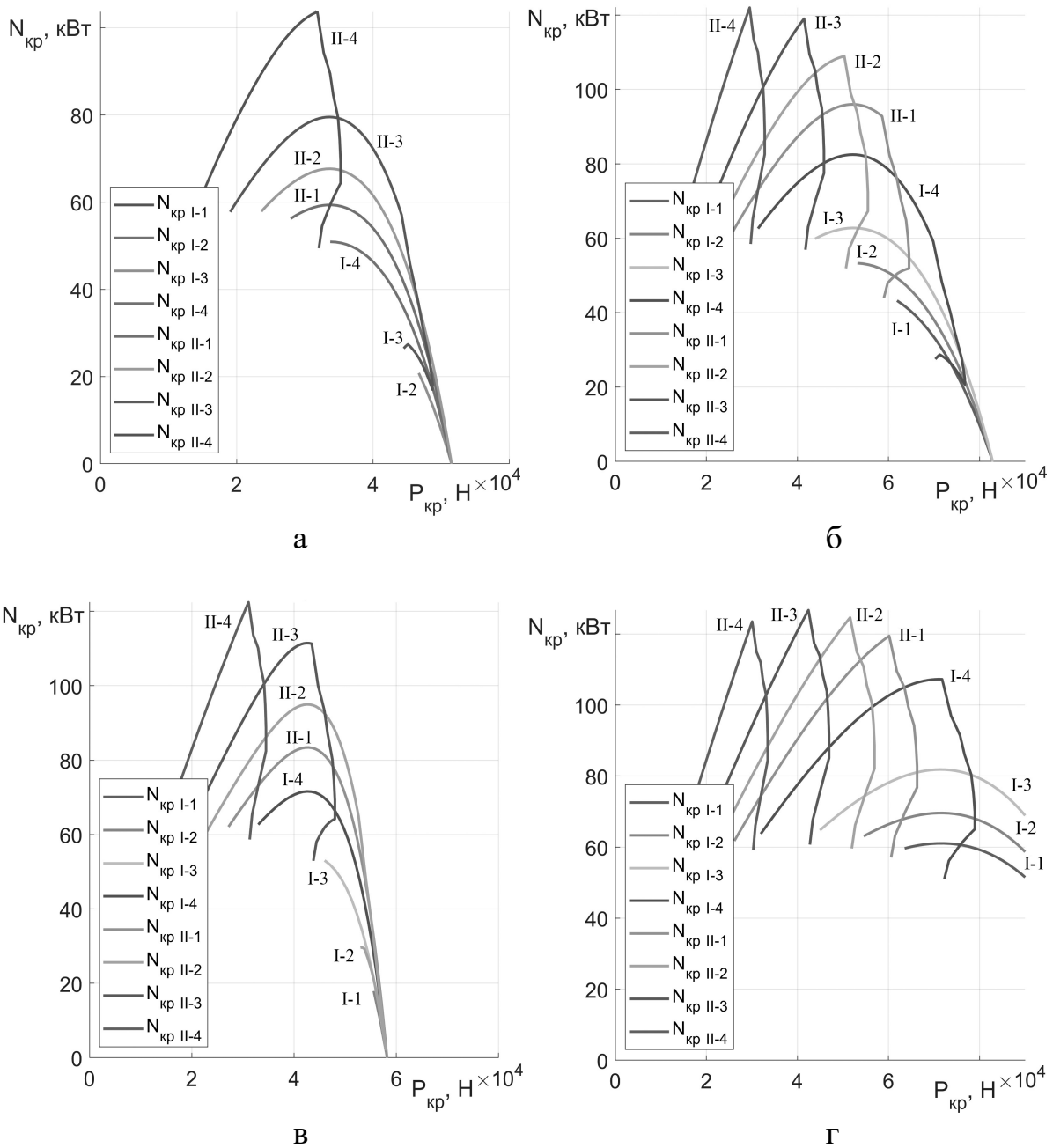
Експериментальними дослідженнями визначено тягову потужність трактору ХТЗ-242К (рис. 4.13).

Для трактора ХТЗ-242К на одинарних колесах без баласту (рис. 4.13, а) максимальна тягова потужність $N_{кр} = 121$ кВт досягається при швидкості $v = 12$ км/год, тяговому ККД $\eta_T = 0,68$ і силі тяги на гаку $P = 30,2$ кН. Максимальне значення буксування коліс трактора $\delta = 15\%$ досягається при силі тяги на гаку $P = 30,2$ кН.

Максимальна тягова потужність 122 кВт для трактора на одинарних колесах з баластом (рис. 3.13, б) досягається при швидкості 15 км/год, тяговому 0,68 та силі тяги на гаку 29 кН. Максимальне допустиме значення буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 45 кН.

Трактор ХТЗ-242К на здвоєних колесах без баласту (рис. 3.13, в) розвиває максимальна тягова потужність 121 кВт при швидкості 14,5 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 32 кН. 15% буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 42 кН.

Застосування здвоєних коліс та баласту (рис. 3.13, г) дозволяє розвинути трактором максимальну тягову потужність 126 кВт при швидкості 11–15 км/год, тяговому ККД 0,72 та силі тяги на гаку 35–45 кН. Максимальне значення буксування коліс за агротехнічними вимогами 15% досягається при силі тяги на гаку 60 кН. Однак, не рекомендується експлуатація трактора з тяговими зусиллями понад 60 кН так, як знижується надійність його вузлів.



а – одинарні колеса без баласту; б – одинарні колеса з баластом; в – здвоєні колеса без баласту; г – здвоєні колеса з баластом

Рисунок 3.13 – Тягова потужність трактора ХТЗ-242К

На тягових зусиллях понад 45 кН трактори серії ХТЗ-240К без баласту з одинарними або здвоєними колісними системами схильні до галлопірованню.

В результаті аналізу даних тягових випробувань тракторів серії ХТЗ-240К рекомендується обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

3.5 Перевірка адекватності математичної моделі динаміки

Підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні виконано за допомогою метода розробленого у роботі [75]. Сутність методу полягає у порівнянні значень спектральних щільностей досліджуваних процесів отриманих під час теоретичних та експериментальних досліджень. Застосовуючи метод порівнюємо спектральні щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі, що розраховані математичною моделлю динаміки агрегату та отримані експериментально при $v = 1,45$ м/с та тягових зусиллях 0 і 35 кН (рис. 3.14).

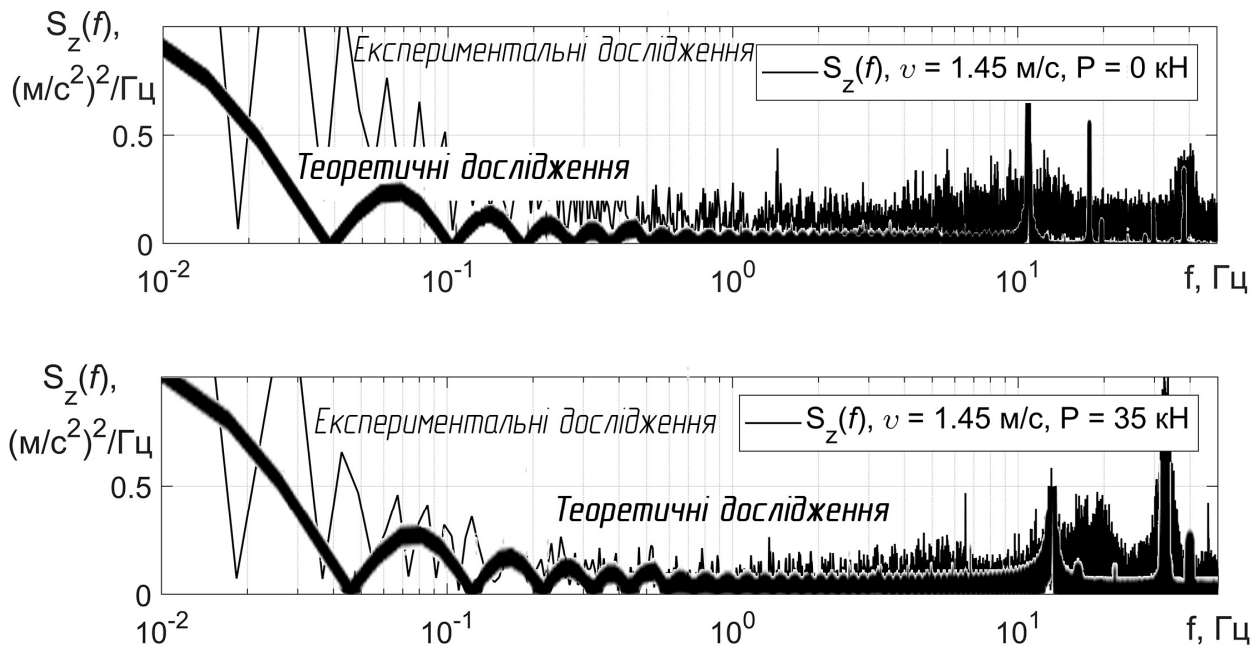


Рисунок 3.14 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі отримані теоретично та експериментально

На частотах вище 0,1 Гц різниця по значенню спектральної щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора складає не більше 11 % для тягових зусиль 0 та 35 кН (рис. 3.14), різниця по частоті у гармонік 11 Гц та 38,5 Гц складає 0,08-0,1 Гц. Відповідно розроблену математичну модель динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні необхідно вважати адекватною.

3.6 Валідація методу оцінки динаміки трансмісії трактора

Перевірка адекватності математичних моделей базується на перевірці статистичної гіпотези щодо рівності дисперсій неадекватності та експериментальних похибок (критерій Фішера). При теоретичних дослідженнях динаміки ЕЗ, зокрема дослідженнях динаміки трансмісії машини, перевірка

адекватності розробленої математичної моделі не можливо через використання критерія Фішера [22]. Валідацію методу оцінки динаміки трансмісії повнопривідної колісної ЕЗ виконано порівнянням кутових швидкостей обертання коліс та дотичних сил тяги, що визначені експериментально та розраховані теоретично (рис. 3.15, 3.16). Метод валідації описано у роботі [22] та перевірений дослідниками [19, 20], де була підтверджена його ефективність.

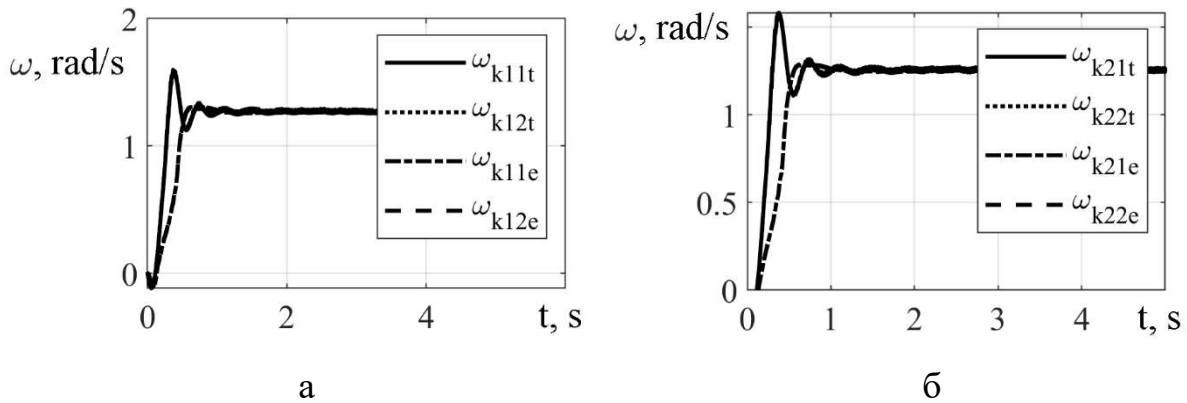


Рисунок 3.15 – Залежності кутових швидкостей обертання передніх та задніх коліс тягово-транспортної машини від часу, отриманих підчас теоретичних та експериментальних досліджень: *a* – кутові швидкості обертання передніх коліс; *б* – кутові швидкості обертання задніх коліс; ω_{k11t} , ω_{k12t} , ω_{k21t} , ω_{k22t} – кутові швидкості обертання коліс (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого) тягово-транспортної машини, що визначені теоретично та експериментально ω_{k11e} , ω_{k12e} , ω_{k21e} , ω_{k22e} для відповідних коліс

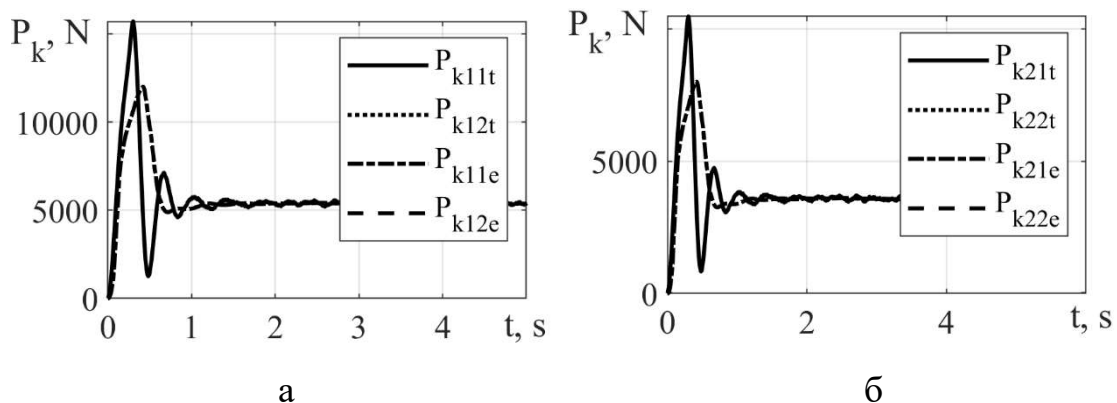


Рисунок 3.16 – Залежності дотичної сили тяги на колесах передніх та задніх колесах тягово-транспортної машини від часу, отриманих підчас теоретичних та експериментальних досліджень: *a* – дотичні сили тяги на передніх колесах; *б* – дотичні сили тяги на задніх колесах; P_{k11t} , P_{k12t} , P_{k21t} , P_{k22t} – дотичні сили тяги на колесах машини (передньому лівому, передньому правому, задньому лівому та задньому правому), що визначені теоретично та експериментально P_{k11e} , P_{k12e} , P_{k21e} , P_{k22e}

Кутові швидкості обертання визначені роботі трактора на 2й передачі III

діапазону під час розгону трактора до швидкості руху $v=10,2$ км/год. Кутові швидкості обертання коліс машини, що визначені під час експериментальних досліджень складають $\omega_{k11e}=1,27$ рад/с, $\omega_{k12e}=1,29$ рад/с, $\omega_{k21e}=1,23$ рад/с, $\omega_{k22e}=1,24$ рад/с при $t>1$ с (рис. 3.15). Розбіжність між результатами отриманими теоретично ω_{k11t} , ω_{k12t} , ω_{k21t} , ω_{k22t} та експериментально ω_{k11e} , ω_{k12e} , ω_{k21e} , ω_{k22e} складає 2 %, тобто відповідає відносній похибці вимірювання кутових швидкостей датчиками динаміки колеса.

Під час експериментальних досліджень визначені дотичні сили тяги на колесах машини та порівняно з теоретичними результатами (рис. 3.16).

Дотичні сили тяги на передніх колесах досліджуваної машини, що визначені під час експериментальних досліджень (при $t>1$ с) дорівнюють $P_{k11e}=P_{k12e}=5406$ Н, на задніх колесах ЕЗ – $P_{k21e}=P_{k22e}=3403$ Н (рис. 3.16). Різниця між значеннями дотичних сил на колесах машини отриманими теоретично P_{k11t} , P_{k12t} , P_{k21t} , P_{k22t} та експериментально P_{k11e} , P_{k12e} , P_{k21e} , P_{k22e} не перевищує 2 %. Тому метод дослідження оцінки динаміки трансмісії повнопривідної ЕЗ необхідно вважати валідним. Необхідно зауважити, що перехідні процеси що відбуваються в досліджуваному тракторі та математичній моделі мають відмінності на початку руху (при $t<1$ с).

3.7 Впровадження результатів дослідження у виробництво

ПАТ «ХТЗ» серійно виготовляє трактор ХТЗ-248К.20, який є подальшою модернізованою версією трактора Т-150К. У процесі створення застосовувалися новітні технології, які дозволили модифікувати трансмісію, гідравліку, а також навісну систему для ефективного використання трактора з сучасними високошвидкісним сільськогосподарським знаряддям. Трактор має оригінальний, новий ергономічний дизайн в поєднанні з новим облицюванням, що дозволяє збільшити робочу зону видимості оператора, а також спростити доступ до основних вузлів.

Загальновизнано, що тягова ефективність – це показник, що характеризує використану потужність трактором для виконання тягових операцій на полі [24, 26]. Підвищення тягової ефективності, що приводить до зниження витрат за рахунок економії палива та підвищення продуктивності трактора, як правило, не потребує інвестицій в нове обладнання. Час, витрачений на поліпшення тягової ефективності, забезпечує економію палива та підвищену продуктивність.

На думку ряду авторів, легко забаластовані трактори і мінімальний рівень тиску повітря в шинах забезпечують безпечну роботу та задовільний термін служби шин, а також захищають ґрунт [20, 112]. Надвисокий тиск повітря в шинах є загальною причиною низької тягової ефективності та переущільнення ґрунту. Значні сили від кочення шин та сверхзабаластованого трактора ущільнюють ґрунт, стискають його частки, що призводить до зниження пористості.

Конструкторами Харківського тракторного заводу запропоновано баластувати трактор шляхом встановлення складальних вантажів у нішу диска

колеса, а також розміщувати їх на задній напіврамі в міжколісному просторі (рис. 4.15).



Рисунок 3.17 – Трактор ХТЗ-248К.20
з встановленим баластом на рамі та задніх колесах

Розроблено та виготовлено складальні вантажі з різною масою, які мають вагу від 55 до 75 кг. Таким чином фермер може підібрати оптимальну вагу для виконання тієї чи іншої операції.

Другий варіант баластного вантажу загальною вагою 1100 кг конструктори впровадили на задню частину напіврами в міжколісному простір, що виконано у формі набраних частин.

Подібне конструкторське рішення є оптимальним для довантаження як задньої, так і передньої частин трактора. При цьому знижується навантаження на його вузли і механізми. Це дозволяє виконувати енергоємні тягові роботи (наприклад, оранка), істотно знижує буксування, а також зменшує витрату палива та збільшує тягово-зчіпні властивості трактора.

Правильний вибір баласту і тиску повітря в шинах сприяє підвищенню тягової ефективності, терміну служби трансмісії трактора, зниження ущільнення ґрунту і, як наслідок, підвищенню прибутковості.

3.8 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження проведено для досягнення завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення опору кочення трактора, оцінки спектральної щільності тягового опору в залежності від швидкості руху та навантаження, визначення впливу баластування та здвоєних колісних систем на тягові показники трактора. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi.

2. Під час сівби вологість ґрунту в шарі заробки насіння (5-10 см) складала 26-27,0%. Середньоквадратичне відхилення глибини загортання насіння складало $\delta = \pm 3,5$ см, при допустимому для сівби $\pm 2,0$ см. Робоча швидкість МТА дорівнювала 2,8 м/с, продуктивність – 4,80 га/год та витрата палива – 12,5 кг/га. Встановлення здвоєних коліс на трактор приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 % та зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування трактора дозволяє підвищити

швидкість на 5,2 %, а витрата палива знижується на 0,6 кг/га.

3. Віброприскорення піврам по трьом осям отримано для тягових зусиль на гаку трактора 0 кН, 35 кН, 40 кН та швидкостей руху 1,45 м/с, 2,3 м/с, 4,08 м/с. Спектральні щільності віброприскорень першої піврами трактора по осям x та y для тягових зусиль від 0 до 40 кН та швидкостей руху від $v_1 = 1,45$ м/с до $v_3 = 4,08$ м/с не перевищують $0,5$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$. На вісі z відбувається підвищення спектральної щільності віброприскорень першої рами трактора до $1,0$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ на частоті 2,1 Гц, а також $S_z(f) = 0,25$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ при $f = 11$ Гц. Коливання другої піврами трактора мають більшу енергію у більш широкому спектрі. По осям x , y та z спостерігається підвищення значень спектральної щільності до $1,1$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ для всіх режимів роботи трактора. Спектральна щільність віброприскорень по осі z має суттєве збільшення до $1,1$ $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ на частоті 41 Гц та швидкості руху 1,45 м/с.

3. Максимальна тягова потужність 122 кВт трактором ХТЗ-242К розвивається на одинарних колесах з баластом при швидкості 15 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 29 кН. Максимальне допустиме значення буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 45 кН. На здвоєних колесах без баласту трактор розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при швидкості 14,5 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 32 кН. 15% буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 42 кН.

4. Встановлено, що на тягових зусиллях понад 45 кН трактори серії ХТЗ-240К без баласту з одинарними або здвоєними колісними системами схильні до галлопірованню. З аналізу даних тягових випробувань трактори серії ХТЗ-240К рекомендується обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

5. Підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної виконано порівнянням спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі, що розраховані теоретично та отримані експериментально. На частотах вище 0,1 Гц різниця по значенню спектральної щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора складає не більше 11 % для тягових зусиль 0 та 35 кН, різниця по частоті у гармонік 11 Гц, 38,5 Гц складає 0,08 та 0,1 Гц. Відповідно розроблену математичну модель динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні є адекватною.

6. Конструкторами Харківського тракторного заводу запропоновано баластувати трактор шляхом встановлення складальних вантажів у нішу диска колеса, а також розміщувати їх на задній напіврамі в міжколісному просторі. Розроблено та виготовлено складальні вантажі з різною масою, які мають вагу від 55 до 75 кг. Подібне конструкторське рішення є оптимальним для довантаження як задньої, так і передньої частин трактора. При цьому знижується навантаження на його вузли і механізми. Це дозволяє виконувати енергоємні тягові роботи (наприклад, оранка), істотно знижує буксування, а також зменшує витрату палива та збільшує тягово-зчіпні властивості трактора.

ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється в підвищенні ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату зниженням коливань елементів. Це дозволило підвищити продуктивність агрегату через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

На основі проведеного дослідження зроблені наступні висновки:

1. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задачею зниження коливань елементів багатоелементного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних колісних систем та баластуванням з урахуванням профілю опорної поверхні. Підвищення продуктивності МТА призводить до збільшення динамічної навантаженості елементів агрегату, підвищення рівня коливань та вібрацій. Коливання елементів агрегатів, які виникають при виконанні технологічних операцій, призводять до порушення агротехнічних вимог, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ.

2. Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності експлуатації МТА в складі енергетичного засобу шарнірно-з'єднаної компоновки та напівпричіпної сівалки. За допомогою розробленої математичної моделі руху МТА обґрунтовано взаємозв'язок динаміки та форми профіля опорної поверхні з урахуванням коливань елементів в тривимірному просторі, що дозволила визначити проекції швидкостей та кути орієнтації елементів агрегату. Закономірності відрізняються від відомих врахуванням типу колісних систем та баластування ЕЗ.

3. Рух елементів МТА супроводжується коливальними процесами. Розмах коливань кута повороту рами ЕЗ навколо осі x складає 0,07 рад, період – 0,63 с; коливання навколо осі y мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами ЕЗ у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням $2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; друга гармоніка $S_{az1}(23,44) = 0,386 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; третя – $S_{az1}(35,3) = 0,144 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ та четверта – $S_{az1}(42,87) = 0,24 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка $S_{az2}(23,44) = 0,107 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$; третя – $S_{az2}(35,3) = 0,031 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ та четверта – $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$.

4. Встановлення на задню півраму ЕЗ баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021 $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц. Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058 $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$.

5. Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при $P_{кр} = 13000 \text{ Н}$, з 33,5 до 10,3 % при $P_{кр} = 32000 \text{ Н}$ та з 41,8 до 15,9 % при $P_{кр} = 35300 \text{ Н}$. Максимальна тягова потужність ЕЗ на одинарних

колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах з баластом 122 кВт – при швидкості $v = 15$ км/год; ЕЗ на здвоєних колесах без баласту розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при $v = 14,5$ км/год.

6. Точність визначення буксування коліс ЕЗ розробленим датчика динаміки колеса складає 1%. Датчик обладнано трьохосьовими магнітометром, акселерометром та гіроскопом. Розроблено метод динамічного тарування датчику динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями.

7. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень МТА у складі ХТЗ-242К.20 + Vega-8 Profi встановлено, що застосування здвоєних коліс на тракторі приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 %, зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування – приводить до підвищення швидкості на 5,2 %, зниження витрати палива на 0,6 кг/га. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі та теоретичними не перевищує 11 %.

8. Застосування здвоєних колісних систем забезпечує річний економічний ефект на сівбі – 50730 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,68 р. Баластування трактора вагою 1500 кг забезпечує річний економічний ефект – 64260 грн з окупністю додаткових капіталовкладень – 0,23 р. Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 932 тис. грн та ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» Індустріальної групи УПЕК. Прийняті до використання у ТОВ «ХарківАгро-2000» та селянське (фермерське) господарство «Кристина». Впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Lukjanov, S. Diundik O. Kis. Study of the dynamics of the machine-tractor unit with taking into account the influence of the profile of the support surface. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. № 1. Vol. 7(109). P. 51-62.
2. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, №9. 2017. С 103-107.
3. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Циганенко М. О., Качанов В. В., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2018. №1(9). С. 6-15.
4. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В., Никифоров А. О., Богданович С. А., Лук'яненко О. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 190. С. 243-250.
5. I. Galych. Results of experimental researches of tractor fluctuations KhTZ-242K.20. *ТЕКА. Commission and energetics in agricultures*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol 18. № 4. P. 35-40.
6. Галич І. В., Антощенко Р. В., Антощенко В. М. До дослідження динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою і урахуванням нерівності опорної поверхні. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2019. № 2 (12). С. 28-37.
7. Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-243К. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. 2019. С. 181-187.
8. Галич І. В. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник*. Кам'янець-Подільський, 2019, Вип. 30. С. 72-79.
9. Галич І. В., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Дюндик С. М., Жарко Ю. Г. Динаміка одинарних та здвоєних колісних систем трактора у вертикальному напрямку. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2020. №4(18). С. 14-23.
10. Галич І. В. Підвищення ефективності експлуатації сільсько-господарських агрегатів зниженням коливань його елементів. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XXI міжнар. наук. конф.* (м. Харків, 17-18 жовтня 2020 року). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 231-232.
11. Галич І. В. Аналіз джерел коливань машинно-тракторних агрегатів.

Аграрна наука та освіта в умовах євроінтеграції: збірник наукових праць міжнар. наук.-практ. конф. Ч.2. (20-21 березня 2019 р., м. Кам'янець-Подільський). Тернопіль: Крок, 2019. С. 16-17.

12. Антощенко Р. В., Галич І. В. Дослідження коливань елементів машино-тракторного агрегату. *Експлуатаційна та сервісна інженерія: зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф.*, м. Харків, 15-16 жовтня 2020 р. ХНТУСГ, С. 92-93.

13. Сурядний В.О., Галич І.В., Антощенко В.М., Антощенко Р.В. Тягова динаміка трактора ХТЗ-243К. *«Молодь і технічний прогрес в АПВ» Інноваційні розробки в аграрній сфері* : матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (м. Харків, 12-13 квітня 2018 року). Харків: ХНТУСГ, Том 2, 2018. С. 15.

14. Корсун А.О., Тюпа Д.В., Колодяжний І.О., Антощенко Р.В., Галич І.В. Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні*: матеріали VII всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих учених і здобувачів вищої освіти. м. Миколаїв, 24-26 квітня 2019 року. Миколаїв: МНАУ. 2019. С 46-57.

15. Пат. 128467 Україна, МПК G01P 3/44 (2006.01) G01P 15/14 (2013.01) G01V 7/00. Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини / Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Галич І. В., Кашин Д. В.; заявник Антощенко Р. В., Антощенко В. М. – № u 2017 12480; заяв. 15.12.2017; надрук. 25.09.2018, Бюл. № 18.

16. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Галич І. В., Антощенкова В. В., Козлов О. С.. Україна: ринок сільськогосподарської техніки. Аналіз та перспективи. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2019. Вип. 198. С. 194-200.

17. Антощенко В. Н., Антощенко Р. В., Галич І. В., Кулик О. Ю. Мехатронное мотор-колесо. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація: матер. всеукр. наук.-практ. конф.* Харків: ХНТУСГ. 2018. С. 56-57.

18. Дюндик С. М., Кісь В. М., Галич І. В., Обґрунтування методу дослідження динаміки автомобіля спеціального призначення. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. С. 292–300.

19. R. Antoshchenkov, A. Nikiforov, I. Galych, V. Tolstolutskyi, V. Antoshchenkova, S. Diundik. Solution of the system of gas-dynamic equations for the processes of interaction of vibrators with the air. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 2, № 7 (104). 2020. P. 67–73.

20. Макеева, Ю. Н. Регулирование степени балластирования колесных тракторов на обработке почвы. *Инновационные тенденции развития Российской науки: мат-лы VIII Международной научно-практической конференции молодых ученых*. Красноярский государственный аграрный университет. Красноярск, 2015. С. 163-164.

21. Гурылев, Г. С. Князев Д. А. Мощные тракторы в сельском хозяйстве. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2012. №2. С. 23-27.

22. Селиванов Н. И. Макеева Ю. Н. Рациональное использование

енергонасыщенных колесных тракторов в технологиях почвообработки. *Вестник КрасГАУ*, 2017. №3 С. 58-65.

23. Селиванов Н. И., Запрудский В. Н., Макеева Ю. Н. Тенденции развития и использования мощных тракторов. *Проблемы развития АПК Саяно-Алтая: мат-лы Международной научно-практической конференции*. Абакан: ООО «Фирма «Март», 2015. С. 153-157.

24. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. 504 с.

25. Лебедев А. Т. Научно-инновационные аспекты теории трактора. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2015. Вип. 156. С. 272-281.

26. Лебедев А. Т. Макаренко М. Г. Тягни-штовхай, або головна концепція трактора. *Агробізнес сьогодні*. 2016. № 9. С. 84-86.

27. Золотаревская Д. И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора и уплотнения почвы при выполнении трактором полевых работ. *Международный журнал экспериментального образования*. 2015. №12(1). С. 92-93.

28. Драгайцев В. И. Техническая оснащенность сельского хозяйства России, США, Канады и Германии. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2010. №1. С. 21-26.

29. Нефедов А. М. Мониторинг технического уровня перспективных отечественных тракторов для аграриев. *Основные средства*. 2012. №10.

30. Нефедов А. М. Парад новинок зарубежных сельхозтракторов средней и высокой мощности. *Основные средства*. 2013. №5.

31. Мельник В. І. Наукові основи екологічно ощадних технологій і технічних засобів для внесення рідких добрив та хімзахисту рослин: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2010. 516 с.

32. Надикто В. Т. Енергонасиченість тракторів та шляхи її реалізації. *Техніка і технології АПК*. 2011. №9. С. 8-11.

33. Надикто В. Т. Агрегативання як розділ землеробської механіки. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 4. С. 11-14.

34. Коваль С., Погорілий В., Шейченко В., Гусар В., Любченко С. Оцінка рівня технічного забезпечення систем обробітку ґрунту та посіву. *Техніка АПК*. 2007. №10. С. 10-11.

35. Адамчук В. В. Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кюрчев В. М. Теоретичне обґрунтування типу колісних сільськогосподарських тракторів для України. *Вісник аграрної науки*. 2017. №1. С. 43-47.

36. Андреев Ю. М. Аналитическое компьютерное построение первых интегралов уравнений движения дискретных механических систем. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*, Харків, 2017. № 30. С. 5-11.

37. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра

Василенка. Харків, 2014. 317 с.

38. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 317 с.

39. Кюрчев В. М. Механіко-технологічні основи агрегатування орно-просапних тракторів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11, Нац. акад. аграр. наук України, Нац. наук. центр "Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва". Глеваха, 2015. 440 с.

40. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 374 с.

41. Самородов В. Б., Краснокутський В. М., Гриненко Г. Г. Оптимізація параметрів конструкцій колісних тракторів при агрегуванні змінним навісним обладнанням і в транспортному режимі для середнього фермерського господарства. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 192. С. 118-123.

42. Виттенбург И. С. Динамика систем твердых тел. М.: Мир, 1980. 292 с.

43. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т.1. Колебания линейных систем / И. И. Артоболевский, А. Н. Боголюбов, В. В. Болотин и др.; под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

44. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.

45. Бендат Д., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М.: Мир, 1974. 463 с.

46. O. BauChau, G. Damilano, N. Theron. Numerical integration of non-linear elastic multi-body systems. *Journal for Numerical Methods in Engineering*. 1995. V. 38. P. 2727-2751.

47. A. Shabana. Dynamics of Multibody Systems. New York, NY, Cambridge University Press, 2005. 393 p.

48. R. Schwerin. Multibody System Simulations. *Numerical Methods, Algorithms and Software*. Springer, 1999. 342 p.

49. James B. McConville. Introduction to Mechanical System Simulation Using Adams. SDC Publications, 2015. 152 p.

50. Computer Aided Design Software, Inc. DADS. User's Guide, 1992. 241 p.

51. M. Sayers. AUTOSIM. *Supplement to Vehicle System Dynamics*. 1993. V. 22. P. 53-56.

52. Горобцов А. С. Разработка методов анализа пространственной кинематики и динамики механизмов и машин с произвольной структурой и нелинейными связями: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.18. М.: ИМАШ, 2002. 404 с.

53. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел. Брянск: БГТУ, 1997. 156 с.

54. Карпенко А. П., Мухлисуллина Д. Т., Овчинников В. А. Разработка математической модели двигателя внутреннего сгорания с использованием

программного комплекса PRADIS. *Наука и образование*. 2009. № 1.

55. Бойков В. Г., Юдаков А. А. Моделирование динамики системы твердых и упругих тел в программном комплексе EULER. *Информационные технологии и вычислительные системы*. 2011. № 1. С. 42-52.

56. Андреев Ю. М., Морачковский О. К. Компьютерное моделирование неголономных систем твердых тел на основе принципа Даламбера-Лагранжа. *Прикл. механика*. 2006. Т.42. №9. С. 106-115.

57. Андреев Ю. М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. Харків: «ХПІ», 2009. 40 с.

58. Агейкин Я. С., Вольская Н. С. Теория автомобиля: учеб. пособие. М.: МГИУ, 2008. 318 с.

59. A. Elliot, G. Wheeler, H. Hodges. Validation of ADAMS models of two USMC heavy logistics vehicle design variants. *International ADAMS User Conference*. Novi, Michigan, USA, 2001. 110(2). P. 305-315.

60. G. Schade, S. Hamill. Vehicle Ride Analysis of a Tractor-Trailer. *International ADAMS User Conference*. Orlando, Florida, USA, 2000. P. 385-404.

61. Линник Д. А. Повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Могилев, 2017. 25 с.

62. Griffin M. J. Handbook of human vibration. London: Academic Press, 1990. 998 p.

63. Вольская Н. С., Жилейкин М. М., Захаров А. Ю. Математическая модель прямолинейного качения эластичного колеса по неровному деформируемому опорному основанию. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, №10. С. 25-33.

64. Сиротин П. В.; Жилейкин М. М. Повышение плавности хода кормоуборочного комбайна за счет оптимизации массогабаритных и инерциальных параметров его корпуса. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019, №5. С. 40-47.

65. Носков Н. К., Трояновская И. П., Титов С. А. Математическая модель силового взаимодействия колеса с грунтом при повороте машины. *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Машиностроение*. 2017. Т.17. №3. С. 5-15.

66. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П., Сторчилова Т. А., Марухин Д. А., Кочетков А. В. Классификация и анализ моделей эластичного колеса. *Грузовик*. 2015. №10. С. 10-16.

67. Подригало М., Назарько О. Динаміка одиночного колеса автомобіля в момент початку повного буксування. *Актуальні задачі сучасних технологій: збірник тез доповідей Міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів*. 2010. С. 61.

68. Золотаревская Д. И. Анализ влияния основных факторов на характеристики упругих свойств эластичных колес тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2018, №4. С. 71-78.

69. Лебедев А. Т., Антощенко Р. В. Математична модель руху комбінованого посівного агрегату в складі трактора ХТЗ-150К-09 та сівалки

прямої сівби АПП-6 при впливі оператора на рульове керування. *Системи обробки інформації*. Харків: ХУПС, 2009. Вип. 3 (77). С. 135-138.

70. Мазоренко Д. І., Антощенко Р. В. Результати моделювання впливу оператора на рульове керування трактора ХТЗ-150К-09 в складі комбінованого посівного агрегату. *Системи управління, навігації та зв'язку*. К: ЦНДІ НУ, 2009. Вип. 2 (10). С. 93-96.

71. Чигарев Ю. В., Романюк Н. Н. Математическое моделирование определения вертикальных колебаний колесных тракторов при движении по неровностям. 2006. С. 154-161.

72. Яковлев П. Ю. Повышение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторного агрегата с фронтально навешенным орудием за счет модернизации навесного устройства: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Барнаул, 2014. 128 с.

73. Артёмов Н. П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Харьков: Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, 2006. 22 с.

74. Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учетом больших движений твердых тел. *Известия Тульского государственного университета*. Серия «Технические науки», 2013. Вып. 6. Часть 1. С. 102-115.

75. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2017. 244 с.

76. Антощенко Р. В., Тищенко Л. Н., Андреев Ю. М. К построению уравнений динамики многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, 2015. № 3 (79). С. 69-79.

77. Антощенко Р. В., Лебедєв А. Т. Визначення ефективної структури посівного машинно-тракторного агрегату. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. Серія: техніка та енергетика АПК. К.: НУБіП, 2015. Вип. 226. С. 146-151.

78. Золотаревская Д. И. Изменение реологических свойств и плотности дерново-подзолистой почвы при динамических нагрузках. *Почвоведение*, 2010, №3. С. 313-323.

79. Бабанин Н.В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах. *Современные проблемы науки и образования*. 2015. №2-2. С. 46-46.

80. Артёмов М. П. Навантаження на колеса від зміни вертикальних прискорень в процесі руху сільськогосподарського агрегату. *Інженерія природокористування*, 3(17), С. 23-28.

81. Кузнецов А. Н. Поливаев О. И., Лощенко А. В. Визуализация результатов математического моделирования динамических процессов в мобильных энергетических средствах. *Тракторы и сельхозмашины*, 2018, №6. С. 45-52.

82. Гедроить, Г. И., Безручко А. Ф., Михалков В. В. Расчет силы

сопротивления качению колес сельскохозяйственных машин. *Передовые технологии и техническое обеспечение сельскохозяйственного производства*. Минск: БГАТУ, 2017. С. 376-378.

83. Щетинин Ю. С., Есеновский-Лашков М. Ю., Сергеев А. И. Самовозбуждение колебаний остова колесного трактора при работе в тяговом режиме. *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. 2013. Т.1. №.2(16). С. 262-270.

84. Шевчук В. П., Шеховцов В. В., Клементьев Е. В., Соколов-Добрев Н. С., Калмыков А. В. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса. *Современные наукоемкие технологии*. 2013. №2. С. 44-49.

85. Денисова О. А. Повышение эффективности работы культиваторного СГА с упругими связями за счет оптимизации режимов его работы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2017. 200 с.

86. A. Scarlett, J. Price, R. Stayner. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics*. 2007. 44(1). P. 65-73.

87. J. Mustafa, M. Farooq, A. Khan, Modeling of tractor seat with reduced risk of whole body vibration. *International journal of engineering sciences & research technology*. 2016. P. 426-431.

88. Партко С. А., Грошев Л. М., Сиротенко А. Н., Войнаш С. А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №2. С. 56-60.

89. Гапич Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2014. 391 с.

90. I. Gravalos, T. Gialamas, D. Kateris, P. Xyradakis, Z. Tsiropoulos, D. Moshou, Vibration measurements and analysis of agricultural tractors operating on traditional and electronic regulator. *Proc. of the XXXIII CIOSTA-CIGR V conf. on technology and management to ensure sustainable agriculture, agro-systems, forestry and safety. Reggio Calabria, Italy*. 2009.

91. T. Gialamas, I. Gravalos, D. Kateris, P. Xyradakis, C. Dimitriadis, Vibration analysis on driver's seat of agricultural tractors during tillage tests. *Spanish journal of agricultural research*, 2016. 14(4), P. 5.

92. Кожушко А. П., Григор'ев О. Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2018. №27. С. 34-61.

93. R. Bandhiya, K. Jain. Evaluation of Whole-Body-Vibration Among Tractor (41 kW) Drawn Subsoilers. *Current Agriculture Research Journal*. 2017. Vol. 5(1). P. 130-134.

94. J. Mustafa, N. Singh, M. Farooq, A. Khan, M. Muzammil. Effect of vibration on tractor driver under different surface conditions. *Proc. of Mechanical Engineering:*

Emerging Vistas; Anand Engineering College, Agra (U.P.). 2011. P. 107-113.

95. Камбулов С. И., Рыков В. Б., Божко И. В., Колесник В. В. Характеристика внешних воздействий на работу машинно-тракторных агрегатов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017. №9, С. 45-51.

96. Партко С. А., Грошев Л. М., Сиротенко А. Н., Войнаш С. А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №2, С. 56-60.

97. Санкин, Ю. Н., Гурьянов М. В. Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля на основе его моделей в виде систем с многими степенями свободы и нелинейным взаимодействием шин с дорожным покрытием. Ульяновск: УЛГТУ, 2011. 243 с.

98. A. Thorat, V. Mhaske Vibration measurement and analysis of tractor driver seat vibration in agricultural field. *International journal of engineering sciences & research technology*. 2016. P. 155-160.

99. Шило И. Н., Романюк Н. Н., Орда А. Н., Кушнир В. Г. Влияние числа осей колесных транспортно-тяговых машин на сопротивление качению. *Тракторы и сельхозмашины*. 2019. №1. С. 41-46.

100. A. Yahya, M. Zohadie, A. Kheiralla, S. Gew, B. Wee, E. Ng. Precision system for mapping terrain trafficability, tractor-implement performance and tillage quality. *The Institution of Engineers, Malaysia*. 2006. Vol. 67, No. 4. P. 56-63.

101. V. Bulgakov, V. Adamchuk, M. Arak, V. Nadykto, V. Kyurchev, J. Olt. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research. Estonian Research Institute of Agriculture*, 2016. №14(3). P. 689-710.

102. V. Bulgakov, S. Pascuzzi, S. Ivanovs, G. Kaletnik, V. Yanovich. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain. *Biosystems Engineering*, 2018. 171. P. 155-164.

103. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2018. №22(36). С. 86-91.

104. Артёмов М. П., Шуляк М. Л., Колесник І. В., Козлов Ю. Ю. Вплив коливання швидкості руху СГА на надійність технологічної операції. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2015. Вип.163. С. 84-89.

105. Довжик М. Я. Татьянченко Б. Я., Соларев А. А. Напряженно-деформированное состояние грунта под следом колеса транспортного средства. *Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве*. Минск: БГАТУ, 2013. С. 57-62.

106. J. Perumpral, J. Liljedahl, W. Perloff. A numerical method for predicting the stress distribution and soil deformation under a tractor wheel. *Journal of Terramechanics*. 1971. Vol. 8. P. 9-22.

107. J. Pytka. Dynamics of wheel-soil systems: a soil stress and deformation-based approach. London – NewYork: CRC Press, 2012. 331 p.

108. Андрианов А. В. Повышение технико-экономических показателей

колесного трактора совершенствованием движителя при выполнении весенних полевых работ (на примере ХТЗ-150К-09): дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Башкир. гос. аграр. ун-т, 2015. 176 с.

109. T. Langer, K. Holm-Petersen, D. Metker. Comfort evaluation criteria for pitching vibration damping of agricultural tractors. *Proceedings of the 74th Internationale Tagung Land*. TECHNİK November, 2016. С. 22-23.

110. Заборський В. П., Чуба В. В., Соларьов О. О. Кінематика руху та ущільнення ґрунту машинно-тракторними агрегатами: монографія. Київ: Прінтеко, 2020. 284 с.

111. Лебедев А. Т., Калінін Є. І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2009. Вип. 89. С.37-45.

112. Селиванов Н. И., Макеева Ю. Н. Балластирование колесных тракторов на обработке почвы. *Вестник Красноярского государственного аграрного университета*, 2015. №5. С. 77-81.

113. K. Giedra A. Janulevičius. Tractor ballasting in field transport work. *Transport*. 2005. T20. №4. P. 146-153.

114. Сидоров М. В. Упругодемпфирующие свойства транспортно-технологического модуля в составе сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата. *Международный научно-исследовательский журнал*, 2014. №10-2 (41). С. 119-121.

115. Нехорошев Д. Д. Повышение эксплуатационных показателей СГА путем использования трактора с пневмогидравлической муфтой сцепления: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Волгоград, 2004. 125 с.

116. Y. Andreev, R. Antoshchenkov. Dynamics of multielement agricultural aggregates taking into account nonholonomic constraints and spatial motion. *Proceedings of 5th International Conference* (September 27-30, 2016). National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Kharkiv, 2016. P. 48-56.

117. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ, 2016. №1(5). С. 24-28.

118. Гамаюнов П. П., Гамаюнов А. М., Алексеев С. А., Кучербаев Р. С. Моделирование процессов трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата с упруго-демпфирующим тягово-сцепным устройством. *Научное обозрение*, 2014 №3, С. 50-52.

119. Lu Xiong and Yu Zhuoping. Vehicle dynamic control of 4 in-wheel-motor driven electric vehicle, *Electric vehicles – modelling and simulations*, IntechOpen, 2011.

120. D. Garcia-Pozuelo, J. Yunta, O. Olatunbosun, X. Yang, V. Diaz. A strain-based method to estimate slip angle and tire working conditions for intelligent tires using fuzzy logic. *Sensors* (Basel, Switzerland), 2017. 17(4).

121. C. Lee, K. Hedrick, K. Yi. Real-time slip-based estimation of maximum

tire-road friction coefficient. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2004, 9(2), P. 454-458.

222. R. Jazan. Vehicle dynamics: Theory and Applications. *Springer Science + Business Media*, LLC, 2008. 1015 p.

123. R. Wille, F. Bohm, A. Duda. Calculation of the rolling contact between a tyre and deformable ground. *Vehicle System Dynamics*, 2005, Vol. 43. P. 483-492.

124 X. Jin, G. Yin, N. Chen. Advanced estimation techniques for vehicle system dynamic state: A survey. *Sensors*, 2019. 19(19).

125. Красовских В. С., Соколов В. В. Тяговый расчет трактора. *Алтайский государственный аграрный университет*. Барнаул, 2013. 32 с.

126. Несмиян А. Ю. Технические характеристики и агротехнические показатели работы почвообрабатывающих агрегатов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017, №6. С. 58-64.

127. Арженовский А. Г. Совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора в эксплуатационных условиях. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017. №11. С. 29-35.

128. Н. Pacejka. Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd ed.; Butterworth Heinemann: Oxford, UK, 2010.

129. G. Rill. TMeasy–A handling tire model based on a three-dimensional slip approach. *Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks (IAVSD 2013)*. Qingdao, China. 2013.

130. Надикто В. Т. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт. *Техніка і технології АПК*, 2014. №7. С. 34-38.

131. Золотаревская Д. И. Результаты исследования жесткости шин тракторных колес и ее влияния на колебания тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №3. С. 35-44.

132. I. Besselink, A. Schmeitz, H. Pacejka. An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes. *Vehicle System Dynamics*, 2010. 48.S1. P. 337-352.

133. ГОСТ 30745-2001 (ISO 789-9-90). Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. [Введ. 2003-01-01]. ИПК Издательство стандартов, 2002. 11 с.

134. ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. [Введ. 2003-01-01]. ИПК Издательство стандартов, 2002, 13 с.

135. ГОСТ 24055-2016. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. [Введ. 2018-01-01]. Стандартиформ. оформление, 2017. 25 с.

136. Микитин Г. В. Основы метрології: навч. посіб. Львів: СПОЛОН, 2008. 296 с.

137. Коваленко І. О. Метрологія та вимірювальна техніка: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти. Житомир, 2001. 651 с.

138. W. Hirschberg, G. Rill, P. Kintler. TMeasy for reliable vehicle dynamics simulation. *Scientific proceedings*, 2009.

139. ДСТУ 4397:2005. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань. [Чинний від 2005-04-28] Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

140. Шпилько А. В. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. М.: Всероссийский научно-исследовательский институт экономики сельского хозяйства, 1998. 331 с.

141. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>.

142. V. Melnik, A. Nikiforov, Al. Zelensky, An. Zelensky, R. Antoshchenkov. Distributed Control System for Agrotechnical Processes Using Customizable Procedural Regulations. *Journal of Physics: Conference Series*, Volume 2224, 2021. 12093.

143. Мехатронні системи автомобілів і тракторів: підручник / Р. В. Антощенко, О. В. Нанка, А. Т. Лебедев, В. М. Антощенко, В. М. Кісь, І. В. Галич – Харків: ХНТУСГ, 2020 р. – 219 с.

144. O. Dzyuba, A. Dzyuba, A. Polyakov, R. Antoshchenkov, A. Mihailov. Studying the influence of structural-mode parameters on energy efficiency of the plough PLN-3-35. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019. Vol. 3 № 1 (99). – С. 55-65.

145. Bulgakov, V., Ivanovs, S., Adamchuk, V., Antoshchenkov R. Investigations of the Dynamics of a Four-Element Machine-and-Tractor Aggregate. *Acta Technologica Agriculturae*. Vol. 22, Is. 4, 1 December 2019. P. 146-151.

146. Nykyforov, A., Antoshchenkov, R., Halych, I., Kis, V., Polyansky, P., Koshulko, V., Tymchak, D., Dombrovska, A., Kilimnik, I. Construction of a regression model for assessing the efficiency of separation of lightweight seeds on vibratory machines involving measures to reduce the harmful influence of the aerodynamic factor. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (1-116), pp. 24-34. Doi: [10.15587/1729-4061.2022.253657](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.253657).

147. Artiymov, N., Antoshchenkov, R., Antoshchenkov, V., Ayubov, A. Innovative approach to agricultural machinery testing. *Engineering for Rural Development*, 2021, 20. 692–698.

148. Nikiforov, A., Nykyforova, A., Antoshchenkov, R., Diundik, S., Mazanov, V. Development of A Mathematical Model of Vibratory Non-lift Movement of Light Seeds Taking Into Account the Aerodynamic Forces and Moments. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, 3, 70–78.

149. Galych, I., Antoshchenkov, R., Antoshchenkov, V., Lukjanov, I., Diundik, S., & Kis, O. Estimating the dynamics of a machine-tractor assembly considering the effect of the supporting surface profile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021. 1(7(109)), 51–62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225117>.

150. Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Білик С.Г., Дюндик С.М. Динаміка колісної машини у складі посівного агрегату. *Вісник ХНАУ ім. В. В. Докучаєва. Серія «Економічні науки»*. № 1 2021. 322-338. DOI: [10.31359/2312-](https://doi.org/10.31359/2312-)

3427-2021-1-322

151. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzyhkov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.254688.

152. Volodymyr Bulgakov, Roman Antoshchenkov, Valerii Adamchuk, Ivan Halych, Yevhen Ihnatiev, Ivan Beloev, Semjons Ivanovs. Investigation of the tractor performance when ballasting its rear half-frame. *INMATEH –Agricultural Engineering*, 2022. Vol. 68. No. 3. PP. 533–542.

153. R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkova, V. Kis, D. Smitskov. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*, 2023, 22. pp. 210–215.

154. Nykyforov, A., Antoshchenkov, R., Halych, I., Kis-Korkishchenko, L., Kis, V., Dombrovska, A., Kilimnik, I. (2023). Regression models for assessing the efficiency of vibratory separation of parsnip seeds taking into account air dynamics based on numerical simulation and field experiment. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2 (1 (122)), 40–51. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.275592>.

155. Антощенко Р. В., Антощенко В. В., Фабричнікова І. А., Сміцков Д. С., Кісь О. В. Визначення динаміки колеса мобільної машини. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2023. Том 8. № 4. С. 115 – 120.

Монографія

**Антощенко Роман Вікторович,
Галич Іван Васильович, Череватенко Галина Ігорівна**

**ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГЕТИКА РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО
АГРЕГАТУ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ**

Державний біотехнологічний університет
Факультет мехатроніки та інжинірингу



Загальний дизайн, оформлення рисунків,
комп'ютерний набір і верстка Галич І. В.

План 2023 р.

Підписано до друку 27.11.2023. Формат 60x84^{1/16}.
Умовн.-друк. арк. 5,81. Папір офсетний. Наклад 300 прим. Зам. № 146

Видавець: ФОН Панов А. М. Свідоцтво серії ДК № 4847 від 06 02.2015 р.
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6,
тел.: +38(057)714-06-74, +38(050)976-32-87. copy@vlavke.com
Друк: ФОП Шейніна О. В., м. Харків, вул. Плеханівська. 16
