

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МЕТОД ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ТА ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ В ДИНАМІЦІ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Колективна монографія

За редакцією д-ра техн. наук М. А. Подригало
та д-ра техн. наук М. П. Артџомова

Харків



2025

УДК 629.017

Д 44

Рекомендовано до видання Вченою радою Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету
(протокол № 72/24/2.7 від 26 грудня 2024 р.)

Рецензенти

Є. І. Калінін, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, доктор технічних наук, професор Національного університету біоресурсів та природокористування;

В. І. Мельник, доктор технічних наук, професор кафедри оптимізації технологічних систем Державного біотехнологічного університету;

М. Л. Шуляк, завідувач кафедри агроінжинірингу, доктор технічних наук, професор Сумського національного аграрного університету.

Авторський колектив

**М. П. Артёмов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало,
О. С. Полянський, Д. М. Клец, А. І. Коробко, В. В. Задорожня**

Видання 2-ге, доповнене й перероблене

Д 44 **Метод парціальних прискорень та його застосування в динаміці мобільних машин.** Монографія [текст]. За ред. М. А. Подригало та М. П. Артёмова. Харків: Вид-во «Естет Принт», 2025. 232 с.
ISBN 978-617-8403-01-0

Запропановано новий метод дослідження динаміки машин – метод парціальних прискорень. Наведено приклади застосування методу під час проведення динамічних (кваліметричних) випробувань мобільних машин.

Видання призначене для здобувачів освіти, магістрантів, аспірантів й науковців, що займаються динамікою машин.

УДК 629.17

ISBN 978-617-8403-01-0

© М. П. Артёмов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало та інш., 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
Розділ 1. МЕТОД ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ЯК АЛЬТЕРНАТИ- ВА ПРИНЦИПУ Д'АЛАМБЕРА	9
1.1. Помилки, що допускаються в теорії автомобіля і трактора при ви- користанні принципу Д'Аламбера	9
1.2. Метод парціальних прискорень	12
1.3. Визначення тягових і енергетичних показників машино-трактор- них агрегатів при динамічних випробуваннях	16
1.4. Визначення сил опору руху автомобіля	21
1.5. Визначення залежності параметрів опору руху автомобіля від швидкості	25
1.6. Визначення потужності та роботи двигуна під час руху автомобі- ля після вибігу	31
1.7. Визначення потужності та роботи двигуна без вибігу автомобіля .	35
1.8. Визначення маси автомобіля (трактора) під час випробувань з використанням методу парціальних прискорень	38
1.9. Дослідження руху тракторного потягу змінної маси	40
1.10. Метод послідовного наближення при визначенні компонент сумарного опору руху машин	48
1.11. Визначення енергонавантаженості гальмівних механізмів автомобіля	51
Розділ 2. ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ	63
2.1. Загальні положення	63
2.2. Визначення зовнішніх збурень	64
2.3. Оцінка поперечної стійкості положення машин методом парціаль- них прискорень	66
2.4. Дослідження збуреного руху колісних машин за бічного перекидання	72
Розділ 3. ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ І СТІЙКОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ	81
3.1. Загальні положення	81
3.2. Визначення передавальної функції мобільної машини за нестало- го режиму руху	84

3.3. Оцінка керованості та стійкості мобільних машин з використанням передавальних функцій	88
3.3.1. Побудова передавальної функції керування	89
3.3.2. Визначення умов стійкості й керованості з використанням передавальних функцій	92
3.4. Оцінка керованості автомобіля з використанням передавальних функцій	94
3.4.1. Визначення додаткового (парціального) прискорення	96
3.4.2. Визначення передавальної функції керування автомобілем у повороті	97
Розділ 4. МОБІЛЬНИЙ РЕЕСТРАЦІЙНОВИМІРЮВАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН	99
4.1. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс	99
4.1.1. Дослідження акселерометрів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях автомобілів	99
4.1.2. Опис мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу ...	103
4.2. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань мобільних машин	108
4.2.1. Визначення параметрів контрольних точок	112
4.2.2. Зменшення похибки визначення кінематичних параметрів машини шляхом установки двох давачів прискорень	115
4.2.3. Визначення кінематичних параметрів машини за довільного встановлення давачів прискорень	122
4.2.4. Визначення похибок вимірювання кінематичних параметрів автомобіля	126
4.2.5. Вплив похибок кутів установки давачів прискорень на точність вимірювання параметрів руху машин	129
4.3. Застосування методу паралельних спостережень при проведенні динамічних випробувань мобільних машин	133
4.3.1. Загальні положення	133
4.3.2. Обґрунтування методу	135
4.3.3. Визначення параметрів опору руху машин методом паралельних спостережень	138

Розділ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИКОРИСТАННЯМ МОБІЛЬНОГО РЕЄСТРАЦІЙНО-ВИ- МІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ТА МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬ- НИХ ПРИСКОРЕНЬ	142
5.1. Оцінка стійкості та керованості колісних машин	142
5.1.1. Оцінка стійкості руху легкового автомобіля	142
5.1.2. Оцінка керованості колісних машин	150
5.2. Визначення тягово-швидкісних характеристик й опору руху лег- кових автомобілів	155
5.2.1. Визначення компонент сумарної сили опору руху	155
5.2.2. Визначення залежності коефіцієнта аеродинамічного опору від швидкості, уточнення розрахункової формули для сили аеродинамічного опору	155
5.2.3. Дослідження режимів руху легкових автомобілів	162
5.3. Визначення показників потужності легкових автомобілів	177
5.3.1. Визначення вільної (що використовується для розгону) потужності двигуна	177
5.3.2. Визначення потужності двигуна, що витрачається на рух	181
5.3.3. Визначення ККД автомобіля (коефіцієнта прийомистості) ...	185
5.4. Оцінка показників маневреності автомобіля за допомогою іміта- ційного візуального моделювання його руху	186
5.4.1. Оцінка показників стійкості та керованості автомобіля при візуальному моделюванні його динаміки	188
5.4.2. Експериментальна оцінка розподілу кутових прискорень, що розвиваються колісними машинами у площині дороги ...	193
5.4.3. Оцінка невизначеності вимірів кутового прискорення	199
5.5. Експериментальне визначення тягових характеристик сільсько- господарських агрегатів	203
5.5.1. Розрахунок адекватності експериментальних і теоретичних досліджень	214
5.5.2. Визначення динаміки навантажень ґрунтообробного агрегату John Deere-8430+ John Deere 637	218
5.5.3. Визначення тягово-енергетичних характеристик трак- тора John Deere-8430 для роботи з дисковою бороною John Deere 637	221
ЛІТЕРАТУРА	227

ВСТУП

Динамічні випробування мобільних машин на сьогоднішній день є одним з найпоширеніших і достовірних способів визначення якості продукції при її оцінці відповідності.

Під час проведення динамічних випробувань мобільних машин фахівці стикаються з рядом труднощів, обумовлених недосконалістю існуючих методів проведення вказаних процесів. Зокрема, при проведенні випробувань сільськогосподарської техніки викликає труднощі вимірювання й реєстрація зміни в часі таких параметрів як тягове зусилля, швидкість руху, зусилля на гаку, потужність на гаку, потужність двигуна й тяговий ККД. При випробуваннях автомобілів також необхідно точно знати лінійну та кутову швидкості машини, лінійне й кутове прискорення, сили опору руху. Особливий інтерес представляє визначення сили аеродинамічного опору та залежність коефіцієнта аеродинамічного опору автомобіля від швидкості. Визначення цих параметрів дозволило б уточнити рівняння тягової динаміки автомобіля, витрату потужності та палива на його рух.

Розв'язати вказані проблеми дозволить запропонований авторами монографії новий метод – метод парціальних прискорень.

Ідея методу парціальних прискорень є результатом обговорення групою учених м. Харкова: М. П. Артьомовим, А. Т. Лебедєвим, М. А. Подригало, О. С. Полянським, В. П. Волковим, О. П. Алексієвим та їх учнями проблеми коректного застосування принципу Германа–Д'Аламбера–Ейлера, відомого в механіці як принцип кінестатики або принцип квазістатичної рівноваги.

Ідея Д'Аламбера полягала в тому, щоб привести рівняння динаміки до більш простих рівнянь статички. Мовою математики це означає приведення змішаної системи векторів (прискорень і сил) в однорідний векторний простір сил. Такий підхід дозволив в інженерній практиці значно спростити силовий аналіз складних механізмів. Проте багато авторів, забуваючи, що вказаний принцип всього лише математичний прийом і фізичного сенсу не має, припускають помилки при

дослідженні динаміки машин. Наприклад, представляють фіктивну реактивну силу інерції рушійною.

Запропонований метод парціальних прискорень, побудований на зворотному переході від векторної суми в просторі сил до векторної суми в просторі прискорень. В основі методу лежить принцип суперпозиції в механіці. Якщо за характером приведення векторів принцип Д'Аламбера називають принципом кінестатики, то запропонований метод парціальних прискорень слід вважати принципом кінемодинаміки. Якщо принцип Д'Аламбера зручний при проведенні теоретичних досліджень, то метод парціальних прискорень (як буде показано в цій монографії) зручний при проведенні експериментальних досліджень і подальшої обробки їх результатів.

У роботі представлено опис мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу на основі декількох трикоординатних давачів прискорень і комп'ютера, що дозволяє з високою точністю реалізувати метод парціальних прискорень при динамічних випробуваннях мобільних машин. Наведені нові наукові результати, отримані під час використання методу парціальних прискорень і розробленого бортового вимірювально-реєстраційного комплексу. Об'єктами експериментальних досліджень були автомобілі, трактори й сільськогосподарські машино-тракторні агрегати.

Матеріали, представлені в монографії, є результатом досліджень, спільно проведених науковою школою Заслуженого діяча науки і техніки України, доктора технічних наук, професора А. Т. Лебедева (Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка) і науковою школою лауреата Державної премії України в області науки і техніки, Заслуженого діяча науки і техніки України, доктора технічних наук, професора М. А. Подригало (Харківський національний автомобільно-дорожній університет).

Доктором технічних наук, професором М. П. Артёмовим написані підрозділи 3.1–3.3, 5.5, доктором технічних наук, професором М. А. Подригало – підрозділи 1.1–1.10; доктором технічних наук, професором М. П. Артёмовим, доктором технічних наук, професором А. Т. Лебедевим, доктором технічних наук, професором О. П. Алексієвим, доктором технічних наук, професором В. П. Волковим, док-

тором технічних наук, професором М. А. Подригало, доктором технічних наук, професором О. С. Полянським спільно підготовлено підрозділ 1.2. М. А. Подригало брав участь у написанні підрозділів 1.3–1.7, 4.1, 4.3, М. П. Артьомов – 1.3, 1.8, 4.1, 4.3, А. Т. Лебедєв – підрозділи 1.3, 1.8, 1.9; О. С. Полянський спільно з В. В. Задорожною написано розділ 2; доктор технічних наук, професор Д. М. Клец брав участь в написанні підрозділів 1.4–1.6, і підготував підрозділи 4.1–4.3, 5.1–5.3, 5.4; В. І. Гацько підготував підрозділ 3.4 і брав участь у написанні підрозділу 4.1; В. Л. Файст брав участь у написанні підрозділу 5.3; А. М. Мостова – підрозділів 1.4–1.6, 5.2; О. О. Назарько – підрозділів 1.4, 1.5, 5.2, 5.3, О. В. Котом – підрозділу 1.9, А. Т. Лебедєв – підрозділів 1.3, 1.8 і спільно з В. С. Кисіль – підрозділу 1.9; М. А. Подригало спільно з доктором технічних наук, професором Д. В. Абрамовим і В. О. Теслею – підрозділу 1.7, доктором технічних наук, професором А. І. Коробко – брав участь у написанні підрозділів 1.4, 1.5, 4.1–4.4, 5.2, 5.3; кандидатом технічних наук, доцентом В. С. Шеїним і доктором технічних наук, професором Ю. В. Тарасовим підготовлено підрозділ 1.11.

РОЗДІЛ 1. МЕТОД ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ЯК АЛЬТЕРНАТИВА ПРИНЦИПУ Д'АЛАМБЕРА

1.1. Помилки, що допускаються в теорії автомобіля й трактора при використанні принципу Д'Аламбера

Теорія автомобіля й трактора є прикладною наукою, основу якої складає класична механіка. При формуванні прикладної науки дуже важливо, щоб її положення не суперечили законам механіки. Одне з ключових положень теорії автомобіля і трактора – поняття тягового балансу за своїм значенням некоректне, оскільки суперечить законам класичної механіки.

Поняття балансу потужності й тягового балансу автомобіля було розглянуто багатьма науковцями [1]. Баланс потужності характеризує структуру витрати енергії двигуна на подолання сил дорожнього й аеродинамічного опору. Запас потужності двигуна використовується для розгону автомобіля, тобто йде на накопичення його кінетичної енергії. Запас потужності двигуна також необхідний для збереження автомобілем сталої швидкості руху (сталого рівня кінетичної енергії) при різкій зміні сил опору руху. Сталий рух – це рух з постійною середньою швидкістю на відміну від рівномірного руху, що здійснюється з постійною миттєвою швидкістю. Тому рівняння потужнісного балансу є основою для оцінки тягово-швидкісних властивостей та енергетичних показників автомобіля. Слід зазначити, якщо компоненти потужності N_f , N_p , N_w не залежать від водія, то запасом потужності N_p водій може керувати на свій розсуд. Іншими словами N_p можна вважати деякою «вільною потужністю». Чим вище значення вільної потужності N_p , тим динамічнішим є автомобіль

$$\eta_{TP} N_e = N_f + N_i + N_w + N_p, \quad (1.1)$$

де N_f , N_i , N_w – витрати потужності на подолання сил опору коченню коліс, підйому й повітря, відповідно;

N_p – запас потужності двигуна, що використовується для розгону автомобіля;

N_e – ефективна потужність двигуна;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії автомобіля.

Енциклопедичний словник [2] визначає значення слова «баланс» (від французького слова *balance*, у буквальному розумінні – терези), як рівновага, урівноваження. Якщо для енергетичного балансу (балансу потужності) це справедливо, то математичне «урівноваження» величин (див. формулу (1.1)), рівновага сил (баланс) повинна забезпечувати машині або спокій, або стан рівномірного прямолінійного руху (виконання першого закону Ньютона – закону інерції).

Для складання рівняння тягового або силового балансу багатьма науковцями [1] застосовано принцип Д'Аламбера [3], тобто принцип кінестатики, за якого рівняння динаміки розв'язуються з використанням рівнянь статички. У цьому випадку добуток маси автомобіля на його прискорення (має розмірність сили) з протилежним знаком входить до рівняння квазістатички. Рівняння називається квазістатичним, оскільки врівноважуюча сила інерції є фіктивною реактивною силою. Використовування рівнянь квазістатички дозволяє легко визначити компоненти рівнянь динаміки, особливо при аналізі складних механічних систем.

Науковці в своїх роботах [1] часто використовують рівняння силового (тягового) балансу автомобіля, що має вигляд

$$P_k = P_f + P_w \pm P_i \pm P_j, \quad (1.2)$$

де P_k – сумарне тягове зусилля на ведучих колесах;

P_f , P_i , P_w – сили опору коченню коліс, ухилу шляху, повітря;

P_j – сила інерції поступального руху автомобіля (врівноважуюча сила – позитивна під час розгону й негативна під час гальмування).

У роботі Волкова В. П. [4] сила інерції навіть названа «силою опору розгону». Виникає питання про те, що було б з автомобілем, якщо з фізичної точки зору, так звана, «сила опору розгону» була рівна нулю. Ця точка зору була відображена і в подальших виданнях наукових праць, присвячених теорії експлуатаційних властивостей автомобілів. Зокрема, у довіднику фірми BOSCH [5] тяговий баланс визначено як «рівняння рівноваги між рушійною силою й силами опору руху».

Класична механіка [3] нагадує про те, що, застосовуючи метод Д'Аламбера, потрібно мати на увазі, що він, як і основний закон динаміки, належить до руху, що розглядається у відношенні до інерційної системи відліку. При цьому на точку механічної системи, рух якої вивчається, діють лише зовнішні і внутрішні сили, що виникають в результаті взаємодії точок системи одна з одною і з точками, що не входять в систему; під дією цих сил точки системи і рухаються з відповідними прискореннями. Сили ж інерції, про які говориться у принципі Д'Аламбера, на рушійні точки не діють, інакше ці точки знаходилися б у спокої або рухалися б без прискорень і тоді не було б і самих сил інерції. Введення сил інерції – це лише прийом, що дозволяє складати рівняння динаміки за допомогою більш простих методів статички.

Таким чином, хоча відомі рівняння тягового балансу дозволяють визначати діючі на автомобіль сили, але, при цьому, зникає фізичне значення рівнянь динаміки. Крім того, багатьма авторами сила інерції автомобіля P_j сприймається як активна сила (забувають, що фіктивна сила інерції – реактивна сила). Наприклад, при поясненні механізму заносу автомобіля в процесі гальмування сила інерції представляється збурюючою силою (збільшує кут повороту подовжньої вісі машини за заблокованих задніх колесах і зменшує цей кут, за заблокованих передніх колесах) [6]. Сила інерції – це фіктивна сила, яка рушійною силою бути не може.

Слід зазначити, що тяговий (силовий) баланс автомобіля можливий при його русі з постійною швидкістю. Але це рівновага (баланс) нестійка (динамічна), оскільки при будь-якій незначній зміні будь-якої

з компонент баланс порушується. Це справедливо навіть для тракторів, що виконують технологічні операції з постійною лінійною швидкістю. Рівняння (1.2) слід записати у вигляді

$$m_a \frac{dv_a}{dt} = P_k - P_f - P_w \pm P_i, \quad (1.3)$$

де m_a – загальна маса автомобіля;

v_a – лінійна швидкість поступального руху автомобіля.

Рівняння (1.3) слід називати рівнянням тягової динаміки автомобіля. Ліва частина рівняння (1.3) є миттєвою зміною кількості руху. Для машини, у процесі експлуатації якої загальна маса m_a змінюється (поливна машина, тракторний потяг при роботі зі збиральним комбайном тощо), рівняння тягової динаміки має більш строгий вид

$$\frac{d(m_a \cdot v_a)}{dt} = P_k - P_f - P_w \pm P_i. \quad (1.4)$$

1.2. Метод парціальних прискорень

Наведений у даному розділі матеріал є результатом тривалої дискусії групи учених м. Харкова¹ [9].

Як уже наголошувалося в 1.1, під час дослідження мобільних машин широко використовується принцип Германа–Д'Аламбера–Ейлера, заснований на використуванні, так званих, сил інерції й дозволяє математично привести рівняння динаміки до рівнянь статички (квазістатички).

¹ Наведений матеріал підготовлено д-ром техн. наук проф. Артёмовим М. П., д-рами техн. наук, професорами Лебедевим А. Т., Алексієвим О. П., Волковим В. П., Подригало М. А., Полянським О. С.

Багато авторів, забуваючи, що вказаний принцип усього лише математичний прийом і фізичного сенсу не має, скоюють грубі помилки при дослідженні динаміки мобільних машин [8].

Пропонований метод побудований на зворотному переході від векторної суми в просторі сил до векторної суми в просторі прискорень.

Принцип Д'Аламбера виражається для матеріальної точки, що входить в механічну систему таким рівнянням [3]

$$P_k^e + P_k^i + P_k^u = 0, \quad (1.5)$$

де P_k^e , P_k^i – сума зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на k -ту точку (активні сили, сили реакції), відповідно;

P_k^u – сила інерції даної k -ї точки (даламберова сила інерції).

Сила інерції була введена Д'Аламбером як величина, протилежна за знаком добутку маси m_k на її прискорення \dot{V}_k , тобто

$$P_k^u = -m_k \cdot \dot{V}_k. \quad (1.6)$$

У цьому випадку математичний запис рівняння (1.5) справедливий.

Багато авторів, проте, забувають про застереження, що існує в теретичній механіці [3] відносно принципу Д'Аламбера (ми про це вже казали в 1.1).

Некоректне застосування багатьма авторами принципу Д'Аламбера (принципу кінетостатики) у теорії автомобіля призвело до того, що рівняння розгону автомобіля почали називати рівнянням тягового балансу (рівноваги) автомобіля [1, 4], а даламберову силу інерції – силою опору розгону автомобіля [4, 5]. У роботах з дослідження стійкості автомобіля [6, 7] сила інерції розглядається як рушійна, така, що викликає збурений рух. Не дивлячись на значний час, що пройшов з моменту виходу вказаних досліджень науковці на цю обставину не звертали уваги. Більше того, помилкові положення продовжують повторюватися в монографіях і підручниках.

Враховуючи, що за останні роки набули розвитку вимірювальні системи на основі багатокоординатних давачів прискорень, що дозволяють якісно поліпшити і прискорити проведення динамічних випробувань мобільних машин, виникла ідея представлення діючих на мобільну машину активних і реактивних сил через прискорення (враховуючи принцип суперпозиції в механіці). У цьому випадку, відбувається заміна змішаної векторної суми сил і прискорень у рівняннях динаміки на однорідну векторну суму прискорень. Це дає можливість збереження фізичного значення одержаного векторного рівняння.

Пропонований метод, як і принцип Д'Аламбера, припускає приведення рівнянь динаміки, але не до рівнянь статички, а до рівнянь кінематики. І якщо принцип Д'Аламбера називають принципом кінестатички, то передбачуваний метод можна назвати принципом кінемодинаміки.

Якщо рівняння (1.5) привести знову до рівняння динаміки, то з урахуванням (1.6), воно матиме вигляд

$$m_k \cdot \dot{V}_k = P_k^e + P_k^i. \quad (1.7)$$

Розділивши ліву і праву частини рівняння (1.7) на масу точку m_k , одержимо

$$\dot{V}_k = \frac{P_k^e}{m_k} + \frac{P_k^i}{m_k}. \quad (1.8)$$

Відношення $\frac{P_k^e}{m_k}$ і $\frac{P_k^i}{m_k}$ є парціальними прискореннями k -ї точки механічної системи, тобто

$$\dot{V}_k^e = \frac{P_k^e}{m_k}; \quad (1.9)$$

$$\dot{V}_k^i = \frac{P_k^i}{m_k} \quad (1.10)$$

і є проявом принципу суперпозиції дії сил у механіці.

Парціальне прискорення є прискоренням k -ї точки механічної системи, у випадку якщо на точку діяла б лише одна дана сила.

Таким чином, рівняння (1.8) може бути представлено у вигляді

$$\dot{V}_k = \dot{V}_k^e + \dot{V}_k^i. \quad (1.11)$$

Рівняння (1.5), (1.7) і (1.11) складені для колінеарної системи векторів. Для просторової системи діючих сил рівняння (1.11) набуде вигляду

$$\bar{V}_k = \bar{V}_k^e + \bar{V}_k^i \quad (1.12)$$

або

$$\begin{aligned} \bar{V}_k &= \bar{i}x_k^e + \bar{j}y_k^e + \bar{k}z_k^e + \bar{i}x_k^i + \bar{j}y_k^i + \bar{k}z_k^i = \\ &= \bar{i}(x_k^e + x_k^i) + \bar{j}(y_k^e + y_k^i) + \bar{k}(z_k^e + z_k^i), \end{aligned} \quad (1.13)$$

де \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} – основні вектори або орти;

x_k^e , x_k^i , y_k^e , y_k^i , z_k^e , z_k^i – модулі проєкцій векторів парціальних прискорень на координатній осі.

Таким чином, знаючи величину будь-якої складової рівняння (1.12) (сили або прискорення) можна через масу точки m_k (або тіла) визначити дійсну силу, що цікавить нас.

1.3. Визначення тягових й енергетичних показників машино-тракторних агрегатів при динамічних випробуваннях

Розглянемо метод визначення тягових й енергетичних показників мобільних машин на прикладі машино-тракторних агрегатів при динамічних випробуваннях [9].

Рівняння динаміки поступального руху трактора має вигляд

$$m_T \cdot \dot{V}_T(V) = P_{ТЯГ}(V) - P_{КР}(V) - m_T \cdot g[f(V) + f_{mp}(V)], \quad (1.14)$$

де m_T – загальна маса трактора;

\dot{V}_T – лінійне прискорення трактора;

$P_{ТЯГ}(V)$ – тягове зусилля на ведучих колесах, умовно визначене для випадку відсутності втрат енергії в трансмісії;

$P_G(V)$ – функція зміни зусилля на гаку від швидкості руху;

g – прискорення вільного падіння $g = 9,81$ м/с²;

$f(V)$ – функція зміни коефіцієнту опору коченню коліс трактора від швидкості;

$f_{mp}(V)$ – умовне збільшення коефіцієнту опору коченню коліс трактора за рахунок приведення до коліс опору в трансмісії та ходовій частині машини.

Зусилля на гаку можна визначити як

$$P_G(V) = P_G^{СТАТ}(V) P_G^{ДИН}(V), \quad (1.15)$$

де $P_G^{ДИН}(V)$ – динамічна компонента зусилля на гаку

$$P_G^{ДИН}(V) = m_{ПР} \cdot \dot{V}_{ПР}(V); \quad (1.16)$$

$m_{\text{ПР}}, \dot{V}_{\text{ПР}}$ – маса і прискорення причіпної ланки ($\dot{V}_{\text{ПР}} = \dot{V}_T$);

$P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V)$ – статична компонента зусилля на гаку.

З урахуванням виразів (1.15) і (1.16) рівняння (1.14) набуде виду

$$\begin{aligned} m_{\text{ПР}} + m_T \dot{V}_T(V) \left(1 + \frac{m_{\text{ПР}}}{m_T}\right) = \\ = P_{\text{ТЯГ}}(V) - P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V) - m_T g [f(V) + f_{\text{ТР}}(V)]. \end{aligned} \quad (1.17)$$

Розділивши ліву і праву частини рівняння (1.17) на m_T , отримаємо

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{m_{\text{ПР}}}{m_T}\right) \dot{V}_T(V) = \frac{P_{\text{ТЯГ}}(V)}{m_T} - \frac{P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V)}{m_T} - \\ - g [f(V) + f_{\text{ТР}}(V)]. \end{aligned} \quad (1.18)$$

Проаналізуємо праву частину рівняння (1.18). Величина

$$\dot{V}_T^{\text{СВ.Р}}(V) = \frac{P_{\text{ТЯГ}}(V)}{m_T} \quad (1.19)$$

є парціальним прискоренням, що виникає під час розгону машино-тракторного агрегату й відсутності будь-яких сил окрім сили $P_{\text{ТЯГ}}(V)$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_T^{\text{КР}}(V) = -\frac{P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V)}{m_T} \quad \dot{V}_T^{\text{КР}}(V) = -\frac{P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V)}{m_T} \quad (1.20)$$

характеризує прискорення трактора за відсутності тягової сили на ведучих колесах й опору коченню на всіх колесах трактора та дії лише сили $P_{\Gamma}^{\text{СТАТ}}(V)$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_T^f(V) = -g \left[f(V) + f_{TP}(V) \right] \quad (1.21)$$

є прискоренням трактора за дії лише сили опору коченню на колесах трактора.

Таким чином, рівняння (1.18) можна записати у вигляді суми парціальних прискорень

$$\left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T} \right) \dot{V}_T(V) = \dot{V}_T^{CB.P}(V) + \dot{V}_T^G(V) + \dot{V}_T^f(V). \quad (1.22)$$

При проведенні експериментальних досліджень і наявності вимірювального комплексу, що забезпечує реєстрацію й обробку подовжніх лінійних прискорень і швидкостей трактора, визначення парціальних прискорень можна здійснити за вільного вибігу машино-тракторного агрегату (МТА) і вільного вибігу одиночного трактора.

Під час вільного вибігу одиночного трактора справедливим є співвідношення

$$\dot{V}_T^{ВИБ}(V) = \dot{V}_T^f(V) < 0. \quad (1.23)$$

У процесі вибігу одиночного трактора від початкової швидкості до повної зупинки фіксуються параметри $\dot{V}_T(V)$ і розраховується (або вимірюється) швидкість V_T з кроком часу Δt . Результати заносяться в пам'ять комп'ютера. У результаті визначається залежність

$$\dot{V}_T^f(V) = -g \left[f(V) + f_{TP}(V) \right] < 0. \quad (1.24)$$

За вибігу МТА рівняння (1.22) перетвориться на

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T}\right) \dot{V}_T(V) &= \left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T}\right) \dot{V}_T^{ВИБ}(V) = \\ &= \dot{V}_T^{KP}(V) + \dot{V}_T^f(V) < 0. \end{aligned} \quad (1.25)$$

Звідси визначимо

$$\begin{aligned} \dot{V}_T^{KP}(V_T) &= \left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T}\right) \dot{V}_T^{ВИБ}(V) - \dot{V}_T^f(V) = \\ &= \dot{V}_T^{ВИБ}(V) + g[f(V) + f_{TP}(V)]. \end{aligned} \quad (1.26)$$

З урахуванням (1.20) вираз (1.26) дозволить визначити залежність зусилля на гаку від швидкості МТА

$$\frac{P_{\Gamma}^{СТАТ}}{m_T} = -\left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T}\right) \dot{V}_T^{ВИБ}(V) + \dot{V}_T^f(V). \quad (1.27)$$

Залежність $P_{\Gamma}^{СТАТ}(V)$ також утворюється з сукупності точок, одержаних з тимчасовим кроком Δt .

Тягову силу визначимо з рівняння (1.22) для руху МТА в тяговому режимі при виконанні технологічної операції

$$\begin{aligned} \frac{P_{ТЯГ}(V)}{m_T} &= \dot{V}_T^{CB.P}(V) = \\ &= \left(1 + \frac{m_{PP}}{m_T}\right) \dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{KP}(V) - V_T^f(V). \end{aligned} \quad (1.28)$$

Підставляємо (1.26) в (1.28)

$$\frac{P_{\text{ТЯГ}}(V)}{m_T} = \left(1 + \frac{m_{\text{ПР}}}{m_T}\right) [\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{\text{ВИБ}}(V)]. \quad (1.29)$$

Оскільки величина $P_{\text{ТЯГ}}(V)$ відповідає тяговій силі на ведучих колесах без урахування втрат на тертя в трансмісії, то з'являється можливість визначення ефективної потужності на вихідному валу двигуна

$$\begin{aligned} Ne(V) &= P_{\text{ТЯГ}}(V) \cdot V_T = \\ &= (m_T + m_{\text{ПР}}) V_T [\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{\text{ВИБ}}(V)], \end{aligned} \quad (1.30)$$

де V_T і $\dot{V}_T(V)$ – поточні значення лінійних швидкості і прискорення, що вимірюються в процесі випробувань з кроком часу Δt .

Потужність на гаку трактора також може бути визначена з (1.27)

$$\begin{aligned} N_r(V) &= P_r(V) \cdot V_T = \\ &= m_T \cdot V_T [V_T^f(V) - (1 + \frac{m_{\text{ПР}}}{m_T}) \dot{V}_T^{\text{ВИБ}}(V)]. \end{aligned} \quad (1.31)$$

Тяговий ККД трактора

$$\eta_{\text{ТЯГ}}(V) = \frac{N_r(V)}{Ne(V)} = \frac{\dot{V}_T^f(V) - \dot{V}_T^{\text{ВИБ}}(V)}{\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{\text{ВИБ}}(V)}. \quad (1.32)$$

Визначувані у процесі вимірювань параметри можуть бути також діагностичними, якщо прослідити динаміку їх зміни в процесі тривалого напрацювання.

1.4. Визначення сил опору руху автомобіля

Визначення сумарної сили опору руху автомобіля та її складових (опору кочення й аеродинамічного опору) є важливою задачею теорії автомобіля.

Фактор обтічності, що впливає на силу аеродинамічного опору (коефіцієнт аеродинамічного опору) визначають в аеродинамічних трубах. Опір коченню визначають на стендах з біговими барабанами. Це хоча й дороги, але достатньо точні методи. Проте вони лише імітують реальні умови руху. Реальні умови експлуатації моделюються при використуванні методу вибігу [5, 11]. Метод вибігу дозволяє визначити середні за довжиною вибігу автомобіля показники дорожнього й аеродинамічного опору. Метод однократного вибігу вимагає спеціального устаткування, складний і трудомісткий [5, 12]. Більш простим і доступним є метод двократного вибігу [5, 12]. Але вказані методи не дозволяють розділити опір коченню й опір аеродинамічної сили.

Спробуємо вирішити вказану задачу методом парціальних прискорень [10]. Рівняння руху автомобіля має вигляд

$$m_a \dot{V}_a = P_K - \sum P_{оп}, \quad (1.33)$$

де $\sum P_{оп}$ – сумарна сила опору руху

$$\sum P_{оп} = P_f \pm P_i + P_w = m_a g \Psi + k F V_a^2, \quad (1.34)$$

kF – чинник обтічності (k коефіцієнт опору повітря;
 F – площа лобового перетину автомобіля – мідель);
 Ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору $\Psi = f \pm i$;
 i – величина подовжнього ухилу шляху.

У режимі руху накатом (вибігу) тягова сила $P_K = 0$ і вираз (1.33) з урахуванням (1.34) набуде виду

$$m_a \dot{V}_a = -\left(m_a g \Psi + kF V_a^2\right). \quad (1.35)$$

Перейшовши до рівняння парціальних прискорень, отримаємо

$$\dot{V}_a = -g\Psi - \frac{kF}{m_a} V_a^2. \quad (1.36)$$

Таким чином \dot{V}_a буде від'ємним. Використовуючи давачі прискорень і програму обробки результатів вимірювань [13], що дозволяє визначити лінійні прискорення \dot{V}_a і швидкість автомобіля V_a , достатньо провести вимірювання в моменти часу t_1 і t_2 , відмінні на крок Δt .

Рівняння (1.36) для вимірювання параметрів в моменти часу t_1 і t_2 розгорнений в систему двох рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_a(t_1) = -g\Psi - \frac{kF}{m_a} [V_a(t_1)]^2; \\ \dot{V}_a(t_2) = -g\Psi - \frac{kF}{m_a} [V_a(t_2)]^2. \end{array} \right. \quad (1.37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_a(t_1) = -g\Psi - \frac{kF}{m_a} [V_a(t_1)]^2; \\ \dot{V}_a(t_2) = -g\Psi - \frac{kF}{m_a} [V_a(t_2)]^2. \end{array} \right. \quad (1.38)$$

Спільне розв'язання рівнянь (1.37) і (1.38) дозволяє визначити параметри Ψ і $\frac{kF}{m_a}$

$$\Psi = \frac{1}{g} \left\{ \frac{\dot{V}_a(t_2)}{V_a(t_2)/V_a(t_1)} - V_a(t_1) \left[\frac{1}{V_a(t_2)/V_a(t_1)} \right] \right\}; \quad (1.39)$$

$$kF = m_a \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{[V_a(t_2)]^2 - [V_a(t_1)]^2}. \quad (1.40)$$

Проводячи послідовну попарну обробку даних у точках з кроком $\Delta t = t_2 - t_1$, отримаємо масив значень ψ і $\frac{kF}{m_a}$. Такий метод статистичної обробки масиву даних можна назвати методом послідовних спостережень.

Об'єм масиву даних, що визначається вибором кроку Δt і тривалістю руху накатом, дозволяє провести їх статистичну обробку з високою точністю, тобто отримати середні значення й середньоквадратичні відхилення

$$\bar{\Psi} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Psi_i; \quad (1.41)$$

$$\overline{\frac{kF}{m_a}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{kF}{m_a} \right)_i; \quad (1.42)$$

$$\sigma_{\Psi} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\Psi_i - \bar{\Psi})^2}; \quad (1.43)$$

$$\sigma_{\frac{kF}{m_a}} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{kF}{m_a} \right)_i - \overline{\frac{kF}{m_a}} \right]^2}, \quad (1.44)$$

де N – обсяг одержаної вибірки

$$N = \frac{T_{\text{ВИБ}}}{\Delta t} + 1; \quad (1.45)$$

$T_{\text{ВИБ}}$ – тривалість періоду вимірювань за вибігу.

Якщо допустити, що вимірювані параметри ψ і $\frac{kF}{m_a}$ залежать від швидкості руху автомобіля V_a або, якщо період $T_{\text{ВИБ}}$ малий у відношенні до часу вибігу, то обсяг вибірки можна збільшити. Це можливо при проведенні обробки не лише за двома послідовними точками (t_1 і t_2), а й за допомогою поєднань будь-якої пари точок з масиву N . Обсяг вибірки при цьому буде

$$N' = C_N^2 = N \frac{N-1}{2} \approx 0,5N^2. \quad (1.46)$$

Таким чином, визначаючи параметри ψ і $\frac{kF}{m_a}$ з рівнянь (1.37) і (1.38) за двома довільно вибраними точками, збільшують обсяг вибірки на один порядок.

Підставляючи (1.45) в (1.46), отримаємо

$$N' = 0,5 \left(\frac{T_{\text{ВИБ}}}{\Delta t} + 1 \right)^2. \quad (1.47)$$

Визначивши параметри ψ і $\frac{kF}{m_a}$, потім за формулою (1.34) можна розрахувати $\sum P_{\text{оп}}$

$$\sum P_{\text{оп}} = m_a \left\{ g \bar{\Psi} + \left(\frac{\bar{kF}}{m_a} \right) [V_a(t)]^2 \right\}. \quad (1.48)$$

Визначивши $\sum P_C$, потім за формулою (1.33) знаходимо тягову силу на колесі

$$P_k = m_a \left\{ \dot{V}_a(t) + g\bar{\Psi} + \left(\frac{\overline{kF}}{m_a} \right) [V_a(t)]^2 \right\}. \quad (1.49)$$

За неперервного запису параметрів процесу можна відстежити зміну силових параметрів протягом заданого періоду. Параметр $\bar{\Psi}$, що визначений у процесі вибігу, характеризує не лише середнє значення сумарного дорожнього опору, а також й опір у трансмісії, обумовлений силами сухого тертя, гідравлічними втратами на перемішування оливи в картерах агрегатів. Крім того, на величину $\bar{\Psi}$ впливає інерційний момент мас трансмісії, що обертаються.

1.5. Визначення залежності параметрів опору руху автомобілів від швидкості

При вибігу автомобіля момент опору обертанню коліс, що створюється в трансмісії, також приводиться до сумарного коефіцієнту опору обертанню коліс

$$\Psi' = \Psi + \Delta\Psi, \quad (1.50)$$

де $\Delta\Psi$ – додатковий коефіцієнт опору обертанню коліс, обумовлений моментом опору в трансмісії

$$\Delta\Psi = \frac{M_{TP}^C}{m_a g r_\delta}; \quad (1.51)$$

M_T^C – момент опору обертанню коліс, обумовлений опором обертанню валів трансмісії

$$M_{TR}^C = M_{TR.CT}^C + M_{TR.КИН}^C + M_{TR.ДИН}^C ; \quad (1.52)$$

$M_{TR.CT}^C$ – статичний момент опору в трансмісії, обумовлений силами сухого тертя;

$M_{TR.КИН}^C$ – момент опору в трансмісії, обумовлений силами гідравлічного опору мастила в картерах коробки передач і головної передачі (кінематичний); величина вказаного моменту залежить від швидкості автомобіля;

$M_{TR.ДИН}^C$ – інерційний (динамічний) момент опору в трансмісії, що враховує вплив лінійного прискорення автомобіля;

r_{δ} – динамічний радіус ведучих коліс.

Усі компоненти моменту опору в трансмісії є приведеними до ведучих коліс автомобіля. Указані компоненти можна визначити при вибігу таким чином

$$M_{TR.CT}^C = const < 0; \quad (1.53)$$

$$M_{TR.КИН}^C = -K_1 \cdot V_a; \quad (1.54)$$

$$M_{TR.ДИН}^C = -\frac{I_{ПР}}{r_{\delta}} \dot{V}_a, \quad (1.55)$$

де K_1 – коефіцієнт пропорційності між швидкістю V_a автомобіля й кінематичним моментом опору в трансмісії;

$I_{ПР}$ – приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії.

Після підстановки (1.50)–(1.55) у рівняння (1.35), розділивши ліву та праві частини останнього на m_a , отримаємо

$$\dot{V}_a = -g \cdot \Psi - \frac{M_{TPCT}^C}{m_a \cdot r_\partial} - \frac{K_1}{m_a \cdot r_\partial} V_a - \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_\partial^2} \dot{V}_a - \frac{kF}{m_a} V_a^2. \quad (1.56)$$

Перетворимо останній вираз до вигляду

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & -\frac{g}{1 + \frac{I_{ПП}}{m_a r_\partial^2}} \cdot \left(\Psi + \frac{M_{TPCT}^C}{m_a \cdot g \cdot r_\partial} \right) - \\ & - \frac{K_1}{m_a \cdot r_\partial \left(1 + \frac{I_{ПП}}{m_a r_\partial^2} \right)} V_a - \frac{\frac{kF}{m_a}}{1 + \frac{I_{ПП}}{m_a r_\partial^2}} V_a^2. \end{aligned} \quad (1.57)$$

Відомо [14], що коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля зростає із зростанням лінійної швидкості V_a автомобіля й визначається залежністю

$$f = f_0 \left(1 + A V_a^2 \right), \quad (1.58)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля з швидкістю $V_a < 16,7$ м/с (60 км/год);

A – коефіцієнт, що враховує вплив квадрату лінійної швидкості V_a^2 автомобіля на величину f .

Вираз (1.57) з урахуванням (1.35) і (1.58) набуде виду

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & -\frac{g}{1 + \frac{I_{\dot{D}}}{m_a r_{\partial}^2}} \cdot \left(f_0 \pm i + \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a \cdot g \cdot r_{\partial}} \right) - \\ & - \frac{K_1 / m_a}{r_{\partial} \left(1 + \frac{I_{\dot{D}}}{m_a r_{\partial}^2} \right)} V_a - \frac{\frac{kF}{m_a} + f_0 \cdot A \cdot g}{1 + \frac{I_{\dot{D}}}{m_a r_{\partial}^2}} V_a^2. \end{aligned} \quad (1.59)$$

Величина

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_{\partial}^2} \quad (1.60)$$

є коефіцієнтом врахування впливу мас трансмісії та двигуна, що обертаються, на прискорення автомобіля.

Коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються, визначається відомою залежністю [14]

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_{\partial}^2} = 1,03 + 0,05u_k^2, \quad (1.61)$$

де u_k – передавальне число коробки передач.

За вибігу з $u_k = 0$ (з вимкненим зчепленням)

$$\delta_{BP} = 1,03. \quad (1.62)$$

Під час проведення випробувань необхідно скласти три рівняння, що відповідають трьом моментам часу t_1 , t_2 , t_3 віддаленим один від одного на величину кроку Δt .

$$t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t. \quad (1.63)$$

Розмір кроку Δt слід вибрати таким чином, щоб зміна параметрів опору руху автомобіля, що залежні від швидкості, були незначними. Таким чином, рівняння суми парціальних прискорень (1.59) ми розвернемо в систему трьох нелінійних рівнянь, невідомими в яких будуть коефіцієнти a_1, a_2, a_3

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_{a1} = -a_1 - a_2 V_{a1} - a_3 V_{a1}^2 - \text{для часу } t_1; \\ \dot{V}_{a2} = -a_1 - a_2 V_{a2} - a_3 V_{a2}^2 - \text{для часу } t_2; \\ \dot{V}_{a3} = -a_1 - a_2 V_{a3} - a_3 V_{a3}^2 - \text{для часу } t_3. \end{array} \right. \quad (1.64)$$

$$\quad \quad \quad (1.65)$$

$$\quad \quad \quad (1.66)$$

Прискорення автомобіля ми представили у вигляді суми парціальних прискорень, що є членами статичного ряду за швидкістю руху автомобіля. Якщо під час розв'язання системи рівнянь (1.64) – (1.66) виявиться, що параметри a_1, a_2, a_3 залежать від швидкості, то, надалі, шляхом апроксимації одержаних залежностей стане можливим або уточнити показники ступеня при V_a , або описати дане парціальне прискорення складнішою залежністю. Для визначення залежностей коефіцієнтів a_1, a_2, a_3 від швидкості необхідно приймати середнє значення швидкості \bar{V}_a на інтервалі $[t_1, t_3]$, тобто

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a1} + V_{a2} + V_{a3}}{3}. \quad (1.67)$$

Коефіцієнти a_1, a_2, a_3 визначаються як

$$a_1 = \frac{g}{\delta_{об}} \left(f_0 \pm i + \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a \cdot g \cdot r_\delta} \right); \quad (1.68)$$

$$a_2 = \frac{K_1}{m_a \cdot \delta_{об} \cdot r_\delta}; \quad (1.69)$$

$$a_3 = \frac{kF / m_a + A \cdot f_0 \cdot g}{\delta_{об}}. \quad (1.70)$$

За вибігу з вимкненим зчепленням (відключеним двигуном) $\delta_{об} = 1,03$ (див. (1.62)).

Розв'язок системи рівнянь (1.64)–(1.66) дозволяє визначити вказані коефіцієнти a_1, a_2, a_3

$$a_1 = -\dot{V}_{a1} + \frac{V_{a1}}{V_{a1} - V_{a3}} \left[\frac{\dot{V}_{a2} - \dot{V}_{a3}}{V_{a2} - V_{a3}} V_{a2} + \frac{\dot{V}_{a1} - \dot{V}_{a2}}{V_{a1} - V_{a2}} (V_{a1} - V_{a2} - V_{a3}) \right]; \quad (1.71)$$

$$a_2 = \frac{1}{V_{a3} - V_{a1}} [(V_{a1} + V_{a2}) \frac{\dot{V}_{a2} - \dot{V}_{a3}}{V_{a2} - V_{a3}} - (V_{a2} + V_{a3}) \frac{\dot{V}_{a1} - \dot{V}_{a2}}{V_{a1} - V_{a2}}]; \quad (1.72)$$

$$a_3 = \frac{1}{V_{a3} - V_{a1}} \left[\frac{\dot{V}_{a2} - \dot{V}_{a3}}{V_{a3} - V_{a2}} - \frac{\dot{V}_{a1} - \dot{V}_{a2}}{V_{a2} - V_{a1}} \right]. \quad (1.73)$$

Через певний проміжок часу ΔT (враховуючи $\Delta T = 0$) вимірювання повторюють. У результаті одержують лінії регресії для параметрів $a_1(\bar{V}_a), a_2(\bar{V}_a), a_3(\bar{V}_a)$.

Коефіцієнт опору повітря

$$K = \frac{1,03 \cdot a_3 - Af_0g}{F} m_a. \quad (1.74)$$

Коефіцієнт обтічності

$$C_x = \frac{2K}{\rho} = \frac{2,06 \cdot a_3 - 2Af_0g}{SF} m_a, \quad (1.75)$$

де η – густина повітря.

Коефіцієнт пропорційності між швидкістю V_a автомобіля й кінематичним моментом опору в трансмісії

$$K_1 = 0,97 \cdot m_a \cdot a_2 \cdot r_{\delta}. \quad (1.76)$$

У тих випадках, коли дійсне значення A невідоме, рекомендується

[15] приймати $A = 7 \cdot 10^{-6} \frac{c^2}{m^2}$.

1.6. Визначення потужності та роботи двигуна при русі автомобіля після вибігу

Визначивши в процесі вибігу автомобіля параметри a_1, a_2, a_3 відповідні реальній швидкості V_a , і, внісши їх до пам'яті комп'ютера, можна надалі визначати потужність двигуна при русі автомобіля.

Тягова сила автомобіля може бути визначена як

$$P_K = \frac{Ne}{V_a} - \frac{M_{TP}^C}{r_{\partial}}. \quad (1.77)$$

Або, підставляючи співвідношення (1.52), (1.53)–(1.55), отримаємо

$$P_K = \frac{Ne}{V_a} - \frac{M_{TP.СТ}^C}{r_{\partial}} - \frac{K_1}{r_{\partial}} V_a - I_{ПП} \frac{\dot{V}_a}{r_{\partial}^2}. \quad (1.78)$$

Вираз (1.33) з урахуванням (1.78) набуде виду

$$\begin{aligned} m_a \dot{V}_a &= \frac{Ne}{V_a} - \frac{M_{TP.СТ}^C}{r_{\partial}} - \frac{K_1}{r_{\partial}} V_a - I_{ПП} \frac{\dot{V}_a}{r_{\partial}^2} - \\ &- m_a g [f_0 (1 + AV_0^2) \pm i] - kFV_a^2. \end{aligned} \quad (1.79)$$

Після перетворення і розв'язання рівняння (1.79) відносно Ne , отримаємо

$$\begin{aligned} Ne &= m_a V_a \left[\dot{V}_a \left(1 + \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_{\partial}} \right) + g(f_0 \pm i) + \right. \\ &+ \left. \frac{M_{TP.СТ}^C}{m_a \cdot r_{\partial}} + \frac{K_1}{m_a \cdot r_{\partial}} V_a + gA f_0 + \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right]. \end{aligned} \quad (1.80)$$

Вираз (1.80) представимо до виду

$$Ne = m_a V_a \left(\dot{V}_a \cdot b_1 + b_2 + b_3 V_a + b_4 V_a^2 \right), \quad (1.81)$$

де b_1, b_2, b_3, b_4 – коефіцієнти, що визначаються при вимірюваннях у процесі руху автомобіля,

$$b_1 = \delta_{об}; \quad (1.82)$$

$$b_2 = g(f_0 \pm i) + \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a \cdot r_{\delta}}; \quad (1.83)$$

$$b_3 = \frac{K_1}{m_a \cdot r_{\delta}}; \quad (1.84)$$

$$b_4 = gAf_0 + \frac{kF}{m_a}. \quad (1.85)$$

Порівнюючи вирази (1.83)–(1.85) і співвідношення (1.68)–(1.70) можна записати

$$b_2 = a_1 \cdot \delta_{об}; \quad (1.86)$$

$$b_3 = a_2 \cdot \delta_{об}; \quad (1.87)$$

$$b_4 = a_3 \cdot \delta_{об}. \quad (1.88)$$

У випадку, якщо відома тягова характеристика автомобіля, можна за швидкістю V_a визначити передавальне число u_k , що дозволить розрахувати $\delta_{об}$ і коефіцієнт b_1 .

З виразу (1.81) визначимо роботу двигуна, проводячи чисельне інтегрування

$$A_e = \int_{\tau_1}^{\tau_2} N_e \cdot dt, \quad (1.89)$$

де $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$ – раціональний, з погляду мінімальної похибки, інтервал інтегрування.

Слід зазначити, що використання запропонованого методу дозволить проводити оцінку напруцювання автомобіля за виконаною двигуном роботою, що дозволить коректніше й значно простіше здійснювати оцінку надійності машин.

Потужність двигуна, затрачувана на розгін [8]

$$N_p = m_a \cdot \dot{V}_a \cdot V_a. \quad (1.90)$$

Миттєвий ККД автомобіля [16]

$$\eta_{\text{мит}} = \frac{N_p}{N_e} = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_a b_1 + b_2 + b_3 V_a + b_4 V_a^2}. \quad (1.91)$$

Таким чином, у пам'яті комп'ютера в режимі реального часу залишатимуться потужність двигуна, робота двигуна, виконана в заданому часовому інтервалі і ККД автомобіля. Проте, недоліком вказаного методу є необхідність проведення попереднього вибігу автомобіля для визначення параметрів опору руху.

1.7. Визначення потужності й роботи двигуна без вибігу автомобіля

У даному розділі розглянуто алгоритм розрахунку потужності двигуна в процесі руху автомобіля без попереднього визначення його параметрів при вибігу (русі накатом). При використуванні вибігу частина необхідних параметрів вимірюється при вибігу, а частину необхідно вводити в процесі руху за рахунок установки додаткових давачів (наприклад, завантаження автомобіля).

Вказаних проблем можна уникнути, якщо прийняти допущення того, що за малого інтервалу часу Δt і невеликої кількості вказаних інтервалів часу, потужність, що розвивається двигуном, залишається постійною, тобто $Ne \approx const$. Вираз (1.80) у цьому випадку можна записати у вигляді

$$\begin{aligned}
 Ne &= m_a \dot{V}_a V_a \left(1 + \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_{\partial}}\right) + V_a \left[\frac{M_{TP.CT}^C}{m_a \cdot r_{\partial}} + m_a g(f_0 \pm i)\right] + \\
 &+ \frac{K_1}{r_{\partial}} V_a^2 + (kF + m_a g A f_0) V_a^3 = \\
 &= c_1 \dot{V}_a V_a + c_2 V_a + c_3 V_a^2 + c_4 V_a^3 = const. \quad (1.92)
 \end{aligned}$$

В алгоритм розрахунку вводимо малі кроки Δt . Оскільки в рівнянні (1.92) присутні п'ять невідомих Ne , c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , то для розрахунку одного значення потужності Ne нам необхідно скласти п'ять рівнянь в інтервалі часу t від t_0 до $t_0 + 4\Delta t$

$$\left\{ \begin{array}{l} Ne = c_1 \dot{V}_{a1} V_{a1} + c_2 V_{a1} + c_3 V_{a1}^2 + c_4 V_{a1}^3; \quad (1.93) \\ Ne = c_1 \dot{V}_{a2} V_{a2} + c_2 V_{a2} + c_3 V_{a2}^2 + c_4 V_{a2}^3; \quad (1.94) \\ Ne = c_1 \dot{V}_{a3} V_{a3} + c_2 V_{a3} + c_3 V_{a3}^2 + c_4 V_{a3}^3; \quad (1.95) \\ Ne = c_1 \dot{V}_{a4} V_{a4} + c_2 V_{a4} + c_3 V_{a4}^2 + c_4 V_{a4}^3; \quad (1.96) \\ Ne = c_1 \dot{V}_{a5} V_{a5} + c_2 V_{a5} + c_3 V_{a5}^2 + c_4 V_{a5}^3. \quad (1.97) \end{array} \right.$$

Ліві частини рівнянь (1.93)–(1.97) для даного інтервалу від t_0 до $4\Delta t$ приймаються рівними між собою.

Розв'язуючи системи лінійних алгебраїчних рівнянь щодо невідомих Ne , c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , отримаємо шукані результати. Вказані коефіцієнти визначаються залежностями

$$c_1 = m_a \left(1 + \frac{I_{ПП}}{m_a \cdot r_\partial^2} \right) - \text{приведена маса автомобіля}; \quad (1.98)$$

$$c_2 = \frac{M_{ГРСТ}^C}{r_2} + m_a g (f_0 \pm i) - \text{приведена статична сила опору обертання коліс}; \quad (1.99)$$

$$c_3 = \frac{K_1}{r_\partial} - \text{приведений показник в'язкого тертя в трансмісії}; \quad (1.100)$$

$$c_4 = kF + m_a g A f_0 - \text{сума чинників аеродинамічного опору й динамічного збільшення сили опору коченню}. \quad (1.101)$$

Визначення коефіцієнтів c_1, c_2, c_3, c_4 у процесі експлуатації автомобіля і збереження їх значень у пам'яті бортового комп'ютера дозволить оцінити технічне полягання та визначити об'єми технічного обслуговування і ремонту.

При складанні й розв'язанні рівнянь (1.93)–(1.97) розмір кроку обчислень часу Δt і часового інтервалу $[t_0; 4\Delta t]$ вибирається з умови забезпечення необхідної точності розрахунку.

Якщо перетворити рівняння (1.93)–(1.97) до виду

$$\left\{ \begin{array}{l} c'_1 \dot{V}_{a1} V_{a1} + c'_2 V_{a1} + c'_3 V_{a1}^2 + c'_4 V_{a1}^3 - 1 = 0; \quad (1.102) \\ c'_1 \dot{V}_{a2} V_{a2} + c'_2 V_{a2} + c'_3 V_{a2}^2 + c'_4 V_{a2}^3 - 1 = 0; \quad (1.103) \\ c'_1 \dot{V}_{a3} V_{a3} + c'_2 V_{a3} + c'_3 V_{a3}^2 + c'_4 V_{a3}^3 - 1 = 0; \quad (1.104) \\ c'_1 \dot{V}_{a4} V_{a4} + c'_2 V_{a4} + c'_3 V_{a4}^2 + c'_4 V_{a4}^3 - 1 = 0, \quad (1.105) \end{array} \right.$$

то для вирішення поставленої задачі буде достатньо 4 рівнянь. У рівняннях (1.102)–(1.105)

$$c'_1 = c_1 / Ne; \quad (1.106)$$

$$c'_2 = c_2 / Ne; \quad (1.107)$$

$$c'_3 = c_3 / Ne; \quad (1.108)$$

$$c'_4 = c_4 / Ne. \quad (1.109)$$

Для отримання результату необхідно ідентифікувати хоча б один із знайдених коефіцієнтів c_1, c_2, c_3, c_4 . Зручніше всього це зробити для коефіцієнта c_4 , оскільки аеродинамічні показники не змінюються в процесі експлуатації автомобілів. На аеродинамічні показники автомобіля слід звернути особливу увагу. Необхідність цього підтвердять результати досліджень, наведені в наступних розділах.

1.8. Визначення маси автомобіля (трактора) під час випробувань з використанням методу парціальних прискорень

Визначення маси машини (або маси додаткового вантажу в кузові) необхідне при проведенні вибігу машини. Вибіг потрібно проводити двічі: у завантаженому й порожньому станах машини.

У результаті розв'язання рівнянь (1.64)–(1.66) визначаються коефіцієнти

$$a_3 = \frac{kF}{m_a \delta_{BP}} \text{ – у порожньому стані} \quad (1.110)$$

і

$$a'_3 = \frac{kF}{(m_a + m_B) \delta_{BP}} \text{ – у навантаженому стані,} \quad (1.111)$$

де m_B – маса вантажу в кузові.

Параметри, що цікавлять нас, можна визначити, узявши відношення a_3/a'_3

$$\frac{a_3}{a'_3} = \frac{m_a + m_B}{m_a} = 1 + \frac{m_B}{m_a}. \quad (1.112)$$

З рівняння (1.112) визначимо

$$\frac{m_B}{m_a} = 1 - \frac{a_3}{a'_3}. \quad (1.113)$$

Якщо перед проведенням випробувань вантаж був зважений і визначена його маса m_a , то шукана маса автомобіля

$$m_a = \frac{m_B}{1 - a_3/a'_3}. \quad (1.114)$$

Якщо відома маса автомобіля m_a , і необхідно визначити масу вантажу, то з (1.113) одержимо

$$m_B = m_a \left(1 - \frac{a_3}{a'_3} \right). \quad (1.115)$$

При розрахунку необхідно брати відношення a_3/a'_3 за однакових значень швидкості V_a автомобіля в завантаженому й порожньому станах у процесі вибігу. Це дозволить виключити залежність фактору опору повітря від швидкості, а потім одержаний результат усереднювати й оцінювати розсіювання.

Оцінка математичного очікування

$$\bar{m}_{a1} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N m_{ai}; \quad (1.116)$$

$$\bar{m}_B = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N m_{Bi}. \quad (1.117)$$

Оцінка середнього квадратичного відхилення

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (m_{ai} - \bar{m}_{ai})^2}; \quad (1.118)$$

$$\sigma_B = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (m_{Bi} - \bar{m}_B)^2}, \quad (1.119)$$

де N – обсяг отриманої вибірки;

m_{ai} , m_{Bi} – значення мас автомобіля або вантажу, отримані на i -му кроці часу.

1.9. Дослідження руху тракторного потягу змінної маси

Зробимо припущення, що розв'язується задача регулювання потужності двигуна трактора, що працює в агрегаті з причепом під завантаженням від рухомого комбайна. Необхідно забезпечити синхронність руху тракторного потягу і збирального комбайна.

Схема сил, що діють на МТА при синхронному русі з бурякозбиральним комбайном, наведена на рис. 1.1.

Рівняння поступального руху трактора під завантаженням має такий вид

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_K - \sum P_{оп}, \quad (1.120)$$

де m – загальна маса потягу;

V – швидкість руху потягу;

P_K – тягова сила на ведучих колесах трактора;

$\sum P_{оп}$ – сумарна сила опору руху.

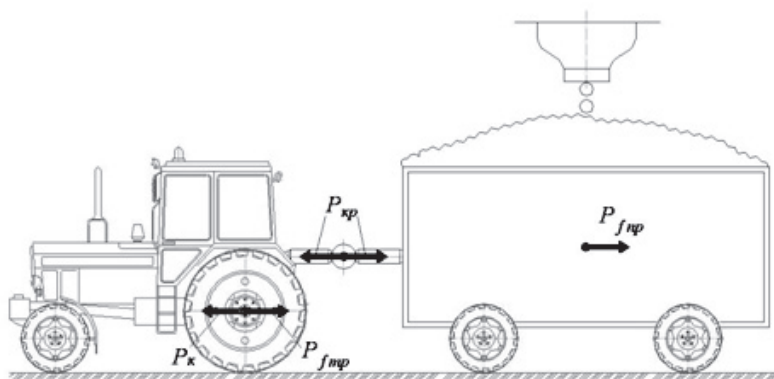


Рисунок 1.1. Схема сил, що діють на МТА за синхронного руху з бурякозбиральним комбайном

Відмінність задачі, що розв'язується від задачі розрахунку руху ракети (рівняння Мещерського) [3] полягає в тому, що приєднані або від'єднані точки переміщуються в напрямі, перпендикулярному напрямку руху машини.

Рівняння (1.120) перетворимо до виду

$$V \frac{dm}{dt} + m \frac{dV}{dt} = P_K - \sum P_{Оп} . \quad (1.121)$$

З одержаного рівняння (1.121) визначимо прискорення машини

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m} - \frac{\sum P_{Оп}}{m} - \frac{V}{m} \frac{dm}{dt} . \quad (1.121)$$

У виразі (1.122)

$$\frac{P_K}{m} = \dot{V}_K^{ПАР} \text{ – парціальне прискорення,} \quad (1.123)$$

що створюється силою тяги;

$$-\frac{\sum P_{ОП}}{m} = \dot{V}_K^{ПАР} - \text{парціальне прискорення} \quad (1.124)$$

що створене силами опору;

$$-\frac{V}{m} \frac{dm}{dt} = \dot{V}_{ПОПР} - \text{поправка} \quad (1.125)$$

на величину прискорення, обумовлена зміною маси об'єкту.

Таким чином, вираз (1.122) з урахуванням (1.123), (1.124), (1.125) набуде виду

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_K^{ПАР} + \dot{V}_C^{ПАР} + \dot{V}_{ПОПР}. \quad (1.126)$$

За умови $\frac{dm}{dt} = 0$ величина $\dot{V}_{ПОПР} = 0$.

Парціальне прискорення за динамічних випробувань мобільних машин може бути визначено шляхом припинення дії окремих сил.

Розглянемо застосування методу парціальних прискорень для експериментального дослідження руху машино-тракторного агрегату (МТА) зі збиральним комбайном. Швидкість руху МТА повинна бути синхронізована зі швидкістю руху комбайна [17]. У мірі заповнення кузова причепа коренеплодами (наприклад, під час збирання цукрового буряка) маса причепа і МТА, у цілому, зростають. При цьому, опір руху машини зростає і для того, щоб зберегти задану швидкість руху МТА необхідно збільшити подачу палива в двигуні, тобто підвищити в процесі руху його ефективну потужність.

Рівняння руху МТА (рис. 1.1)

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_K - P_{fTP} - P_{fПР}, \quad (1.127)$$

де P_{fTP} , $P_{fПР}$ – сили опору коченню коліс трактора і причепа;
 m – загальна маса МТА

$$m = m_{TP} + m_{ПР} + m_B, \quad (1.128)$$

m_{TP} , $m_{ПР}$ – загальна маса трактора і споряджена маса причепа;
 m_B – маса вантажу в кузові причепа.

Здійснивши перетворення залежності (1.127), отримаємо

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m} - \frac{P_f}{m} - \frac{V}{m} \frac{dm}{dt}, \quad (1.129)$$

де P_f – сумарна сила опору коченню коліс МТА

$$P_f = P_{fTP} + P_{fПР}. \quad (1.130)$$

Підставляючи (1.128) в (1.129) і враховуючи, що

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_B}{dt} \quad (1.131)$$

і

$$m_B = \frac{dm_B}{dt} t, \quad (1.132)$$

отримаємо

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t} - \frac{P_f}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t} - \frac{\dot{V} \frac{dm_B}{dt}}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t}. \quad (1.133)$$

Парціальне прискорення, що створюється силою опору коченню завжди дорівнює

$$\dot{V}_C^{ПAP} = - \frac{P_f}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t} = -f \cdot g. \quad (1.134)$$

Рівняння (1.133) з урахуванням (1.134) прикмет має вигляд

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t} - fg - \frac{\frac{dm_B}{dt} V}{m_{TP} + m_{ПП} + \frac{dm_B}{dt}t}. \quad (1.135)$$

Величина $\frac{dm_B}{dt}$ визначається продуктивністю коренезбирального

комбайна за одиницю часу й відома. Умовою синхронного руху комбайна і МТА буде рівність нулю прискорення МТА, тобто рівність нулю лівої частини рівняння (1.135). З цієї умови визначимо

$$P_K = fg(m_{TP} + m_{ПР} + \frac{dm_B}{dt} \cdot t) + V \frac{dm_B}{dt} \quad (1.136)$$

або

$$P_K = fg(m_{TP} + m_{ПР}) + \frac{dm_B}{dt} (fg \cdot t + V). \quad (1.137)$$

Рівняння (1.137) визначає закон зміни тягової сили на ведучих колесах трактора. Крутний момент на валу двигуна, відповідний отриманню необхідного зусилля P_K на ведучих колесах тракторів є функцією від часу

$$\begin{aligned} M_e &= \frac{P_K \cdot r_{\partial}}{u_{TP} \cdot \eta_{TP}} = \\ &= \frac{r_{\partial}}{\eta_{TP} \cdot u_{TP}} [fg(m_{TP} + m_{ПР}) + \frac{dm_{TP}}{dt} (fgt + V)], \end{aligned} \quad (1.138)$$

де u_{TP} – передавальне число трансмісії;

η_{TP} – ККД трансмісії

$$\eta_{TP} = \eta_{TP}^{STAT} \cdot \eta_{TP}^{KIN} \cdot \eta_{TP}^{DIN}, \quad (1.139)$$

η_{TP}^{STAT} – статичний ККД трансмісії, що враховує втрати енергії на тертя;

η_{TP}^{KIN} – кінематичний ККД трансмісії, що враховує втрати на в'язке тертя;

η_{TP}^{DIN} – динамічний ККД трансмісії, що враховує втрати енергії на розгін мас трансмісії і двигуна, що обертаються; при русі з $V = const$ і $\eta_{TP}^{DIN} = 1$.

За експериментального дослідження процесу синхронного руху МТА з комбайном можна використовувати давачі лінійних прискорень. Тоді при русі МТА накатом (з відключеним двигуном) з порожнім причепом можна визначити парціальне прискорення, що створюється силою опору коченню

$$\dot{V}_C^{ПАР} = \frac{dV}{dt} - f' \cdot g, \quad (1.140)$$

де f' – приведений коефіцієнт опору коченню коліс, що враховує також втрати на тертя в трансмісії трактора.

Тоді рівняння (1.137) з урахуванням (1.140) набуде виду

$$P'_K = \frac{dm_B}{dt} (V - \dot{V}_C^{ПАР} \cdot t) - \dot{V}_C^{ПАР} (m_{TP} + m_{ПР}). \quad (1.141)$$

Величини P_K і P'_K пов'язані між собою співвідношенням

$$P'_K = \frac{P_K}{\eta_{TP}} \quad (1.142)$$

оскільки при визначенні парціального прискорення $\dot{V}_C^{ПАР}$ враховувалися втрати на тертя в трансмісії.

Отже, помноживши ліву та праву частини рівняння (1.141) на швидкість руху V , отримаємо необхідний закон зміни ефективної потужності двигуна

$$Ne = V \left[\frac{dm_B}{dt} (V - \dot{V}_C^{ПАР} \cdot t) - \dot{V}_C^{ПАР} (m_{TP} + m_{ПР}) \right]. \quad (1.143)$$

Визначивши парціальне прискорення \dot{V}_C^{IIAP} і швидкість руху V за допомогою вимірювального комплексу, що містить давачі лінійних прискорень, а також, знаючи m_{TP} , m_{IIIP} і продуктивність комбайна за одиницю часу $\frac{dm_B}{dt}$, можна в кожен момент часу розрахувати необхідну потужність двигуна. Для реалізації режиму синхронного руху комбайна і МТА можливе використання програмного пристрою.

Вираз (1.135) з урахуванням (1.140) набуде такого виду

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P'_K}{m_{TP} + m_{IIIP} + \frac{dm_B}{dt}t} + \dot{V}_C^{IIAP} - \frac{\frac{dm_B}{dt}}{dt} \frac{V}{m_{TP} + m_{IIIP} + \frac{dm_B}{dt}t}. \quad (1.144)$$

Враховуючи, що

$$P'_K = \frac{Ne}{V} \quad (1.145)$$

перетворимо вираз (1.144) до виду

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\frac{Ne}{V} - V \frac{dm_B}{dt}}{m_{TP} + m_{IIIP} + \frac{dm_B}{dt}t} + \dot{V}_C^{IIAP}. \quad (1.146)$$

Схема системи регулювання подовжнього лінійного прискорення МТА наведена на рис. 1.2.



Рисунок 1.2. Блок-схема системи автоматичного регулювання синхронного руху комбайна і МТА

1.10. Метод послідовного наближення під час визначення компонент сумарного опору руху машин

Узагальнюючи отримані в попередніх розділах результати, маємо нагоду запропонувати метод послідовного наближення для точного визначення компонент сумарного опору руху машини за результатами дорожніх випробувань. Розглянемо цей метод на прикладі руху автомобіля твердою опорною поверхнею.

З рівняння (1.33) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом ділення лівої і правої частин на загальну масу автомобіля m_a

$$\dot{V}_a = \frac{P_K}{m_a} - \frac{\sum P_{оп}}{m_a} = \frac{P_K}{m_a} - \sum_{i=1}^n \frac{P_{оп_i}}{m_a}, \quad (1.147)$$

де $P_{оп_i}$ – i -та компонента сумарної сили опору руху автомобіля;
 n – число компонент сумарної сили опору руху автомобіля.

Розглядаючи вибіг (рух автомобіля накатом) приймаємо $P_K = 0$. У такому разі, представляючи рівняння (1.147) у вигляді рівняння парціальних прискорень, отримаємо

$$\dot{V}_a = \sum_{i=1}^n \dot{V}_{ai}^{ПАРЦ} . \quad (1.148)$$

У теорії автомобіля використовуються сили опору руху: на подолання ухилу шляху, опору коченню коліс, аеродинамічного опору. Крім того, ми привели опір обертанню валів трансмісії до ведучих коліс, враховуючи це як зовнішній опір обертанню коліс. Сили опору, а, отже, і відповідні парціальні прискорення на подолання ухилу шляху, опору коченню коліс (у т. ч. опір у трансмісії від сил сухого тертя) пропорційні швидкості руху автомобіля в нульовому ступені. Момент опору обертанню ведучих коліс автомобіля, викликаний гідравлічним опором у трансмісії пропорційний швидкості автомобіля в першому ступені, а сила аеродинамічного опору пропорційна квадрату швидкості руху автомобіля. Останнє твердження вимагає особливої уваги, оскільки ще в 1927, на зорі становлення теорії автомобіля як науки, у роботі [32] наголошувалося, що, приймаючи залежність сили аеродинамічного опору руху автомобіля пропорційній квадрату швидкості, необхідно враховувати залежність коефіцієнта аеродинамічного опору C_x від швидкості. Проте, надалі цього ніхто не робив, вважаючи за краще використовувати деяке середнє значення, що визначається продуванням в аеродинамічній трубі, або за результатами вибігу автомобіля на деякій мірній ділянці шляху (набуваючи середнє на шляху вибігу значення). Тому визначення залежності коефіцієнта C_x від швидкості на сьогоднішній день представляє актуальну наукову задачу, оскільки дозволить уточнити показники тягової динаміки автомобіля та норми витрати палива.

Таким чином, наведені вище міркування дозволяють нам розкласти прискорення автомобіля під час вибігу в статистичний ряд парціальних прискорень за швидкістю V_a

$$V_a = d_1 + d_2 V_a + d_3 V_a^2 + d_4 V_a^3 \dots + \\ + d_i V_a^{i-1} \dots + d_n V_a^{n-1} , \quad (1.149)$$

де d_1, \dots, d_n – коефіцієнти регресії статичної залежності.

За кількістю коефіцієнтів регресії визначається кількість лінійних рівнянь, крок часу Δt і крок вимірювання параметрів ΔT . Кількість рівнянь повинна бути не меншою за кількість невідомих коефіцієнтів регресії, а крок вимірювання параметра ΔT і крок часу пов'язані між собою залежністю

$$\Delta T = \Delta t(n - 1), \quad (1.150)$$

де n – кількість членів статистичного ряду, що використовуються.

Коефіцієнти регресії знаходяться в результаті розв'язання системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_{a1} = d_1 + d_2 V_{a1} + d_3 V_{a1}^2 + d_4 V_{a1}^3 \dots + d_i V_{a1}^{i-1} \dots + d_n V_{a1}^{n-1}; \\ \dot{V}_{a2} = d_1 + d_2 V_{a2} + d_3 V_{a2}^2 + d_4 V_{a2}^3 \dots + d_i V_{a2}^{i-1} \dots + d_n V_{a2}^{n-1}; \\ \dot{V}_{a3} = d_1 + d_2 V_{a3} + d_3 V_{a3}^2 + d_4 V_{a3}^3 \dots + d_i V_{a3}^{i-1} \dots + d_n V_{a3}^{n-1}; \\ \dots \dots \dots \\ \dot{V}_{ai} = d_1 + d_2 V_{ai} + d_3 V_{ai}^2 + d_4 V_{ai}^3 \dots + d_i V_{ai}^{i-1} \dots + d_n V_{ai}^{n-1}; \\ \dots \dots \dots \\ \dot{V}_{an} = d_1 + d_2 V_{an} + d_3 V_{an}^2 + d_4 V_{an}^3 \dots + d_i V_{an}^{i-1} \dots + d_n V_{an}^{n-1}. \end{array} \right. \quad (1.151)$$

Кожне з рівнянь, що становлять систему (1.151) отримано в моменти часу, відмінні один від одного на крок Δt , тобто

$$V_{a1}(t_0); V_{a2}(t_0 + \Delta t); V_{a3}(t_0 + 2\Delta t); \dots V_{an}[t_0 + (n-1)\Delta t]. \quad (1.152)$$

Набуті значення коефіцієнтів кореляції d_1-d_n відповідатимуть середньому значенню швидкості автомобіля \bar{V}_a для даного інтервалу вимірювання ΔT . Отримавши лінії регресії коефіцієнтів d_1-d_n за швидкістю \bar{V}_a і відповідні регресійні залежності, можна надалі уточнити залежності компонент сумарної сили опору руху автомобіля від швидкості.

Проводячи періодичні визначення коефіцієнтів регресії d_1-d_n можна надалі оцінити динаміку їх зміни, а по ній – здійснювати діагностику технічного стану автомобіля.

Слід зазначити, що у випадку, якщо будь-який з коефіцієнтів регресії d_1-d_n матиме зміну своїх значень Δd_1 на всьому інтервалі швидкостей руху менше ніж значення максимальної похибки його вимірювання, слід приймати середньостатистичне значення даного коефіцієнта.

1.11. Визначення енергонавантаженості гальмівних механізмів автомобіля

Гальмівні механізми є одними з найнавантажениших елементів гальмівного керування, в яких накопичується і розсівається велика частина кінетичної й потенційної енергії автомобіля, що виділяється в процесі гальмування.

Під час оцінки теплового режиму гальмівних механізмів та нормування довговічності фрикційних пар необхідно знати ту частину енергії, що розсіюється безпосередньо вказаними механізмами. Розв'язання цієї задачі, здійснене в роботах багатьох авторів, носить приблизний (оцінний) характер. У роботах [33, 34] не визначено взаємозв'язок режимів гальмування автомобіля з часткою енергії, що розсіюється безпосередньо в гальмівних механізмах.

Застосування методу парціальних прискорень дозволяє розв'язати цю задачу.

Рівняння динаміки гальмування автомобіля має вид

$$m_a \dot{V}_a = -P_\tau - P'_\tau - P_f - P_w - P_\phi, \quad (1.153)$$

де P_τ – гальмівна сила, що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів;

P'_τ – сила опору в агрегатах трансмісії, приведена до ведучих коліс;

P_f – сила опору коченню коліс автомобіля

$$P_f = m_a g f; \quad (1.154)$$

P_ϕ – сила, що створюється в контактні коліс з дорогою за рахунок відносного прослизання поверхонь, що труться.

Визначимо силу P_ϕ . Для цього скористаємося $\varphi_x - Sx$ діаграмою [34] (рис. 1.3)

Критичне відносне ковзання $Sx_{кр}$ ділить область визначення функції $\varphi_x(Sx)$ на стійку ($Sx \leq Sx_{кр}$) і нестійку ($Sx > Sx_{кр}$) зони. У нестійкій зоні колесо швидко блокується; при цьому, енергія автомобіля, що гальмує перетворюється на тепло в плямі його контакту з дорогою. Таке є можливим за екстрених гальмувань автомобіля, які складають 1–2 % від загального числа гальмувань [2, 6]. За службових гальмувань, а також під час проведення гальмівних випробувань на нагрів гальм (Тип 1) колеса не доводяться до критичного відносного прослизання, тобто знаходяться в стійкій зоні (рис. 1.3).

Сила тертя P_ϕ може бути визначена через потужність N_ϕ тертя в плямі контакту колеса з дорогою

$$P_\phi = \frac{N_\phi}{V_a} = \frac{m_a \cdot g \cdot \mu \cdot V_k}{V_a}, \quad (1.155)$$

де V_k – швидкість ковзання в плямі контакту

$$V_{\kappa} = V_a - \omega_k \cdot r_{\partial} = V_a \cdot \left(1 - \frac{\omega_k \cdot r_{\partial}}{V_a} \right) = V_a \cdot S_x; \quad (1.156)$$

ω_k – кутова швидкість колеса;

r_{∂} – динамічний радіус колеса;

μ – коефіцієнт тертя матеріалу шини об дорогу; прийmemo, що

$$\mu \approx \varphi_{max}$$

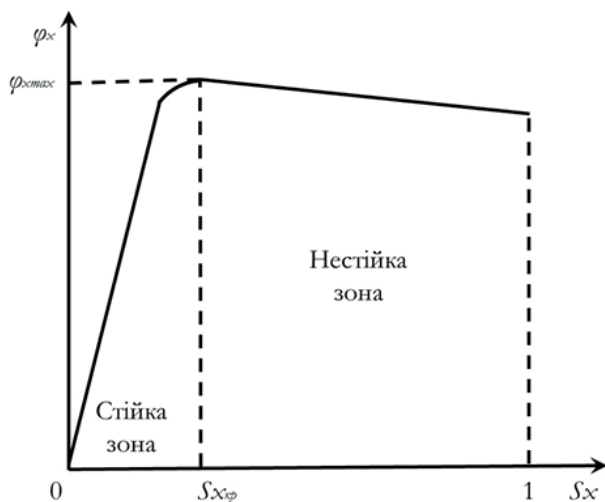


Рисунок 1.3. Залежність коефіцієнта φ_x подовжного зчеплення

від коефіцієнта S_x відносного подовжного ковзання:

φ_{max} – максимальне значення коефіцієнта зчеплення;

$S_{x_{kp}}$ – критичне відносне подовжнє ковзання

Підставляючи (1.156) в (1.155), отримаємо

$$P_{\varphi} = m_a \cdot g \cdot \varphi_{max} \cdot S_x. \quad (1.157)$$

На стійкій гілці $\varphi_x - Sx$ діаграми (рис. 1.3) зв'язок між Sx і φ_x з достатнім ступенем точності можна описати лінійною залежністю

$$\varphi_x = \frac{\varphi_{xmax} \cdot Sx}{Sx_{кр}} \quad (1.158)$$

звідки визначимо

$$\varphi_{max} \cdot Sx = \varphi_x \cdot Sx_{кр}. \quad (1.159)$$

Підставляючи (1.159) в (1.157), отримаємо

$$P_\varphi = m_a \cdot g \cdot \varphi_x \cdot Sx_{кр}. \quad (1.160)$$

Реалізація поточного значення коефіцієнта зчеплення φ_x визначається ступенем досягнення граничного для даної шини й дорожнього покриття сповільнення (від'ємного прискорення) автомобіля j_a^{zp}

$$j_a^{zo} = -\dot{V}_a^{zp} = \varphi_{xmax} \cdot g. \quad (1.161)$$

Таким чином

$$\varphi_x = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_a^{zp}} \cdot \varphi_{xmax} = -\frac{\dot{V}_a}{g}. \quad (1.162)$$

Вираз (1.160) з урахуванням (1.162) остаточно набуде виду

$$P_{\varphi} = -m_a \cdot \dot{V}_a \cdot Sx_{кр}. \quad (1.163)$$

За даними різних джерел [34] величина $Sx_{кр}$ знаходиться в межах $[0,1, \dots 0,3]$. Тому з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна прийняти $Sx_{кр} = 0,2$.

Сила опору в агрегатах трансмісії, приведена до ведучих коліс, визначається через сумарний момент опору в трансмісії M_{TP}^C за формулами (1.53)–(1.56)

$$P'_{\tau} = \frac{M_{TP}^C}{r_d} = \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{КИН}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{ДИН}}{r_d}. \quad (1.164)$$

З виразу для відносного подовжнього ковзання

$$Sx = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_d}{V_a} \quad (1.165)$$

визначимо кутову швидкість колеса

$$\omega_k = V_a \frac{1 - Sx}{r_d}. \quad (1.166)$$

Кутове прискорення $\dot{\omega}_k$ колеса знаходимо шляхом диференціювання кутової швидкості

$$\dot{\omega}_k = \frac{\dot{V}_a}{r_d} \left[1 - \frac{S_{xкр}}{\Phi_{max} \cdot g} \cdot \left(\dot{V}_a - \frac{V_a \cdot \ddot{V}_a}{\dot{V}_a} \right) \right], \quad (1.167)$$

де \ddot{V}_a – ривок прискорення автомобіля.

Величина в квадратних дужках (у рівнянні (1.167)) за реальних значень змінних, що до неї входять, мало відрізняється від одиниці. Тому приймемо

$$\dot{\omega}_k \cong \frac{\dot{V}_a}{r_\delta}. \quad (1.168)$$

Поставляючи (1.167) в рівняння

$$M_{TP}^{ДИН} = -I_{np} \cdot \dot{\omega}_k \quad (1.169)$$

одержимо співвідношення (1.55).

Рівняння (1.153) з урахуванням співвідношень (1.52)–(1.55), (1.154) і (1.164) після перетворень набуває такого виду

$$\begin{aligned} m_a \dot{V}_a \left(1 + \frac{I_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2} - S_{хкр} \right) = \\ = -P_\tau - \frac{M_{TP}^{CT}}{r_\delta} - m_a \cdot g \cdot f - \frac{K_1}{r_\delta} \cdot V_a - kFV_a^2. \end{aligned} \quad (1.170)$$

Розділивши ліву і праву частини (1.170) на m_a , приводимо дане рівняння динаміки гальмування до рівняння парціальних прискорень (з урахуванням (1.60))

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & -\frac{P_\tau / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\delta) + g \cdot t}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \\ & - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\delta)}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a - \frac{kF / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a^2. \end{aligned} \quad (1.171)$$

Під час гальмування з відімкненим двигуном (на нейтральній передачі або за вимкненого зчеплення) $u_k = 0$ і $\delta_{\text{вп}} = 1,03$ (див. (1.62)).

Рівняння (1.171) представимо у виді

$$\dot{V}_a = -l_0 - l_1 - l_2 \cdot V_a - l_3 V_a^2, \quad (1.172)$$

де l_0, l_1, l_2, l_3 – коефіцієнти регресії статистичного ряду

$$l_0 = \frac{P_\tau / m_a}{\delta_{\text{об}} - Sx_{\text{кр}}}; \quad (1.173)$$

$$l_1 = \frac{M_{\text{TP}}^{\text{CT}} / (m_a \cdot r_\delta) + g \cdot t}{\delta_{\text{об}} - Sx_{\text{кр}}}; \quad (1.174)$$

$$l_2 = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\delta)}{\delta_{\text{об}} - Sx_{\text{кр}}}; \quad (1.175)$$

$$l_3 = \frac{kF / m_a}{\delta_{\text{об}} - Sx_{\text{кр}}}. \quad (1.176)$$

Вимірюючи за допомогою бортового реєстраційно-вимірювального комплексу ХНАДУ(ХНТУСГ) [13] значення лінійних прискорень V_a і швидкості V_a з проміжками, рівними кроку часу Δt , можна для кожного інтервалу вимірювання ΔT побудувати систему трьох рівнянь з трьома невідомими: $x = l_0 + l_1; l_2; l_3$. У межах одного інтервалу вимірювання ΔT вказані коефіцієнти приймаються постійними. Інтервал вимірювання визначається для даного випадку як

$$\Delta T = 2\Delta t. \quad (1.177)$$

Розглядаються три моменти часу: t_1 ; $t_2 = t_1 + \Delta t$; $t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t$. Цим моментам часу відповідають рівняння, що створюють систему рівнянь

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -x - l_2 \cdot V_{a_1} - l_3 \cdot V_{a_1}^2; \\ \dot{V}_{a_2} = -x - l_2 \cdot V_{a_2} - l_3 \cdot V_{a_2}^2; \\ \dot{V}_{a_3} = -x - l_3 \cdot V_{a_3} - l_3 \cdot V_{a_3}^2; \end{cases} \quad (1.178)$$

Розв'язуючи вказану систему, знаходимо коефіцієнти регресії для кожного інтервалу вимірювання ΔT в процесі гальмування

$$x = l_0 + l_1 = \dot{V}_{a_1} + \frac{V_{a_1}}{V_{a_1} - V_{a_3}} \times \left[\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} \cdot V_{a_2} + \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \cdot (V_{a_1} - V_{a_2} - V_{a_3}) \right]; \quad (1.179)$$

$$l_2 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \times \left[(V_{a_1} + V_{a_2}) \cdot \frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} - (V_{a_2} + V_{a_3}) \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \right]; \quad (1.180)$$

$$l_3 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right). \quad (1.181)$$

На кожному кроці вимірювання ΔT для подальших розрахунків необхідно визначити розрахунковий час \bar{t} і швидкість \bar{V}_a

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + \Delta t = t_2; \quad (1.182)$$

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a_1} + V_{a_2} + V_{a_3}}{3}. \quad (1.183)$$

Для визначення парціального прискорення P_T/m_a (питомої гальмівної сили), що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів необхідно визначити коефіцієнт

$$l_0 = x - l_1. \quad (1.184)$$

Коефіцієнт l_1 визначають при проведенні додаткового випробування – вибігу (руху накатом) автомобіля.

Рівняння (1.170) для вибігу автомобіля має вид

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & -\frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_d) + g \cdot t}{\delta_{ep}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_d)}{\delta_{ep}} \cdot V_a - \\ & - \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{ep}} \cdot V_a^2. \end{aligned} \quad (1.185)$$

Вираз (1.185) представимо у виді

$$\dot{V}_a = -l'_1 - l'_2 \cdot V_a - l'_3 \cdot V_a^2, \quad (1.186)$$

де l'_1, l'_2, l'_3 – коефіцієнти регресії статистичного ряду в рівнянні парціальних прискорень під час вибігу автомобіля

$$l'_1 = \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\delta) + g \cdot t}{\delta_{об}}; \quad (1.187)$$

$$l'_2 = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\delta)}{\delta_{об}}; \quad (1.188)$$

$$l'_3 = \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{об}}. \quad (1.189)$$

Порівнюючи між собою вирази (1.174) і (1.187), (1.175) і (1.188); (1.176) і (1.189), можна визначити між ними співвідношення, ввівши поправочний коефіцієнт $K_{ПОПР}$

$$K_{ПОПР} = \frac{l_1}{l'_1} = \frac{l_2}{l'_2} = \frac{l_3}{l'_3} = \frac{\delta_{об}}{\delta_{об} - Sx_{кр}}. \quad (1.190)$$

По аналогії з (1.178) маємо систему трьох рівнянь з трьома невідомими для вибігу автомобіля

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_1} - l'_3 \cdot V_{a_2}^2; \\ \dot{V}_{a_2} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_2} - l'_3 \cdot V_{a_2}^2; \\ \dot{V}_{a_3} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_3} - l'_3 \cdot V_{a_3}^2. \end{cases} \quad (1.191)$$

Алгоритм розв'язання системи рівняння (1.190) аналогічний (1.178). Для визначення коефіцієнтів регресії можна скористатися виразами (1.179), (1.180), (1.181), позначаючи x через l'_1 , l'_2 – через l'_2 і l'_3 через l'_3 . Визначивши l'_1 можна визначити шукане парціальне прискорення P_T/m_a , що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів

$$\frac{P_T}{m_a} = l_0 \cdot (\delta_{об} - Sx_{кр}) = \delta_{об} \cdot (x - l'_1) - x \cdot Sx_{кр}. \quad (1.192)$$

Питома потужність тертя в розрахунковій точці \bar{t}_i процесу

$$N_{\tau_{num_i}} = \frac{N_{\tau_i}}{m_a} = \frac{P_{\tau_i}}{m_a} \cdot \bar{V}_{a_i}. \quad (1.193)$$

Для кожного кроку вимірювання ΔT_i питома потужність приймається постійною. Питома робота тертя в гальмівних механізмах, виконана за час ΔT

$$\Delta A_{\tau_{num_i}} = N_{\tau_{num_i}} \cdot \Delta T. \quad (1.194)$$

За час гальмування T гальмівними механізмами виконується питома робота тертя, що визначається з наступного співвідношення

$$A_{\tau_{num}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{num_i}}. \quad (1.195)$$

Абсолютне значення роботи тертя в гальмівних механізмах за час гальмування T

$$A_T = \Delta T \cdot m_a \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{nmi}} . \quad (1.196)$$

Представляє інтерес визначення сумарної роботи тертя, що здійснюється фрикційними парами гальмівних механізмів за багатократних (циклічних) гальмувань. У цьому випадку сумарна робота, що здійснюється гальмівними механізмами, може бути визначена як

$$A_{\tau_\Sigma} = \Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^l \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{nmij}} , \quad (1.197)$$

де l – число j -х гальмувань, що становлять цикл дослідження.

РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

2.1. Загальні положення

Стійкість положення колісних машин (або стійкість проти перекидання) є однією зі складових комплексної експлуатаційної властивості автомобілів і тракторів – стійкості.

Збереження стійкості положення колісних машин є одним із найважливіших напрямів забезпечення безпеки руху автомобілів і охорони праці під час роботи на тракторах.

У цьому розділі з використанням нового методу парціальних прискорень, у загальному виді, визначені умови збереження колісною машиною стійкості положення.

Нестійкість колісних машин є однією з найпоширеніших причин аварій на дорогах. Стійкість положення машини може розглядатися щодо двох осей на опорній площині – подовжньої та поперечної. Стійкість щодо поперечної осі називають подовжньою стійкістю, оскільки перекидання може відбуватися в подовжній площині. Стійкість щодо подовжньої осі – поперечною стійкістю, оскільки можливе перекидання відбувається в поперечній площині. Розрізняють статичну й динамічну стійкість машин. Під статичною стійкістю розуміють стійкість у статичному стані (тобто за відсутності збуреного руху), а під динамічною стійкістю – стійкість у процесі руху й поява збуреного руху [23].

Рух будь-якої механічної системи може бути незбуреним і збуреним [27]. Незбуреним називається деякий цілком певний рух системи, що підлягає дослідженню. Незбуреному руху системи відповідає певний приватний розв'язок диференціальних рівнянь, що задовольняє початкову умову при моменті часу $t = t_0$. Рух системи, що відповідає зміненим початковим умовам, називається збуреним рухом, а приріст змінних – збуренням.

Математичну основу досліджень в області стійкості руху складає теорія стійкості А. М. Ляпунова [28]. Рух нестійкий за Ляпуновим у разі, коли з часом відхилення зростають і різниця між збуреним і незбуреним рухами збільшується [28]. Загальна теорія стійкості руху передбачає вивчення руху на координатній напівосі $0 \leq t \leq \infty$. При цьому передбачається, що збурююча дія на механічну систему припинилася за $t \leq 0$. Реальні технічні процеси протікають на певному відрізку часу, тому разом зі стійкістю за Ляпуновим важливе значення має технічна стійкість.

У цьому випадку розглядається рух на кінцевому відрізку часу $0 \leq t \leq T$, причому матеріальна система, може піддаватись зовнішній збурюючій дії на всьому відрізку $0 \leq t \leq T$ або на його частині. Якщо збурююча дія не припиняється за $t \leq 0$, то більш загальним є таке визначення стійкості руху: «Рух механічної системи стійкий, якщо за дії обмежених збурень відхилення від незбуреного руху залишаються обмеженими».

Поняття стійкості стосовно автомобілів і тракторів на даний час не має чіткого загальноприйнятого визначення і в трактуванні різних авторів формулюється по-різному.

2.2. Визначення зовнішніх дій

Оцінку стійкості положення колісних машин розглянемо на прикладі оцінки поперечної стійкості, проте багато положень можуть бути справедливими й для оцінки подовжньої стійкості.

У роботі [27] збуреним рухом називається рух, що відповідає змінним початковим умовам, а приріст змінних – збуреннями. Під час аналізу стійкості, у тому числі й положення, необхідно визначити та класифікувати збурення, що призводять до появи збуреного руху колісної машини в процесі перекидання.

У теорії автоматичного керування [19] під збурюючою дією (перешкодою) розуміється дія, прикладена до будь-якого пристосування системи, яке порушує виконання заданого алгоритму функціонування. Під внутрішнім збуренням [19] розуміються дії, якими окремі еле-

менти системи обмінюються між собою.

На наш погляд, збурення в механічній системі можуть бути кінематичними, динамічним (силовими) й енергетичними змінами параметрів.

До кінематичних збурень (лінійних і кутових) відносяться відхилення переміщень, швидкостей і прискорень від заданих значень.

До силових (динамічних) збурень відносяться непередбачена дія додаткових сил і моментів або випадкові відхилення значень діючих сил і моментів від заданих значень.

До енергетичних збурень можна віднести незаплановані енергетичні дії, що вимірюються в одиницях енергії (роботи) або потужності.

Розглянемо рух колісної машини на поперечному ухилі (рис. 2.1).

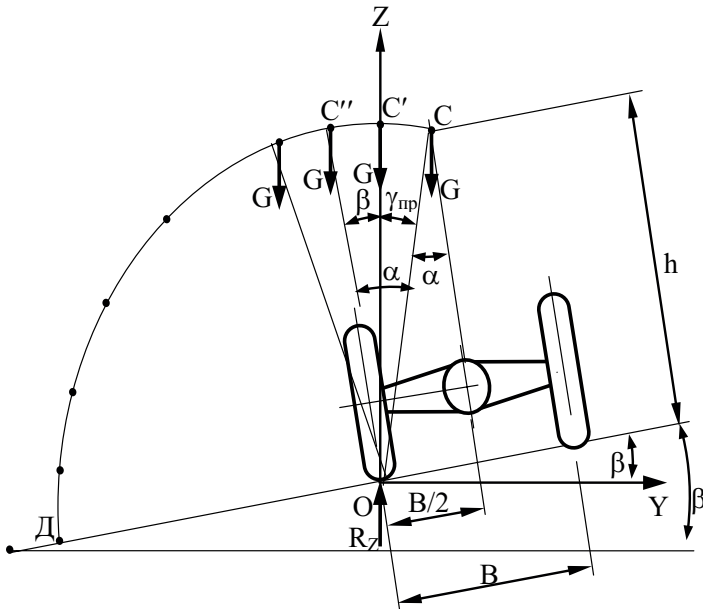


Рисунок 2.1. Розрахункова схема для оцінки поперечної стійкості
положення колісних машин

Умовою бічного перекидання машини є поворот остову машини в поперечній площині на кут $\gamma_{пр}$, що є граничним за умовою стійкості положення в поперечній площині

$$\gamma_{пр} = \alpha - \beta, \quad (2.1)$$

де α – кут поперечної статичної стійкості колісної машини

$$\alpha = \arctg \frac{B}{2h}, \quad (2.2)$$

де B – колія машини (поперечна колісна база);

h – висота центру мас машини;

β – кут поперечного ухилу дороги.

Таким чином, за появи кутового збурення $\gamma_{в}$ у поперечній площині ($\gamma_{в} \geq \gamma_{пр}$) лінія дії сили тяжіння G буде проходити лівіше осі OZ і стабілізуючий момент від сили тяжіння G стане перекидаючим. Машина втрачає стійкість положення й перекинеться навіть за зникнення збурюючих дій. Таким чином, $\gamma_{пр}$ є граничним кутовим кінематичним збуренням, за перевищення якого втрачається стійкість. Очевидно, що в разі використання різних систем автоматичної динамічної стабілізації положення машини необхідно визначити параметри збуреного руху остову в поперечній площині на більш ранній стадії появи останнього. У цьому випадку доцільно визначати в якості збурень кутові швидкості та прискорення остову машини в поперечній площині.

2.3. Оцінка поперечної стійкості положення машини методом парціальних прискорень

Граничне енергетичне збурення, перевищення якого призводить до втрати бічної стійкості положення, визначається збільшенням по-

тенційної енергії машини під час переходу центру мас машини з точки C в точку C' , що знаходиться на вертикальній вісі OZ (див. рис. 2.1).

$$\Delta W_n = G \cdot \Delta h = mg \Delta h, \quad (2.3)$$

де G – загальна сила тяжіння машини;

m – загальна маса машини;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

Δh – вертикальне (уздовж осі OZ) переміщення центру мас машини за її кутового переміщення

$$\Delta h = (\overline{OC}) (1 - \cos \gamma_{np}). \quad (2.4)$$

З рис.2.1 визначимо

$$(\overline{OC}) = \sqrt{h^2 + \frac{B^2}{4}} = h \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h^2}} = h \sqrt{1 + tg^2 \alpha} = h \cdot \sec \alpha. \quad (2.5)$$

Таким чином, підставляючи вираз (2.4) у рівняння (2.3), одержимо з урахуванням (2.1) і (2.5)

$$\Delta W_n = m \cdot g \cdot h \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (2.6)$$

Вираз (2.6) визначає мінімальну величину бічного енергетичного збурення, що призводить до бічного перекидання колісної машини.

Представляє інтерес визначення на ранній стадії збуреного руху за величиною збурюючого прискорення і тривалості його дії умова збереження машиною поперечної стійкості положення. Для цього використовуємо метод парціальних прискорень [9]. Рівняння динаміки повороту остову машини в поперечній площині має вид

$$I_0 \dot{\omega}_x = M_{\text{возм}} - M_{\text{стаб}}, \quad (2.7)$$

де $\dot{\omega}_x$ – кутове прискорення остову в поперечній площині за обуреного руху;

I_0 – момент інерції машини щодо вісі перекидання (вісь OX)

$$I_0 = I_{ZC} + m(\overline{OC})^2, \quad (2.8)$$

I_{ZC} – центральний момент інерції остову машини

$$I_{ZC} = m \cdot i_x^2, \quad (2.9)$$

i_x – радіус інерції машини щодо осі OX ;

$M_{\text{зб}}^{\text{зб}}$ – збурюючий момент;

$M_{\text{стаб}}^{\text{стаб}}$ – стабілізуючий момент.

Розділивши ліву і праву частини рівняння (2.7) на I_0 , одержимо

$$\dot{\omega}_x = \dot{\omega}_x^{\text{ПВ}} + \dot{\omega}_x^{\text{ПС}}, \quad (2.10)$$

де $\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}}$; $\dot{\omega}_x^{\text{ПС}}$ – парціальне збурення та стабілізуючі кутові прискорення

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}} = \frac{M_{\text{возм}}}{I_0}, \quad (2.11)$$

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПС}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{I_0}. \quad (2.12)$$

За рівності нулю суми парціальних прискорень $\dot{\omega}_x^{ПВ}$ и $\dot{\omega}_x^{ПС}$ збурений рух не з'явиться. У цьому випадку машина має стійкість до перекидання, тобто має статичну стійкість.

Визначимо парціальне стабілізуюче прискорення (див. рис. 2.1) через стабілізуючий момент

$$M_{стб} = G(\overline{OC}) \sin(\gamma_{np} - \gamma) = mgh \frac{\sin(\alpha - \beta - \gamma)}{\cos \alpha}, \quad (2.13)$$

де γ – кут повороту остову машини в поперечній площині.

Тоді вираз (2.12) після підстановки в нього рівнянь (2.5), (2.8), (2.9) і (2.13) набуде виду

$$\dot{\omega}_x^{ПС} = -\frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta - \gamma)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (2.14)$$

Початкове парціальне стабілізуюче прискорення знаходимо за $\gamma = 0$

$$\dot{\omega}_{x0}^{ПС} = -\frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (2.15)$$

Із збільшенням γ відбувається зменшення $\dot{\omega}_x^{ПС}$ і за $\gamma = \gamma_{пр}$ (див. співвідношення (2.1)) величина $\dot{\omega}_x^{ПС}$ дорівнює нулю. За $\gamma > \gamma_{пр}$ вказане прискорення міняє свій знак на протилежний, тобто стає збурюючим парціальним прискоренням від сили тяжіння машини.

Нехай нам відомо збурююче парціальне прискорення $\dot{\omega}_x^{ПВ}(t)$ і час його дії (t_θ). Парціальна кутова швидкість, що створена дією парціального збурюючого прискорення $\dot{\omega}_x^{ПВ}(t)$ протягом часу (t_θ)

$$\omega_x^{\text{ПВ}} = \int_0^{tb} \dot{\omega}_x^{\text{ПВ}}(t) G t \, dt. \quad (2.16)$$

Кінетична енергія збурюючої дії

$$W_{\text{К.В}} = I_0 \frac{(\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}})^2}{2}, \quad (2.17)$$

повинна бути менше або рівною граничному енергетичному збуренню $\Delta W_{\text{П}}$, тобто

$$I_0 \frac{(\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}})^2}{2} \leq mgh \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (2.18)$$

З виразу (2.18) з урахуванням (2.8) і (2.9) визначимо умову збереження динамічної поперечної стійкості положення машин

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}} \leq \sqrt{\frac{2g}{h} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} \cos \alpha + \sec \alpha}}. \quad (2.19)$$

Умовою появи збурюючого руху є (див. співвідношення (2.10)) $\dot{\omega}_x \succ 0$ або

$$\dot{\omega}_{x0}^{\text{ПВ}} + \dot{\omega}_{x0}^{\text{ПС}} \succ 0 \quad (2.20)$$

або з урахуванням співвідношення (2.14) за $\gamma = 0$

$$\dot{\omega}_{x0}^{\text{ПВ}} > \frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (2.21)$$

Умовою збереження статичної стійкості є

$$\dot{\omega}_{x0}^{\text{ПВ}} \leq \frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (2.22)$$

Якщо зробити припущення, що

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}}(t) = \dot{\omega}_{x0}^{\text{ПВ}} = \text{const}, \quad (2.23)$$

то вираз (2.16) набуде виду

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}}(t) = \dot{\omega}_{x0}^{\text{ПВ}} \cdot t_b, \quad (2.24)$$

З урахуванням (2.24) вираз (2.19) набуде виду

$$\dot{\omega}_x^{\text{ПВ}} \cdot t_b \leq \sqrt{\frac{2g}{h} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} \cos \alpha + \sec \alpha}}. \quad (2.25)$$

Вираз (2.25) визначає умову збереження колісною машиною поперечної динамічної стійкості положення.

2.4. Дослідження збуреного руху колісних машин за бічного перекидання

Втрата стійкості положення, що супроводжується перекиданням колісних машин, призводить до великої кількості людських жертв і значного матеріального збитку. Не дивлячись на численні дослідження, що присвячені втраті стійкості машини за бічного перекидання, залишається недослідженим характер збуреного руху за різних початкових дій.

Дослідженню стійкості колісних машин за бічного перекидання й аналізу наслідків втрати стійкості положення присвячені роботи [29, 30, 31]. Проте у вказаних роботах не досліджено характер руху машини в поперечній площині за різних величин динамічних збурень, у зв'язку з чим оцінка поперечної динамічної стійкості є неповною.

На рис. 2.2 наведена схема сил, що діють на колісну машину в різні моменти часу за бічного перекидання на поперечному ухилі.

Вертикальні реакції на менш навантаженому колесі осі

$$\begin{aligned} R'_z &= \frac{(\overline{OE})}{(\overline{OD})} G = \frac{(\overline{OC}) \sin(\alpha - \beta)}{B \cos \beta} G = \\ &= \frac{h \sin(\alpha - \beta)}{B \cos \alpha \cdot \cos \beta} G = \frac{h}{B} (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta) G, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де G – сила тяжіння машини.

Вертикальна реакція на більш навантаженому колесі осі

$$R''_z = G - R'_z = \left[1 - \frac{h}{B} (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta) \right] G. \quad (2.27)$$

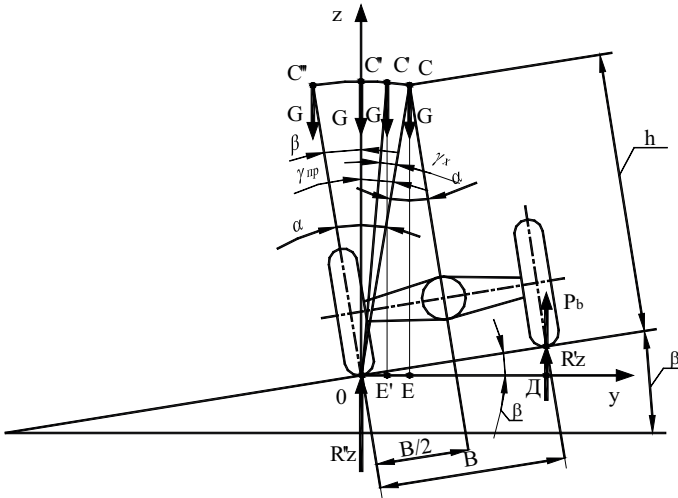


Рисунок 2.2. Схема сил, що діють на колісну машину за бічного перекидання на поперечному ухилі

Збурений рух не з'явиться у випадку, якщо короткочасне вертикальне збурення (наприклад, сила P_e , прикладена в точці контакту, менша навантаженого колеса з дорогою) не перевищує величини R_z^j . Це можливо у випадку

$$P_e \leq mg \frac{h}{B} (tg\alpha - tg\beta), \quad (2.28)$$

де m – маса машини.

Умова (2.28) обмежує перший діапазон величини динамічних збурень, в якому зберігається статична стійкість машини, тобто відсутній збурений рух.

Розділивши ліву та праву частини нерівності (2.28) на масу m машини, отримаємо умову обмеження вертикальних парціальних прискорень

$$\dot{V}_{Zo}^{П.В} \leq g \frac{h}{B} (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta), \quad (2.29)$$

де $\dot{V}_{Zo}^{П.В}$ – початкове вертикальне парціальне збурююче прискорення.

За невиконання умов (2.28) і (2.29) відбувається поворот остову машини в поперечній площині щодо точки O , тобто збурений рух є обертальним.

За величин збурюючої сили P_{σ} , що перевищують величину сили тяжіння G , відбувається відрив обох коліс осі від опорної поверхні, й остов здійснює плоскопаралельний рух. Цій умові відповідають діапазони збурюючих сил P_{σ} , і вертикальних парціальних збурюючих прискорень

$$P_{\sigma} > G; \quad (2.30)$$

$$\dot{V}_{Zo}^{П.В} > g. \quad (2.31)$$

У табл. 2.1 наведені діапазони зміни динамічних (P_{σ}) і кінематичних ($\dot{V}_{Zo}^{П.В}$) параметрів збурення, що відповідають різним видам збуреного руху. Наведені в табл. 2.1 межі діапазонів збурень дозволяють визначити характер (вид) збуреного руху колісної машини в поперечній площині під час її перекидання. У табл. 2.1 наведені перетворені

вирази (2.28), (2.29), що враховують співвідношення $\frac{h}{B} = 0,5 \operatorname{ctg} \alpha$.

Відрив менш навантаженого колеса осі від опорної поверхні ще не означає втрату стійкості положення колісної машини в поперечній площині.

Таблиця 2.1. Діапазони зміни параметрів збурення й характеристика збуреного руху

Параметри збурень	Діапазони збурень		
	1-й Статична стійкість	2-й Обертальний збурений рух	3-й Плоско-паралельний рух
Динамічний P_ϵ	$0 \leq P_\epsilon \leq 0,5G \left(1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha}\right)$	$0,5G \left(1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha}\right) < P_\epsilon \leq G$	$P_\epsilon > G$
Кінематичний $\dot{V}_{Zo}^{П.В}$	$0 \leq \dot{V}_{Zo}^{П.В} \leq 0,5g \left(1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha}\right)$	$0,5g \left(1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha}\right) < \dot{V}_{Zo}^{П.В} \leq G$	$\dot{V}_{Zo}^{П.В} > g$

Нами одержано вираз для визначення зміни потенційної енергії машини під час повороту остову в поперечній площині на граничний кут $\gamma_x = \gamma_{ПР}$ (див. рис. 2.2).

$$\Delta W_n = mgh \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (2.32)$$

При попаданні збурюючої дії в 2-му діапазоні (див. табл. 2.1) остов здійснює обертальний рух. У цьому випадку кінетична енергія збуреного руху може бути визначена як

$$W_\kappa^\epsilon = I_0 \cdot \frac{(\omega_x^{В.П})^2}{2}, \quad (2.33)$$

де I_0 – момент інерції остову машини щодо точки O

$$I_0 = mi_x^2 + mh^2 \sec^2 \alpha = mh^2 \sec^2 \alpha \left(1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha \right), \quad (2.34)$$

$\omega_x^{B.\Pi}$ – парціальна (збурююча) кутова швидкість остову щодо по-
довжньої осі OX

$$\omega_x^{B.\Pi} = \int_0^{tb} \dot{\omega}_x^{B.\Pi} Gt, \quad (2.35)$$

t – час дії збурення;

$\dot{\omega}_x^{B.\Pi}$ – парціальне збурююче кутове прискорення.

Приймаючи збурююче (парціальне) прискорення величиною
постійною

$$\dot{\omega}_x^{B.\Pi} = \omega_{x0}^{B.\Pi} = const, \quad (2.36)$$

перетворимо (2.35) до виду

$$\omega_x^{B.\Pi} = \dot{\omega}_{x0}^{B.\Pi} \cdot t, \quad (2.37)$$

де $\dot{\omega}_{x0}^{B.\Pi}$ – початкове кутове збурюючі (парціальне) прискорення

$$\dot{\omega}_{x0}^{B.\Pi} = \frac{M_{зб}}{I_0} = \frac{P_{\epsilon} \cdot B \cdot \cos \beta}{I_0}, \quad (2.38)$$

$M_{зб}$ – збурюючий момент.

Вираз (2.33) з урахуванням співвідношень (2.34), (2.37) і (2.38) набуде наступного виду

$$W_k = (P_\epsilon \cdot t_\epsilon)^2 \frac{B^2}{2mh^2} \cdot \frac{\cos^2 \beta \cos^2 \alpha}{1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha}. \quad (2.39)$$

Поперечна динамічна стійкість положення буде забезпечена (перекидання не відбудеться) у випадку

$$W_k \leq \Delta W_{II}. \quad (2.40)$$

Після підстановки виразів (2.32) і (2.39) в нерівність (2.40) отримаємо:

$$(P_\epsilon \cdot t_\epsilon)^2 \frac{B^2}{2mh^2} \cdot \frac{\cos^2 \beta \cos^2 \alpha}{1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha} \leq mgh \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (2.41)$$

Враховуючи, що $tg \alpha = \frac{B}{2h}$, з нерівності (2.41) визначимо умову стійкості

$$P_\epsilon \cdot t_\epsilon \leq m \sqrt{gh \left(1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha \right) \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta}}. \quad (2.42)$$

Вираз (2.42) показує умову, якій повинен задовольняти імпульс збурюючої сили за збереження поперечної стійкості положення машини в 2-му діапазоні збурюючих дій.

Розділивши ліву та праву частини нерівності (2.42) на масу m , отримаємо умову обмеження впливу кінетичного збурення – верти-

кальної парціальної швидкості $w_z^{B,II}$ точки контакту менш навантаженого колеса з дорогою (див. рис. 2.2)

$$V_z^{B,II} \leq \sqrt{gh \left(1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha \right) \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta}}. \quad (2.43)$$

При попаданні збурюючої дії в 3-й діапазон, остов машини здійснює в поперечній площині плоскопаралельний рух.

Кінетична енергія плоскопаралельного руху складається з кінетичних енергій поступального й обертального рухів. Кінетична енергія поступального руху, що накопичена остовом колісної машини за дії вертикального динамічного збурення, не впливає на її перекидання. На перекидання чинить вплив лише рівень накопиченої кінетичної енергії обертального руху. Тому умовою збереження стійкості положення машини в поперечній площині буде наступне

$$\Delta W_{II} \geq W_k^B - W_k^{II}, \quad (2.44)$$

де W_k^B , W_k^{II} – кінетичні енергії обертального й поступального рухів

$$W_k^B = \frac{I_C}{2} (\omega_x^{B,II})^2, \quad (2.45)$$

$$W_k^{II} = \frac{m}{2} (V_z^{B,II})^2, \quad (2.46)$$

$V_z^{B,II}$ – парціальна вертикальна швидкість збуреного руху

$$V_Z^{B.II} = \int_0^{tb} \dot{V}_Z^{B.II} Gt, \quad (2.47)$$

$\dot{V}_Z^{B.II}$ – парціальне вертикальне прискорення (кінематичне збурення).

Приймаючи, що

$$\dot{V}_Z^{B.II} = \dot{V}_{Z0}^{B.II} = \frac{P_\epsilon}{m} \quad (2.48)$$

перетворимо (2.47) до виду

$$V_Z^{B.II} = \dot{V}_Z^{B.II} \cdot t_\epsilon. \quad (2.49)$$

Вираз (2.44) з урахуванням (2.45), (2.46), (2.48), (2.49), (2.37) і (2.38) набуде виду

$$\begin{aligned} & mgh \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha} \geq \\ & \geq 2(P_\epsilon \cdot t_\epsilon)^2 \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{mi_x^2} \cdot \frac{\cos^2 \beta \cos^2 \alpha}{1} - \frac{(P_\epsilon \cdot t_\epsilon)^2}{2m}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

З нерівності (2.50) визначимо допустимий рівень імпульсу сили

$$P_\epsilon \cdot t_\epsilon \leq m \sqrt{gh(1 + i_x^2) \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta - 0,5(1 + i_x^2 \cos \alpha)}}. \quad (2.51)$$

Розділивши ліву і праву частини нерівності (2.51) на масу m , отримаємо умову обмеження вертикальної парціальної (збурюючої) швидкості точки контакту якнайменш навантаженого колеса з дорогою

$$V_Z^{B.II} \leq \sqrt{gh \cdot i_x^2 \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta - 0,5 \cdot i_x^2 \cos \alpha}}. \quad (2.52)$$

Приймаючи P_a рівною граничним значенням, наведеним в табл. 2.2 визначимо області допустимих значень тривалості дії збурень t_a в межах діапазонів

$$t_e \leq \frac{2}{1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha}} \sqrt{\frac{h}{g} \left(1 + \frac{i_x^2}{h^2} \cos^2 \alpha \right) \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta}}; \quad (2.53)$$

– на межі 1-го і 2-го діапазонів збурень

$$t_e \leq \sqrt{\frac{h}{g} i_x^2 \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\sin 2\alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta - 0,5 \cdot i_x^2 \cos \alpha}}; \quad (2.54)$$

– на межі 2-го і 3-го діапазонів збурень.

Отримані критеріальні вирази для оцінки поперечної стійкості положення колісної машини в кожному діапазоні динамічних збурень дозволяють визначити гранично допустимий імпульс збурюючої сили.

РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ І СТІЙКОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

3.1. Загальні положення

Керованість будь-якого об'єкту характеризує його здатність адекватно реагувати на керуючі дії. Керуюча дія викликає перехідний процес з одного стану рівноваги об'єкту керування в інший. Для механічних систем, до яких відносяться мобільні машини, перехідні процеси супроводжуються зміною швидкісного режиму руху. Прискорення, що при цьому виникають характеризують не лише керованість системи, а й зміну в часі технічного стану, обумовленого нестабільністю параметрів. Тому виникає задача визначення взаємозв'язку керованості та технічного стану об'єкту керування.

Керування – це здійснення таких спеціальних дій на технічну систему, які б забезпечували бажаний процес [18]. Іншими словами, керування – це процес організації дій, що відповідають алгоритму керування [18].

Стійкість – є однією з основних проблем теорії керування технічними системами. Стійкість в процесі керування об'єктом є однією із складових властивістю більш загальної (складної або комплексної) властивості – керованості. Стійкість характеризує здатність об'єкту (механічної системи) зберігати рівновагу, або майже не відхилитися від заданого закону руху за дії збурень [19].

Якщо в технічній системі відсутній зворотний зв'язок (рис. 3.1) за регульованою величиною або зв'язок по збуренню (розімкнена система), то для забезпечення її стійкості при дії збурень використовується лише керуюча дія. За необхідності підтримки рівноваги системи, керованість є частиною більш загальної властивості – стійкості об'єкту керування.

Реакція механічної системи на керуючу дію може характеризувати не лише ступінь досконалості, але також і технічний стан об'єкту,

його функціональну стабільність, обумовлену зміною технічного стану. Погіршення технічного стану мобільних машин (колісних і гусеничних) призводить до погіршення показників керованості.

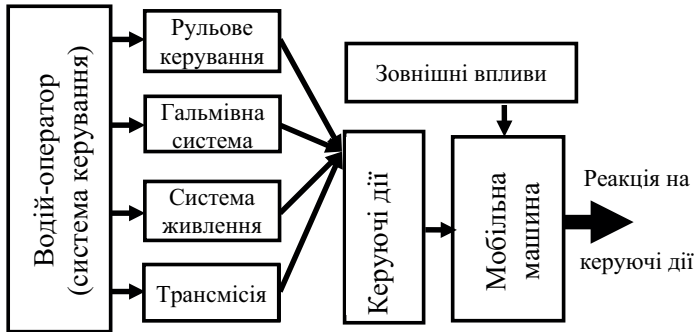


Рисунок 3.1. Схема системи керування мобільною машиною

Нами раніше [20] було запропоновано використовувати в якості критерію, що характеризує керованість, лінійне або кутове прискорення автомобіля. Цей критерій можливо використовувати й для оцінки керованості будь-якої іншої мобільної машини на перехідних режимах руху. Вибір вказаного критерію обумовлений наступними міркуваннями:

- прискорення характеризує початок перехідного процесу від одного швидкісного режиму руху машини до іншого;
- прискорення виникає в результаті появи силового керівного фактору (сили або моменту).

Між прискоренням і силовим фактором, що викликає його появу, існує лінійний зв'язок (визначається аксіомою динаміки). Проте, зв'язок між прискоренням і керівною дією нелінійний, оскільки в системі діють різні сили опору (сухого й в'язкого тертя, пружності тощо). У системі керування мобільною машиною вхідними сигналами є поворот кермового колеса, збільшення подачі палива, зміна зусилля на педалі гальма, увімкнення зчеплення, перемикування передач тощо. Крім того, вхідним сигналом для неї слугує будь-яка зовнішня

дія. Лінійний зв'язок між вхідними і вихідними параметрами об'єкту керування є якнайкращим з позиції керованості. Для її отримання необхідно забезпечити відповідний технічний рівень об'єкту і стабільність параметрів системи.

Як відомо, будь-яка мобільна машина здійснює три поступальні рухи щодо координатних осей пов'язаних з мобільною машиною системи координат з початком в центрі мас і три обертальні рухи навколо цих осей. Впливаючи на органи керування, водій може змінювати рух машини лише уздовж подовжньої та бічної осей системи координат. Рух у напрямі вертикальної осі не піддається керуванню й залежить лише від профілю поверхні дороги та вертикальних коливань остову. З трьох кутових переміщень лише кут повороту подовжньої вісі може змінюватися в результаті керуючих дій водія або системи керування.

Таким чином, керованими є лише параметри, що характеризують плоскопаралельний рух.

Вплив пружності елементів технічної системи на її керованість добре демонструє таку властивість керованості колісної машини під час повороту, як поворотливість. Поворотливість є однією з властивостей керованості колісних машини. Бічна еластичність шини створює умови для додаткового (у відношенні до машини з жорсткими в бічному напрямі колесами) руху машини в площині дороги. Якщо кутові прискорення і швидкості додаткового руху збігаються за напрямом з напрямом повороту, то машина має надмірну поворотливість, якщо вони протилежні – то недостатню. Якщо вказані величини рівні нулю, то колісна машина має нейтральну поворотливість. Додатковий рух машини в площині дороги, обумовлений бічною еластичністю шин, погіршує якість процесу керування. Проте, поняття керованості колісної машини і вплив на неї основних конструктивних й експлуатаційних параметрів визначено достатньо повно, єдиного оцінного показника або критерію керованості поки немає.

Зв'язок між вхідними та вихідними параметрами об'єкту керування характеризується передаточною функцією, прояв нелінійності якої з часом є свідченням погіршення технічного стану системи, її функціональної стабільності.

3.2. Визначення передаточної функції мобільної машини в несталому режимі

У загальному випадку для механічної системи, в якій у процесі роботи змінюється не лише швидкість, а й маса, справедливим є вираз (1.119). Тягове зусилля на ведучих колесах є керівним, оскільки за допомогою його зміни здійснюється регулювання вихідної величини

(лінійного прискорення $\frac{dV}{dt}$). Приймаючи $P_K = P_{кер}$ ($P_{кер}$ – керуюча дія)

запишемо рівняння(1.121) у вигляді

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{кер}}{m} - \frac{\sum P_C}{m} - \frac{V}{m} \frac{dm}{dt}. \quad (3.1)$$

Якщо в процесі руху відбувається зміна маси об'єкту (а це можливо), то останній член $\frac{V}{m} \frac{dm}{dt}$ у правій частині рівняння(3.1) робить зв'язок між $P_{кер}$ і $\frac{dV}{dt}$ нелінійним (за $\sum P_C = const$). За $\sum P_C = var$ вказаний зв'язок також нелінійний.

Використовуючи метод парціальних прискорень [9], запишемо рівняння (3.1) у вигляді (див. (1.122) – (1.125))

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_{кер}^{парц} + \dot{V}_c^{парц} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dm}{dt}, \quad (3.2)$$

де $\dot{V}_{кер}^{парц}$ – парціальне прискорення, що створюється керуючою силою (керуюче прискорення)

$$\dot{V}_{кер}^{парц} = \frac{P_{кер}}{m}. \quad (3.3)$$

Передаточна функція керування може бути визначена як

$$W_{пер} = \frac{dV/dt}{\dot{V}_{кер}^{парц}} = 1 + \frac{\dot{V}_C^{парц}}{\dot{V}_{кер}^{парц}} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dm}{dt}. \quad (3.4)$$

У роботі [21] нами для оцінки керованості автомобіля на перехідних (несталих) режимах повороту введено поняття коефіцієнта керованості $K_{кер}$, що визначається відношенням повертаючого моменту до моменту опору повороту автомобіля. У нашому випадку коефіцієнт керованості може бути визначений як

$$K_{кер} = \frac{P_{кер}}{\sum P_C} = \frac{P_{кер}/m}{\sum P_C/m} = -\frac{\dot{V}_{кер}^{парц}}{\dot{V}_C^{парц}}. \quad (3.5)$$

Вираз (3.4) з урахуванням (3.5) набуде виду

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}} - \frac{V}{m} \frac{dm/dt}{\dot{V}_{кер}^{парц}}. \quad (3.6)$$

Мобільна машина з ідеальною керованістю повинна мати передаточну функцію керування, що дорівнює одиниці. Отримати $W_{пер} = 1$ неможливо, оскільки не можна отримати $K_{кер} = \infty$ і $\sum P_C = 0$. Проте, наближення $W_{пер}$ до одиниці є можливим за рахунок збільшення $K_{кер}$, що реалізується підвищенням досконалості та технічного рівня мобільних машин. Вираз (3.6) з урахуванням (3.3) набуде виду

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}} - \frac{V}{P_{кер}} \frac{dm}{dt}. \quad (3.7)$$

Рух машини змінної маси $\left(\frac{dm}{dt} \neq 0\right)$ можливий у разі синхронної роботи, наприклад, тракторного потягу та збирального комбайна від час навантаження сільськогосподарської продукції $\left(\frac{dm}{dt} \Rightarrow \infty\right)$, здійснення посіву широкозахватним комбінованим посівним агрегатом, унаслідок зменшення посівного матеріалу в бункері $\left(\frac{dm}{dt} \Rightarrow \infty\right)$. У разі, коли $\left(\frac{dm}{dt} \neq 0\right)$ необхідно забезпечити збільшення $P_{кер}$ (див. залежність (3.7)). Це справедливо також і за збільшення швидкості руху мобільної машини V .

За збільшення маси машини m і погіршення її технічного стану відбувається зменшення $K_{кер}$ за рахунок зростання $\sum P_C$ (див. залежність (3.5)).

Діагностику технічного стану мобільної машини можна проводити з використанням бортового вимірювального комплексу, в конструкції якого використовуються датчики прискорень. Під час тестових випробувань необхідно забезпечити $\left(\frac{dm}{dt} = 0\right)$. У цьому випадку рівняння (3.1) для варіанту швидкого припинення дії керуючої дії $P_{кер}$ набуде виду

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_C^{парц} = -\frac{\sum P_C}{m}. \quad (3.8)$$

Визначивши за допомогою давачів прискорень величину $\dot{V}_C^{напу}$ на наступному етапі можна обчислити сумарну силу опору керуючої дії $\sum P_C$, що характеризує технічний стан мобільної машини

$$\sum P_C = -m\dot{V}_C^{напу}. \quad (3.9)$$

Зміну $\sum P_C$ за часом можна реєструвати за допомогою бортового комп'ютера. Динаміка зміни $\sum P_C$ характеризує динаміку зміни технічного стану та функціональної стабільності мобільної машини, дозволяє прогнозувати параметричні та функціональні відмови.

Визначивши під час тягових випробувань $\dot{V}_C^{напу}$, $K_{кер}$ і $W_{пер}$, вимірюючи $\frac{dV}{dt}$ у процесі руху й виконання технологічних операцій. За $\left(\frac{dm}{dt} = 0\right)$ можна використовувати залежності

$$K_{кер} = 1 - \frac{(dV/dt)_{вим}}{(\dot{V}_C^{напу})_{вим}}, \quad (3.10)$$

де $(\dot{V}_C^{напу})_{вим}$ і $\left(\frac{dV}{dt}\right)_{вим}$ – визначені під час випробувань загальні прискорення й парціальні прискорення сумарної сили опору

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}} = 1 - \frac{1}{1 - \frac{(dV/dt)_{вим}}{(\dot{V}_C^{напу})_{вим}}}. \quad (3.11)$$

Значення параметрів $K_{кер}$ і $W_{пер}$, обчислені за різного напрацювання об'єкту, також можуть накопичуватись у пам'яті бортового комп'ютера вимірювального комплексу й використовуватись під час оцінювання функціональної стабільності мобільної машини.

3.3. Оцінка керованості та стійкості мобільних машин за допомогою передаточних функцій

Передаточна функція використовувалася як критерій для оцінки керованості колісних машин під час повороту в роботах багатьох авторів [22, 23, 24]. Передаточна функція дозволяє оцінити реакцію мобільних машин на керуючі дії. У роботі [22] запропоновані передаточні функції у виді чутливості машини до виконання маневру

$$\mu = \frac{dK}{d\alpha_{PK}}; \quad (3.12)$$

$$\mu_1 = \frac{dK}{d\bar{\alpha}}, \quad (3.13)$$

де K – кривизна траєкторії (dK – нескінченна мала її зміна);
 $d\alpha_{PK}$ – нескінченна мала зміна кута повороту кермового колеса;
 $d\bar{\alpha}$ – нескінченна мала зміна середнього кута повороту направляючих коліс.

Зв'язок між коефіцієнтами чутливості μ і μ_1

$$\mu_1 = \mu u_{p,y}(\alpha_{p,\kappa}), \quad (3.14)$$

де $u_{p,y}(\alpha_{p,\kappa})$ – передаточна функція рульового керування від кермового колеса до направляючих коліс.

У роботі [23] запропонована передаточна функція механізму здійснення повороту колісної машини (або зміни курсового кута $\Delta\psi$)

$$W = \frac{\Delta\psi}{\Delta\bar{\alpha}}, \quad (3.15)$$

де $\Delta\psi$ – зміна курсового кута машини;

$\Delta\bar{\alpha}$ – зміна середнього кута повороту направляючих коліс.

3.3.1. Побудова передаточної функції керування

У різних представленнях передаточна функцій залежності включає параметри конструкції передаточних механізмів, що здійснюють відпрацювання керуючих сигналів. Тому значення передаточних функцій можуть значно відрізнятись від одиниці. У роботі [24] на прикладі керування розгоном мобільних машин з використанням методу парціальних прискорень запропонована передаточна функція (3.4) керування розгоном, значення якої близькі до одиниці. Рівняння (1.119) з урахуванням можливих зовнішніх збурень набуде виду

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_{кер} - \sum P_C \pm P_{зб}^{зовн}, \quad (3.16)$$

де $P_{зб}^{зовн}$ – зовнішня збурююча сила.

Перетворивши рівняння (3.16) у рівняння парціальних прискорень, отримаємо

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_{кер}^{парц} + \dot{V}_c^{парц} + \dot{V}_{зб}^{парц} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dm}{dt}, \quad (3.17)$$

де $\dot{V}_{зб}^{парц}$ – парціальне прискорення зовнішніх збурюючих сил

$$\dot{V}_{зб}^{парц} = \frac{P_{зб}^{зовн}}{m}. \quad (3.18)$$

Передаточна функція керування в цьому випадку визначається як

$$W_{пер} = \frac{dV/dt}{\dot{V}_{кер}^{парц}} = 1 + \frac{\dot{V}_C^{парц}}{\dot{V}_{кер}^{парц}} + \frac{\dot{V}_{зб}^{парц}}{\dot{V}_{кер}^{зб}} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dm/dt}{\dot{V}_{кер}^{парц}}. \quad (3.19)$$

Здійснимо перетворення, підставляючи (1.123) і (3.18) в (3.19), а також враховуючи, що

$$\frac{\dot{V}_C^{парц}}{\dot{V}_{кер}^{парц}} = \frac{\sum P_C / m}{P_{кер} / m} = -\frac{1}{K_{кер}} \quad (3.20)$$

отримаємо кінцевий вид передаточної функції

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}} \left(1 + \frac{V}{\sum P_C} \cdot \frac{dm}{dt} - K_{зб} \right), \quad (3.21)$$

де $K_{зб}$ – коефіцієнт збурення

$$K_{зб} = \frac{P_{зб}^{зовн}}{\sum P_C} = -\frac{\dot{V}_{зб}^{парц}}{\dot{V}_C^{парц}}. \quad (3.22)$$

За $\frac{dm}{dt} = 0$ і $K_{зб} = 0$ рівняння (3.21) спроститься й набуде виду

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}}. \quad (3.23)$$

Графік залежності (3.23) наведено на рис. 3.2. Зі збільшенням коефіцієнту керованості $K_{кер}$ відбувається збільшення передаточної функції керування $W_{пер}$.

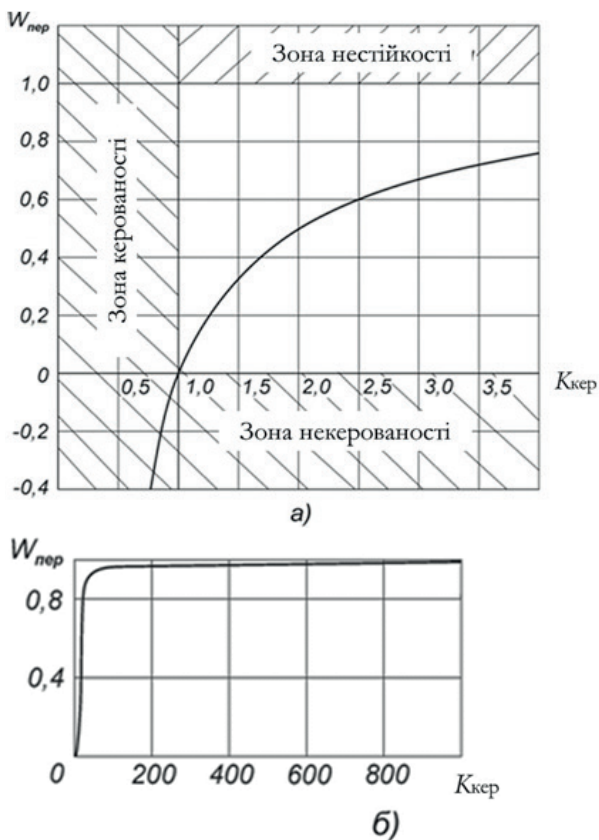


Рисунок 3.2. Передаточна функція керування:
а) за $K_{кер} \leq 4,0$; б) за $K_{кер} \leq 1000$

Очевидним є те, що

$$\lim_{K_{кер} \rightarrow \infty} W_{пер} = \lim_{K_{кер} \rightarrow \infty} \left(1 - \frac{1}{K_{кер}} \right) = 1. \quad (3.24)$$

Отримання значень $W_{пер}$, близьких до одиниці, забезпечує отримання ідеальної керованості, за якої

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_{кер}^{парц}. \quad (3.25)$$

Аналізуючи вираз (3.21), за аналогією з роботою [41] можна зробити висновок про те, що за збільшення $\sum P_C$ відбувається зменшення $K_{кер}$ і $W_{пер}$. Погіршення технічного стану машини призводить до зміни $K_{кер}$ і $W_{пер}$ у більшу або меншу сторону. За $P_{зб}^{зобн} > 0$ відбувається збільшення $W_{пер}$, а за $P_{зб}^{зобн} < 0$ – зменшення $W_{пер}$.

Таким чином, зовнішні $P_{зб}^{зобн}$ і внутрішні (що викликають зміну $\sum P_C$) збурення чинять вплив, як на коефіцієнт керованості $K_{кер}$, так і на передаточну функцію керування $W_{пер}$. При цьому, наприклад, точка A з координатами $(W_{пер}; K_{кер})$ може знаходитись зовні кривої, що описується залежністю (3.23) (за $K_{кер} = K_{кер0}$ – розрахункового значення).

3.3.2. Визначення умов стійкості та керованості за допомогою передаточної функції керування.

Умовою втрати стійкості (розрегулювання) є отримання передаточної функції $W_{пер} > 1$. З виразу (3.21) визначимо можливість виконання вказаної умови

$$K_{зб} > 1 + \frac{V}{\sum P_C} \cdot \frac{dm}{dt}. \quad (3.26)$$

За $\left(\frac{dm}{dt} = 0\right)$ умовою втрати стійкості буде

$$P_{зб}^{зовн} \geq \left| \sum P_C \right|. \quad (3.27)$$

За $\frac{dm}{dt} > 0$ зі збільшенням V , $\frac{dm}{dt}$ відбувається збільшення поро-

гового значення $K_{зб}^*$.

Зона нестійкості на графіку рис. 3.2а) показана зоною, що лежить вище $W_{пер} = 1$. Зона некерованості визначається за умови $K_{кер} < 1$, або $W_{пер} < 0$.

Виконання першої умови можливе у випадку

$$P_{кер} < \left| \sum P_C \right|. \quad (3.28)$$

Друга умова здійснима у випадку

$$K_{кер} < 1 + \frac{V}{\sum P_C} \cdot \frac{dm}{dt} - K_{зб} \quad (3.29)$$

або з урахуванням (3.26)

$$P_{кер} < \sum P_C + V \frac{dm}{dt} - P_{зб}^{зовн}. \quad (3.30)$$

Зона, що відповідає втраті керованості, розташована в зонах $K_{кер} < 1$ і $W_{пер} < 0$ (див. рис. 3.2 а). На рис. 3.2б) також показано і графік функції $W_{пер}(K_{кер})$ за великих значень $K_{кер}$. Зі збільшенням $K_{кер}$ зростають і значення $W_{пер}$. Аналіз протікання вказаної залеж-

ності показує, що за значень $K_{кер} > 10$ функція $W_{пер}(K_{кер})$ практично не збільшується.

Таким чином, за $W_{пер} > 1$ технічна система втрачає стійкість, а за $K_{кер} < 1$ або $W_{пер} < 0$ – втрачає керованість.

Зміна $K_{кер}$ і $W_{пер}$ у процесі експлуатації характеризує технічний стан і функціональну стабільність об'єкту керування. Під час проведення діагностичних випробувань мобільних машин необхідно визначати парціальні прискорення $V_C^{парц}$, $V_{унр}^{парц}$ і сумарне прискорення ма-

шини $\frac{dV}{dt}$, а потім за формулами (3.4) і (3.5) визначати значення $W_{пер}$

і $K_{кер}$. Стан отриманої точки на полі графіку, наведеного на рис. 3.2, буде характеризувати стійкість і керованість мобільних машин, а динаміка зміни положення цієї точки в процесі експлуатації – їх функціональну стабільність і технічний стан.

3.4. Оцінка керованості автомобіля за допомогою передаточних функцій

Поворотливість автомобіля, що обумовлена бічною еластичністю шин, є однією з властивостей, що забезпечують керованість мобільної машини [25].

Бічна еластичність шин викликає появу додаткового кутового руху автомобіля під час повороту. Поява додаткового кутового руху погіршує якість процесу керування поворотом мобільної машини, тобто погіршує керованість. У роботі [21] запропоновано для оцінки керованості мобільних машин використовувати передаточну функцію керування, що є відношенням сумарного (результуючого) прискорення, яке виникає внаслідок дії керуючої дії, до величини парціального керівного прискорення. Відхилення передаточної функції керування від одиниці характеризує нелінійність процесу керування, тобто якість керування або керованість машини.

У роботі [26] запропоновано критерій для кількісної оцінки поворотливості автомобіля.

В якості вказаного критерію прийнята величина зміни кривизни траєкторії руху автомобіля, що викликана бічною еластичністю шин (відведенням). Залежність для визначення вказаної величини ΔK зміни кривизни траєкторії має випадковий вид [26]

$$\Delta K = \frac{1}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\text{sek}^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \cdot \text{tg} \bar{\alpha}} \right), \quad (3.31)$$

де L – подовжня колісна база автомобіля;

δ_1, δ_2 – кути відведення середин передньої і задньої осей автомобіля;

$\bar{\alpha}$ – середній кут повороту направляючих коліс.

Відповідно, кутова швидкість $\Delta \omega_z$ додаткового руху, обумовленого бічною еластичністю шин [26]

$$\Delta \omega_z = V_{x1} \cdot \Delta K = \frac{V_{x1}}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\text{sek}^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \cdot \text{tg} \bar{\alpha}} \right), \quad (3.32)$$

де V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля в напрямі його подовжньої осі.

Критерієм керованості автомобіля під час повороту нами запропоновано використовувати [23] кутове прискорення. Тому необхідно аналізувати керованість автомобіля, використовуючи вказаний критерій. Метою досліджень є розробка критерію керованості, що враховує поворотливість автомобіля.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити такі задачі:

– визначити додаткове парціальне кутове прискорення, обумовлене бічною еластичністю шин;

– визначити передавальну функцію керування.

3.4.1. Визначення додаткового (парціального) прискорення

Додаткове (парціальне) кутове прискорення $\Delta\varepsilon_z$ визначається диференціюванням рівняння (3.32)

$$\Delta\varepsilon_z = \frac{d\Delta\omega_z}{dt} = \frac{V_{x1}}{L} \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\text{sek}^2\bar{\alpha}}{(1 + \delta_1 \text{tg}\bar{\alpha})^2} \times \right. \\ & \left. \left[\frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \left(2\text{tg}\bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2\bar{\alpha}} \right) \right] \right] + \\ & \left. + \frac{1}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \left(\delta_2 - \delta_1 \frac{\text{sek}^2\bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \text{tg}\bar{\alpha}} \right) \right\}. \quad (3.33) \end{aligned} \right.$$

В автомобіля з жорсткими в бічному напрямі колесами кутова швидкість повороту дорівнює [23]

$$\omega'_z = \frac{V_{x1}}{L} \text{tg}\bar{\alpha}. \quad (3.34)$$

Відповідно, парціальне кутове прискорення буде рівним

$$\varepsilon'_z = \frac{d\omega'_z}{dt} = \frac{V_{x1}}{L} \left(\text{sek}^2\bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{\text{tg}\bar{\alpha}}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right). \quad (3.35)$$

Кутове прискорення автомобіля під час повороту буде рівним сумі парціальних прискорень [21]

$$\varepsilon_z = \varepsilon'_z + \Delta\varepsilon_z. \quad (3.36)$$

За позитивного значення $\Delta \varepsilon_z$ погіршується стійкість перехідного процесу, тобто стійкість руху. За від'ємного значення $\Delta \varepsilon_z$ погіршується керованість. Оскільки під час перехідних процесів порушення стійкості спричиняє за собою втрату керованості, можна зробити висновок про те, що якщо $\Delta \varepsilon_z \neq 0$ відбувається погіршення керованості автомобіля під час повороту.

Виходячи з вищевикладеного ми можемо зробити висновок, що представлений вираз справедливий і для колісних тракторів рамної конструкції з передніми направляючими колесами.

3.4.2. Визначення передаточної функції керування автомобілем на повороті

Передаточна функція керування в повороті автомобіля є відношенням кутового прискорення автомобіля за еластичних коліс до кутового прискорення автомобіля за жорстких коліс, тобто

$$\begin{aligned}
 W_{nep} &= \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = 1 + \frac{\Delta \varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = \\
 &= 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \left(2tg\bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right)}{(\cos \bar{\alpha} + \delta_1 \sin \bar{\alpha})^2}}{\frac{dV_{x1}}{dt}} + \\
 &\quad \frac{sek^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + tg \bar{\alpha} \frac{dV_{x1}}{dt}}{V_{x1}} \\
 &\quad + \frac{\frac{dV_{x1}}{dt} \left(\delta_2 - \delta_1 \frac{sek^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 tg \bar{\alpha}} \right)}{V_{x1}}. \tag{3.37} \\
 &\quad \frac{sek^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + tg \bar{\alpha} \frac{dV_{x1}}{dt}}{V_{x1}}
 \end{aligned}$$

Керованість автомобіля при русі прямою може бути оцінена після прийняття $\bar{\alpha} = 0$ у виразі (3.37)

$$W_{\text{пер}} = 1 - \delta_1^2 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{dV_{X1}}{dt} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{V_{X1}}}{\frac{d\bar{\alpha}}{dt}}. \quad (3.38)$$

Враховуючи високий порядок малості, можна допустити $\delta_2 \approx 0$ у рівнянні (3.38)

$$W_{\text{пер}} = 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{dV_{X1}}{dt} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{V_{X1}}}{\frac{d\bar{\alpha}}{dt}}. \quad (3.39)$$

Отримані вирази передаточних функцій (3.37), (3.39) можуть бути використані для оцінки керованості мобільних машин з урахуванням поворотливості.

РОЗДІЛ 4. МОБІЛЬНИЙ РЕЄСТРАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОЛІСНИХ МАШИН

4.1. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс

4.1.1. Використовування акселерометрів під час динамічних (кваліметричних) випробувань автомобілів

З кожним роком у світі суттєво збільшується виробництво автомобілів, їх технологічний рівень і, разом із цим, підвищуються вимоги до систем безпеки.

Для забезпечення необхідного рівня безпеки під час користування автомобілем необхідно розширювати контроль різних механізмів, що беруть участь у роботі автомобіля, здійснювати якісно більш високий рівень випробувань і впровадження нових пристроїв з широкими функціональними можливостями.

На сьогоднішній день актуальним є питання створення мобільних реєстраційно-вимірювальних комплексів для оцінки параметрів руху автомобілів під час кваліметричних випробувань.

Акселерометр вимірює прискорення або, відповідно до другого закону Ньютона, силу, що викликає прискорення інерційної маси.

Посилення вимог стандартів щодо забезпечення безпеки дорожнього руху в розвинених країнах і пов'язане з цим поліпшення експлуатаційних властивостей систем захисту є однією з найважливіших причин необхідності застосування нових, більш сучасних давачів.

Об'єктивним чинником поліпшення в автомобілі систем керування різного функціонального призначення – від моніторингу стану двигуна до систем безпеки пасажирів – є розвиток технологій мікроелектромеханічних систем (MEMS – microelectro-mechanical systems). Концепція MEMS включає інтеграцію на кремнієвій основі механіч-

них елементів, сенсорів і виконавчих механізмів, а також електроніки для обробки сигналу.

MEMS-технології супроводжуються авангардними технічними рішеннями, на їх основі створені MEMS-акселерометри, гіроскопи та давачі тиску.

Здійснення кваліметричних випробувань потребує застосування мобільних обчислювальних комплексів, що дозволяють без втручання в конструкцію автомобілів здійснювати визначення його кінематичних і динамічних параметрів. Експериментальні дослідження динамічних якостей колісних машин ґрунтуються на вимірюванні параметрів руху різними інерційними чутливими елементами й системами в реальних умовах руху машин дорогою.

У цілому, автомобільна сфера застосування акселерометрів сконцентрована в області систем безпеки, комфорту пасажирів, динамічного контролю автомобіля й містить такі області задач [35]:

- виявлення аварії, активація систем безпеки й контроль розгортання подушок безпеки (Crash detection, Airbag deployment systems, Restraint systems);
- детектування крену (Rollover detection), бічних аварій і перекидань;
- запис даних щодо аварії (Crash recording);
- адаптивний круїз-контроль (Adaptive Cruise Control);
- захист пішоходів (Pedestrian Protection);
- АБС (4WD ABS – Four Wheel Drive AntiLock Brake System);
- контроль зчеплення (Traction Control System);
- контроль динамічної стабільності (Vehicle Stability Control, Electronic Stability Program);
- контроль активної (або напівактивної) підвіски (Active Suspension Control);
- системи охоронної сигналізації (Burglar Alarm) у системах запобігання викраденню (Antitheft Systems);
- електронна парковка (Electronic Parking Brake);
- компенсація рівня рідини (Fluid Level Compensation);
- керування фарами (Headlamp Adjustment);

- системи транспортної навігації (Vehicle Navigation Systems) і GPS (Global Positioning System);
- керування двигуном і трансмісією;
- контроль тиску в шинах (Tire Pressure Monitoring);
- сенсорний кластер (Sensor Cluster) – блок інерційних вимірювань «inertial measurement unit» (IMU) з шістьма ступенями свободи, що розташовується орієнтовно в центрі автомобіля для збору інформації щодо всіх інерційних систем – запобігання викраденню, VSC, навігація тощо.

У процесі кваліметричних випробувань автомобілів акселерометри широко використовуються під час оцінювання аеродинамічних і тягово-швидкісних властивостей, гальмівних властивостей, керованості й стійкості, плавності ходу, шуму й вібрації, надійності, пасивної безпеки тощо.

Для вимірювання величини сповільнення автомобіля під час гальмування в дорожніх умовах застосовують прилади, так звані деселерометри (зазвичай інерційного типу), їх закріплюють у кабіні, на підлозі або вітровому склі на присосках. Деселерометри бувають механічні, електричні й рідинні (ртутні). Чутливим елементом багатьох деселерометрів є інерційна маса (вантаж і рідина), переміщення якої пропорційне сповільненню. Деселерометри бувають граничного типу. Досягши встановленого сповільнення в такому приладі спалахує сигнальна лампа. Якщо лампа не спалахує, технічний стан гальм вважається незадовільним.

Одним з найвідоміших приладів для дорожніх випробувань автомобіля, виконаних на основі акселерометра, є прилад «Ефект». Цей прилад застосовується під час перевірки гальмівних систем вантажних і легкових автомобілів, автобусів й автопоїздів під час проведення державного технічного огляду, виконання автотехнічної експертизи транспортних засобів, у процесі експлуатації й інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану гальмівної системи автомобілів. Робота приладу заснована на вимірюванні в процесі гальмування автомобіля за допомогою давачів прискорення й давача зусилля. За результатами вимірювань прилад автоматично розраховує початкову швидкість гальмування, величину гальмівного шляху,

лінійне відхилення автомобіля під час гальмування, час спрацьовування гальмівної системи. Прилад може працювати у складі автоматизованих ліній технічного огляду автомобілів, з'єднаних у програмно-апаратний вимірювальний комплекс ЛТК з можливістю передачі вимірних характеристик у персональний комп'ютер. Основними недоліками приладу є його висока чутливість до похибки установки, а також неможливість проведення випробувань за швидкості автомобіля вище 60 км/год.

Аналогічний принцип роботи покладено в основу роботи вимірювача динамічних характеристик автомобіля SPRINT SG2.

Для розрахунку швидкості руху застосовується інтегрування прискорення за часом, а для розрахунку гальмівного шляху – подвійне інтегрування прискорення за часом. Як відомо, під час інтегрування накопичується значна похибка вимірювань.

Окрім вимірювання ефективності гальмування, SPRINT SG2 дозволяє вимірювати потужність і крутний момент на валу двигуна та колесах автомобіля.

За прямолінійно-поступального руху всі точки автомобіля мають однакові кінематичні параметри. Тому, для визначення параметрів руху автомобіля достатньо одного датчика подовжнього прискорення («Ефект-02», «SPRINT SG2»).

Для того, щоб визначити параметри плоско паралельного руху автомобіля необхідна установка двох датчиків прискорень. Похибка таких вимірювань складається лише з похибки прямих вимірювань, тобто вимірювання лінійних прискорень (для акселерометрів MMA7260QT – 1 %) і координат розташування акселерометрів щодо подовжньої вісі автомобіля. На основі цього можна зробити висновок, що під час розрахунку гальмівного шляху з різних швидкостей два акселерометри дають більш точні результати. Вимірюючи бічне прискорення, можливо передбачити поведінку автомобіля за різних погодних і дорожніх умов у режимі реального часу.

Спостерігаючи за поведінкою автомобіля такий вимірювальний комплекс дає можливість спрогнозувати з більшою точністю, які будуть зміни в керуванні за зміни потужності двигуна, жорсткості амортизаторів, зменшення маси, перерозподілу центру тяжіння автомобіля

тощо. Окрім того, це дозволяє краще підготувати спортивний автомобіль до змагань.

4.1.2. Опис мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу

Засоби вимірювань для дорожніх випробувань повинні бути компактними, простими в монтажі й користуванні, вібростійкими; повинні забезпечувати необхідну пропускну спроможність живлення та необхідну точність вимірювань за температури повітря від мінус 40 °С до плюс 40 °С на всіх режимах руху ТЗ, включаючи максимальну швидкість; установка їх на ТЗ не повинна впливати на опір руху.

Похибка засобів вимірювань не повинна перевищувати значень, які наведені в табл. 4.1.

Для реєстрації даних під час дорожніх випробувань автомобілів на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ спільно з кафедрою Тракторів і автомобілів ХНТУСХ розроблено мобільний вимірювальний комплекс (рис. 4.1), що складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕОМ для зняття й архівації даних.

Таблиця 4.1. Допустима похибка засобів вимірювань

№ п/п	Показники	Похибки, не більше
1	Витрата палива	1 %
2	Шлях і час	0,5 %
3	Швидкість руху	1 %
4	Частота обертання колінчастого вала двигуна	1 %
5	Швидкість вітру	0,5 м/с
6	Температура повітря й палива	1 °С
7	Атмосферний тиск	2,6 кПа (2 мм рт. ст.)
8	Відносна вологість повітря	7 %
9	Маса ТЗ	0,3 %

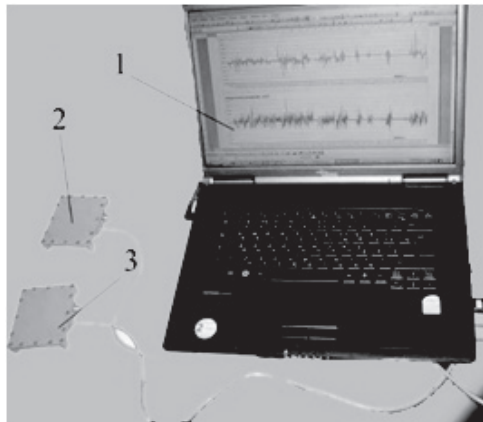


Рисунок 4.1. Мобільний вимірювальний комплекс:
1 – ЕОМ для зняття і архівації даних; 2 – давач прискорень
ММА7260QT #445; 3 – давач прискорень ММА7260QT #446

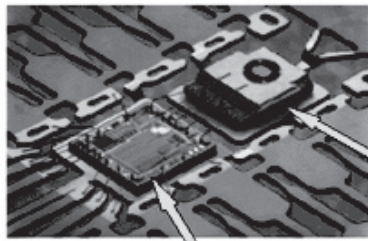


Рисунок 4.2. Напівпровідниковий акселерометр Freescale

Якщо давач прискорень розташовано так, що його вісь чутливості перпендикулярна поверхні землі, вихідний сигнал відповідає прискоренню вільного падіння. За зміни кута нахилу, вихідний сигнал зменшується пропорційно косинусу кута між віссю чутливості давача й абсолютним вертикальним положенням.

Для проведення експерименту використовуються давачі ММА7260QT – смісні акселерометри з трьома робочими осями й межею вимірювання $\pm 1,5$ g, мають вбудований фільтр корекції зміни

температури, фільтр нижніх частот і крайніх значень, не вимагають додаткових пристроїв. У вказаних давачах передбачена можливість «сплячого режиму» для економії батареї ЕОМ. Давачі використовують низьку напругу, 2.2 V – 3.6 V; мають високу чутливість (800 мВ/г); характеризуються швидкою ініціалізацією, добре сприймають перепади напруги й дії статичної електрики. Напівпровідникові акселерометри Freescale містять ємнісний чутливий елемент та інтегрований на кристалі вимірювальний ланцюг, виконаний за КМОП-технологією (рис. 4.2).

Ємнісний чутливий елемент G-cell є герметичним. Він є механічною структурою, виконаною за допомогою напівпровідникового процесу з полікремнію. Диференціальний чутливий елемент має верхню та нижню нерухомі пластини й центральну пластину, закріплену за допомогою пружних елементів (рис.4.3).

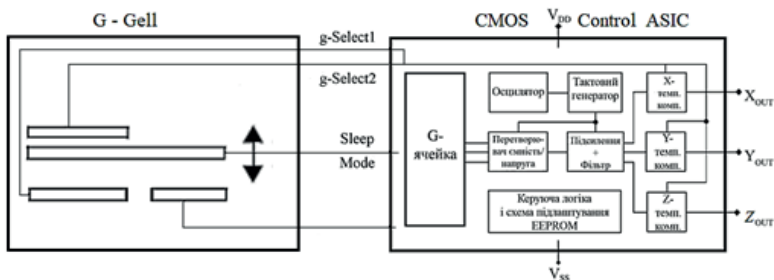


Рисунок 4.3. Функціональна схема давача прискорення

Центральна пластина має сейсмомасу, що може переміщуватись від впливу прискорення. У складі чутливого елементу є пластина для самотестування цілісності давача.

Коли рухома пластина займає центральне положення, вихідний сигнал дорівнює половині напруги живлення (рис. 4.4).

Вимірювальний ланцюг має логометричну структуру (рис. 4.6), так що початковий зсув і чутливість давача лінійним чином пов'язані з напругою живлення.

Методи градуювання акселерометрів розділяються на три групи, відповідно до застосування їх до давачів постійного, синусоїдального або перехідного прискорення.

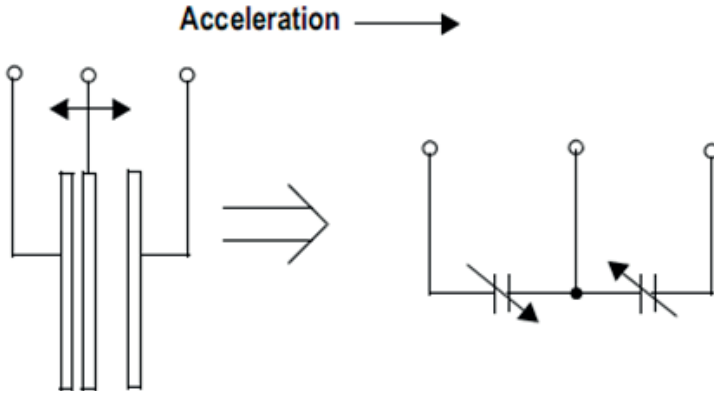


Рисунок 4.4. Спрощена фізична модель давача прискорення

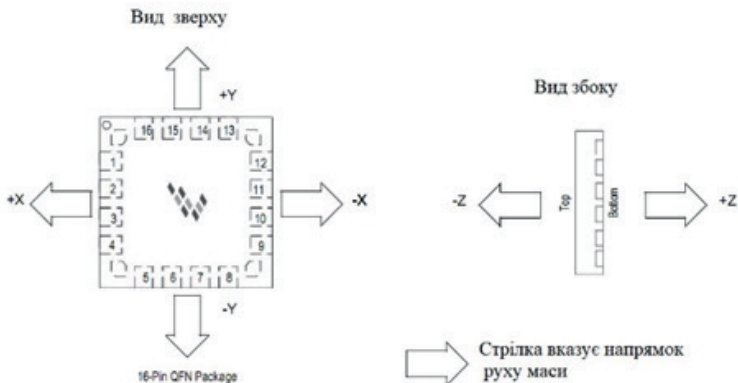


Рисунок 4.5. Акселерометр Freescale з трьома робочими осями

Нами використано метод градуювання шляхом прикладання постійного прискорення – градуювання в полі тяжіння (рис. 4.7). Метод

полягає у вимірюванні сигналу, одержаного у разі, коли істинна вісь чутливості давача орієнтована під кутом α щодо місцевої вертикалі. Точність градуювання суттєво залежить від похибок вимірювання вихідної напруги та величини кута, пов'язаного з наявністю поперечної чутливості. Цей метод на практиці дуже зручний для швидкої перевірки чутливості системи перед початком вимірювання.

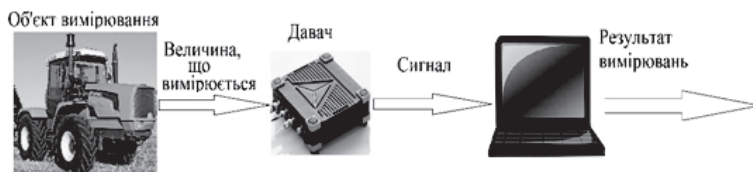


Рисунок 4.6. Спрощена схема вимірювання

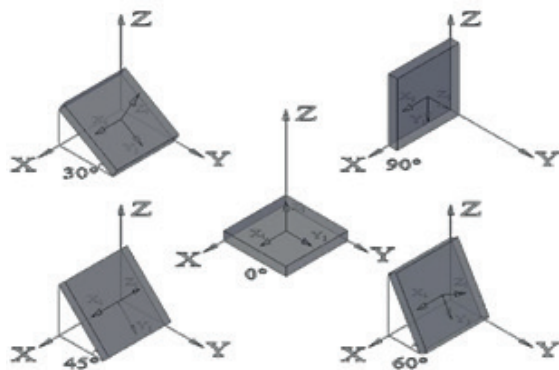


Рисунок 4.7. Положення давача під час виконання градуювання методом постійного прискорення

У табл. 4.2 [38] наведені характеристики, які отримують за різних методів градуювання. Результати виконаного градуювання наведені на рис. 4.8–4.9.

Таблиця 4.2. Сфери використання акселерометрів й точність різних методів їх градування

Сфера використання		Постійне прискорення		Синусоїдальні коливання						Перехідний рух
за частотою	за амплітудою 10, g	кутове відхилення від місцевої вертикалі	центрифуга	абсолютні методи				взаємне градування	порівняння з еталоном	
				візирна труба	давач переміщення	лазерний інтерферометр				
						підрухнок полюс	зникнення полюс			
Постійне прискорення	0,01–1 0,1–50000	< 1 %	< 1 %	–	–	–	–	–	–	–
5–30 Гц	0,1 0,01–5 5–40	–	–	–	2–10 %	–	–	–	–	–
		–	–	2–10 %	1–5 %	1–5 %	–	–	2–10 %	–
		–	–	1–5 %	1–5 %	1–5 %	–	–	2–10 %	–
10–1000 Гц	0,01–5 0,5–5 5–40 40–100	–	–	–	–	1–5 %	–	–	1–5 %	–
		–	–	–	–	1–5 %	–	–	1–5 %	–
		–	–	–	2–10 %	1–5 %	1–5 %	< 1 %	1–5 %	–
		–	–	–	1–5 %	1–5 %	–	–	1–5 %	–
1000–5000 Гц	0,5–50 5–40 40–100	–	–	–	–	–	1–5 %	–	1–5 %	–
		–	–	–	–	–	1–5 %	–	1–5 %	–
		–	–	–	–	–	1–5 %	–	1–5 %	–
5000–10000 Гц	0,5–100	–	–	–	–	–	1–5 %	–	1–5 %	–
0,5–10 мс	100–20000	–	–	–	–	–	–	–	–	2–10 %

4.2. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань мобільних машин

За прямолінійно-поступального руху всі точки автомобіля мають однакові кінематичні параметри. За виникненні кутових переміщень, викликаних поворотом, заносом або відведенням автомобіля, лінійні швидкості та прискорення матимуть різні значення.

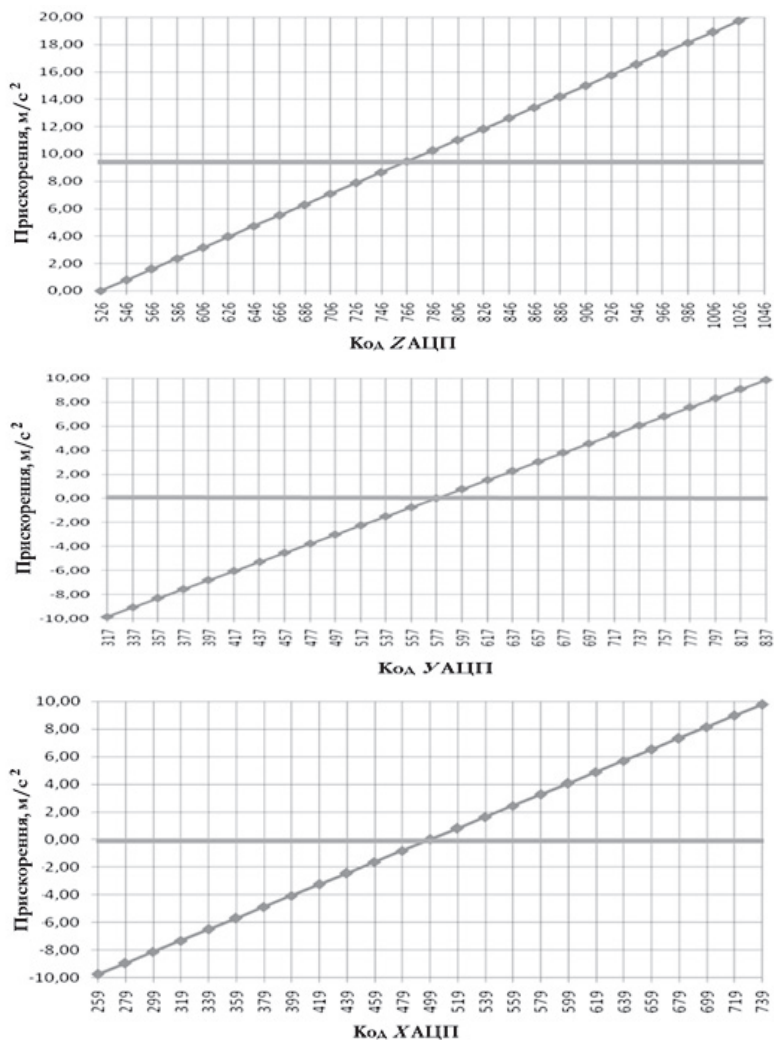


Рисунок 4.8. Градування давача прискорення #445

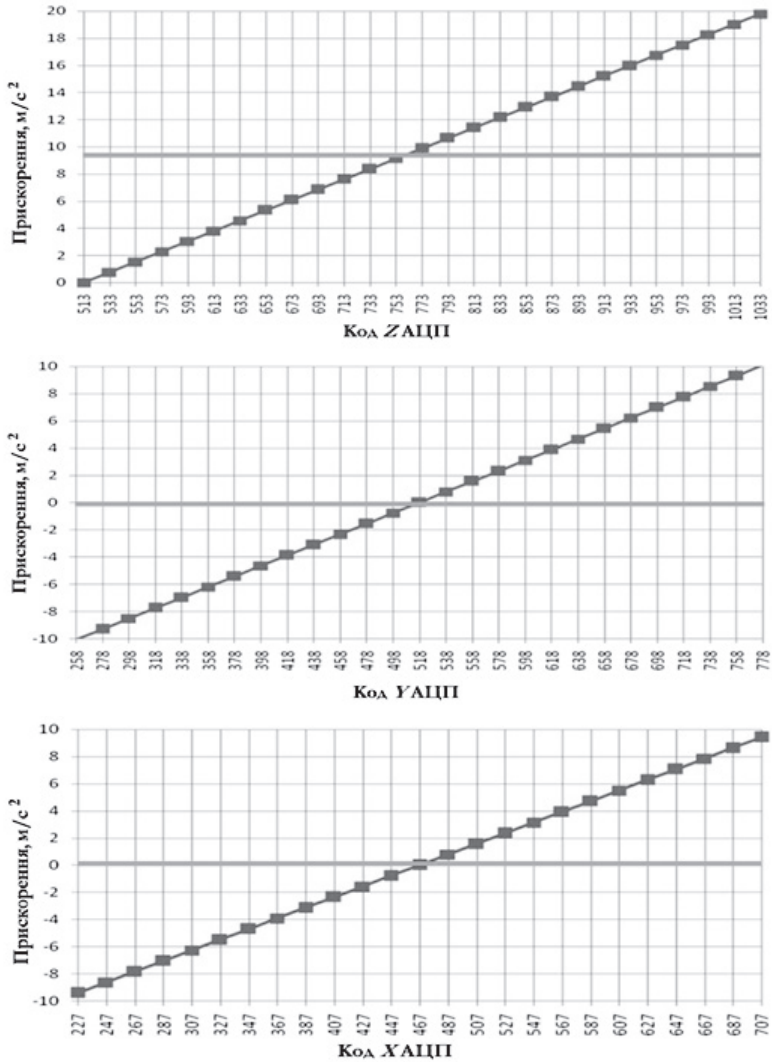


Рисунок 4.9. Градування давача прискорення #446

Під час експериментальної оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля (кваліметричних випробувань), у загальному випадку руху, виникає проблема визначення контрольної точки, кінематичні параметри якої будуть характеризувати швидкість і прискорення вказаної машини. Ці параметри необхідно визначити у напрямі подовжньої вісі автомобіля. У даній роботі визначено, що контрольною точкою повинен бути полюс повороту, який є центром пружності автомобіля в площині, паралельній площині дороги. Полюс повороту знаходиться на подовжній вісі автомобіля серед усіх точок, що належать цій вісі та мають якнайменші значення лінійних швидкості і прискорення. Оскільки координата полюсу повороту змінюється з часом, то для зменшення похибки визначення кінематичних параметрів, кутових прискорень і швидкостей автомобіля запропоновано використовувати дві контрольні точки, в яких необхідно встановлювати два трикоординатні давачі прискорень.

Використовування мобільних обчислювальних комплексів застосовується для проведення кваліметричних випробувань, що дозволяє без втручання в конструкцію мобільних машин здійснювати визначення їх кінематичних й динамічних параметрів. Експериментальні дослідження динамічних властивостей колісних машин засновані на вимірюванні параметрів руху різними інерційними чутливими елементами та системами в реальних умовах руху машин дорогою. У ХНАДУ О. П. Алексієвим та В. О. Алексєєвим розроблено й успішно експлуатується такий мікропроцесорний комплекс, що заснований на використуванні методу непрямих вимірювань динаміки колісної машини. Він являє собою апаратуру, що встановлюється практично на будь-який транспортний засіб в якості спеціалізованого бортового вимірювального комплексу – БВК. В якості інерційних чутливих елементів БВК використовуються трикоординатні давачі прискорень, тобто давачі здійснюють вимірювання прискорень автомобіля у напрямі трьох координатних осей.

Під час прямолінійно-поступального руху всі точки автомобіля мають однакові кінематичні параметри. Тому для визначення параметрів руху автомобіля достатньо одного давача подовжнього прискорення. Для того, щоб визначити параметри плоско паралельного

руху автомобіля, необхідно встановлювати давачі прискорень у двох контрольних точках.

4.2.1. Визначення параметрів контрольних точок автомобіля

На рис. 4.10 наведено картину лінійних швидкостей і прискорень автомобіля в загальному випадку руху в повороті. За жорстких в бічному напрямі колес миттєвий центр повороту O_2 знаходиться на продовженні задньої вісі автомобіля. Середина задньої вісі (точка 2) є умовним центром пружності автомобіля в площині, що є паралельною площині дороги. Умовним його слід називати, оскільки за жорстких коліс відсутні пружні кругові деформації автомобіля в площині, паралельній площині дороги. За жорстких коліс точка 2 є полюсом повороту автомобіля. Під час руху автомобіля з еластичними в бічному напрямі колесами миттєвий центр повороту переміщується з точки O_2 до точки O'_2 , а полюс повороту – з точки 2 до точки D . Точка D є центром пружності автомобіля в площині, паралельній площині дороги. Її положення змінюється залежно від середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту керованих коліс, кутів відведення δ_1 передньої і δ_2 задньої осей. Координата точки D визначається залежністю

$$l_{CD} = L \left(\frac{\delta_2}{\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{b}{L} \right), \quad (4.1)$$

де b – відстань від задньої вісі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину (див. рис. 4.10).

Радіус повороту автомобіля визначається відстанню від миттєвого центру повороту O_2 або O'_2 до полюса повороту (точка 2 або D)

$$R_D = l_{O_2D} = \frac{L}{\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}. \quad (4.2)$$

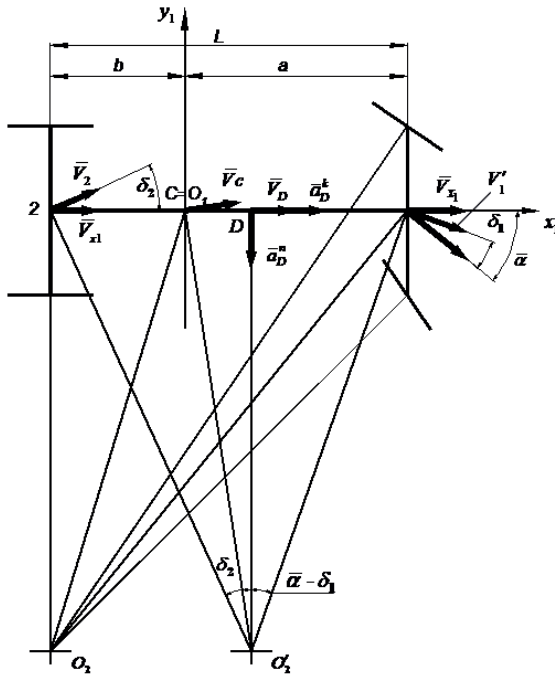


Рисунок 4.10. Визначення контрольної точки автомобіля за встановлення одного давача

Під час прямолінійного руху автомобіля $\bar{\alpha} = 0$ і бічного відведення осей вирази (4.1) і (4.2) матимуть вид

$$l_{CD} = L \left(\frac{\delta_2}{\delta_2 - \delta_1} - \frac{b}{L} \right) = \frac{a\delta_2 + b\delta_1}{\delta_2 - \delta_1} \quad (4.3)$$

і

$$R_D = l_{O_2D} = \frac{L}{\delta_2 - \delta_1}, \quad (4.4)$$

де a – відстань від передньої вісі до проєкції центру мас автомобіля на горизонтальну площину (див. рис. 4.10).

Лінійне прискорення полюсу повороту

$$a_D^k = \varepsilon l_{O_2D} = \varepsilon R_D - \text{дотичне}; \quad (4.5)$$

$$a_D^n = \omega^2 l_{O_2D} = \omega^2 R_D - \text{нормальне}, \quad (4.6)$$

де ε , ω – кутове прискорення і швидкість автомобіля в площині дороги, відповідно.

За встановлення двокоординатного давача в точці D

$$a_{x_1} = a_D^k \quad (4.7)$$

і

$$a_{y_1} = a_D^n. \quad (4.8)$$

Параметри кругового руху автомобіля визначаються після вимірювання прискорень a_{x_1} і a_{y_1} з використанням виразів (4.2), (4.5) і (4.6)

$$\varepsilon = \frac{a_{x_1}}{L} (\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1); \quad (4.9)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{a_{y_1}}{L} (\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1)}. \quad (4.10)$$

Якщо використовувати один двокоординатний давач, то визначити параметри ε і ω складно, оскільки необхідно виміряти додаткові

величини $\bar{\alpha}$, δ_2 , δ_1 , тобто потрібно встановлювати додаткові давачі. Крім цього, для отримання достовірного результату вимірювань, необхідно змінювати положення контрольної точки відповідно до залежності (4.1). Це неможливо. Тому установка одного двокоординатного давача не дозволяє здійснювати визначення параметрів кругового руху автомобіля.

4.2.2. Зменшення похибки визначення кінематичних параметрів машини шляхом встановлення двох давачів прискорень

Два двокоординатні давачі (третя координата резервна) можна встановлювати або послідовно (на подовжній вісі автомобіля), або паралельно в одній поперечній площині автомобіля. На рис. 4.11 показана схема вимірювання лінійних прискорень автомобіля за послідовного розташування давачів.

Компоненти прискорень точок A і B (контрольних точок, в яких встановлені двокоординатні давачі прискорень)

$$a_A^k = \varepsilon \cdot l_{AO_2}; \quad (4.11)$$

$$a_A^n = \omega^2 \cdot l_{AO_2}; \quad (4.12)$$

$$a_B^k = \varepsilon \cdot l_{BO_2}; \quad (4.13)$$

$$a_B^n = \omega^2 \cdot l_{BO_2}. \quad (4.14)$$

Компоненти прискорень точок A і B у напрямі координатних осей O_1X_1 і O_1Y_1

$$\begin{aligned} a_{AX_1} &= a_A^k \cos \alpha_A - a_A^n \sin \alpha_A = \\ &= l_{AO_2} (\varepsilon \cos \alpha_A - \omega^2 \sin \alpha_A); \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} a_{AY_1} &= a_A^k \sin \alpha_A + a_A^n \cos \alpha_A = \\ &= l_{AO_2} \left(\varepsilon \sin \alpha_A + \omega^2 \cos \alpha_A \right); \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} a_{BX_1} &= a_B^k \cos \alpha_B + a_B^n \sin \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} \left(\varepsilon \cos \alpha_B + \omega^2 \sin \alpha_B \right); \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} a_{BY_1} &= a_B^k \cos \alpha_B - a_B^n \sin \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} \left(\omega^2 \cos \alpha_B - \varepsilon \sin \alpha_B \right). \end{aligned} \quad (4.18)$$

З виразів (4.15)–(4.18) видно, що компоненти прискорень контрольних точок залежать від кутових прискорень і швидкості автомобіля. Співвідношення між координатами центру розташування контрольних точок визначаються за рис. 4.11

$$\begin{cases} l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B = l_{AB}; \\ l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B = 0. \end{cases} \quad (4.19)$$

Розв'язавши систему рівнянь (4.19) і (4.20), визначимо

$$l_{AO_2} = l_{AB} \frac{\cos \alpha_B}{\sin(\alpha_A + \alpha_B)}; \quad (4.20)$$

$$l_{BO_2} = l_{AB} \frac{\cos \alpha_A}{\sin(\alpha_A + \alpha_B)}. \quad (4.21)$$

На рис. 4.11 й у формулах (4.15)–(4.21) кути $\alpha_A > 0$ і $\alpha_B > 0$.

Середні значення компонент прискорень контрольних точок A і B уздовж осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{X_1} &= \frac{1}{2}(a_{A_{X_1}} + a_{B_{X_1}}) = \frac{1}{2}\varepsilon(l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B) + \\ &+ \frac{1}{2}\omega^2(l_{BO_2} \sin \alpha_B + l_{AO_2} \sin \alpha_A) = \varepsilon l_{DO_2} - \frac{1}{2}\omega^2(l_{AD} - l_{BD}). \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{Y_1} &= \frac{1}{2}(a_{A_{Y_1}} + a_{B_{Y_1}}) = \frac{1}{2}\varepsilon(l_{AO_2} \sin \alpha_A - l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ &+ \frac{1}{2}\omega^2(l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B) = \frac{1}{2}\varepsilon(l_{AD} - l_{BD}) + \omega^2 l_{DO_2}. \end{aligned} \quad (4.23)$$

У рівняннях (4.22) і (4.23) $l_{DO_2} = R_D$. Тоді шукане значення лінійного прискорення автомобіля уздовж осі $O_I X_I$ входить у рівняння (4.22). Звідси маємо

$$a_{X_1} = \varepsilon R_D = \bar{a}_{X_1} + \frac{1}{2}\omega^2(l_{AD} - l_{BD}). \quad (4.24)$$

Різниця компонент прискорень контрольних точок уздовж осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$

$$\begin{aligned} a_{A_{Y_1}} - a_{B_{Y_1}} &= \varepsilon(l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ &+ \omega^2(l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B) = \varepsilon l_{AB} \quad ; \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} a_{A_{X_1}} - a_{B_{X_1}} &= \varepsilon(l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B) - \\ &- \omega^2(l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B) = -\omega^2 l_{AB} \quad . \end{aligned} \quad (4.26)$$

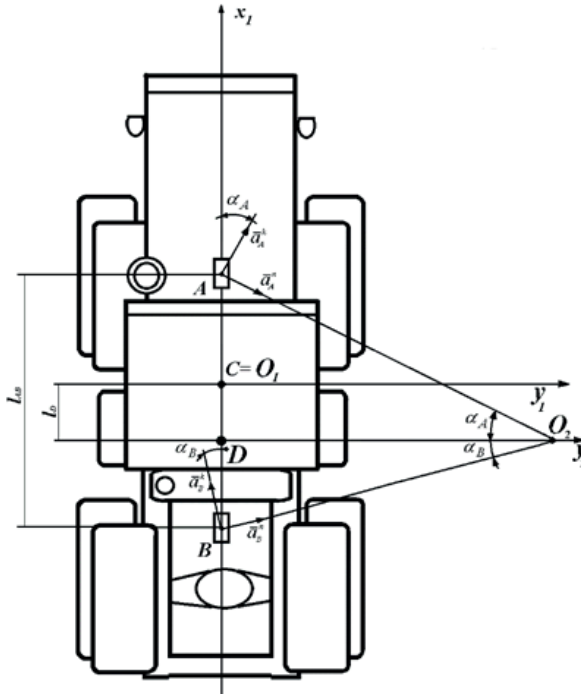


Рисунок 4.11. Схема вимірювання лінійних прискорень мобільної машини за встановлення двох датчиків на поздовжній вісі

З рівнянь (4.25) і (4.26) визначимо

$$\varepsilon = \frac{a_{AY_1} - a_{BY_1}}{l_{AB}}; \quad (4.27)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{a_{BX_1} - a_{AX_1}}{l_{AB}}}. \quad (4.28)$$

Складемо систему рівнянь з (4.22) і (4.23)

$$\begin{cases} \bar{a}_{X_1} = \varepsilon R_D - \frac{1}{2} \omega^2 (l_{AD} - l_{BD}); \\ \bar{a}_{Y_1} = \frac{1}{2} \varepsilon (l_{AD} - l_{BD}) + \omega^2 R_D. \end{cases} \quad (4.29)$$

Якщо виміряти величини \bar{a}_{X_1} , \bar{a}_{Y_1} , ε , ω , то з рівнянь (4.29) визначимо радіус повороту автомобіля R_D і координату полюсу повороту D (за величиною $l_{AD} - l_{BD}$)

$$l_{AD} - l_{BD} = 2 \frac{\bar{a}_{Y_1} \varepsilon - \bar{a}_{X_1} \omega^2}{\varepsilon^2 + \omega^4}; \quad (4.30)$$

$$R_D = \frac{\bar{a}_{Y_1} \omega^2 + \bar{a}_{X_1} \varepsilon}{\varepsilon^2 + \omega^4}. \quad (4.31)$$

Таким чином, нами отримано залежності для визначення параметрів ε , ω , $l_{AD} - l_{BD}$, R_D . За наявності бортового комп'ютера ці величини можна визначити в режимі реального часу. Лінійну швидкість автомобіля в полюсі повороту можна визначити не інтегруванням за часом, а за відомою формулою

$$v_D = \omega R_D. \quad (4.32)$$

Розглянемо визначення кінематичних параметрів автомобілів за паралельного встановлення давачів в одній поперечній площині (рис. 4.12).

Для визначення дотичних і нормальних компонент прискорень контрольних точок A і B справедливим є відношення (4.11)–(4.14). Компоненти прискорень точок A і B у напрямках осей $O_r X_l$ і $O_l Y_l$

$$\begin{aligned}
 a_{AX_1} &= a_A^k \cos \alpha_A - a_A^n \sin \alpha_A = \\
 &= l_{AO_2} (\varepsilon \cos \alpha_A - \omega^2 \sin \alpha_A);
 \end{aligned}
 \tag{4.33}$$

$$\begin{aligned}
 a_{AY_1} &= a_A^k \sin \alpha_A + a_A^n \cos \alpha_A = \\
 &= l_{AO_2} (\varepsilon \sin \alpha_A + \omega^2 \cos \alpha_A);
 \end{aligned}
 \tag{4.34}$$

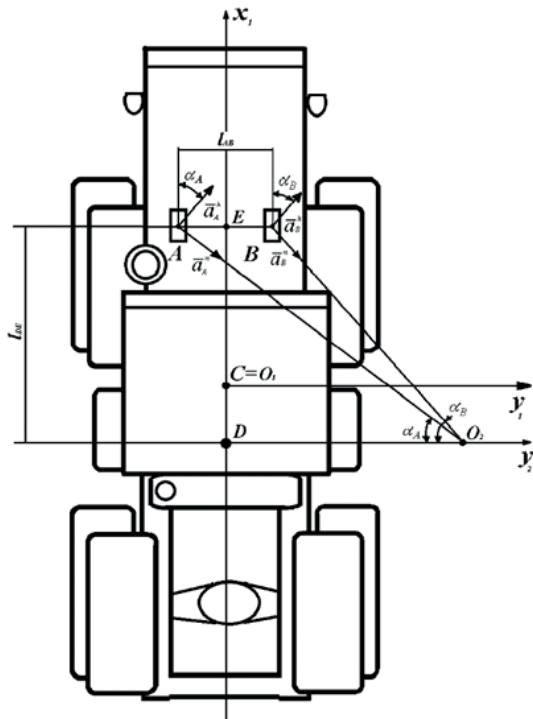


Рисунок 4.12. Схема вимірювання лінійних прискорень мобільної машини за встановлення паралельно двох давчів в одній поперечній площині

$$\begin{aligned} a_{BX_1} &= a_B^k \cos \alpha_B - a_B^n \sin \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} (\varepsilon \cos \alpha_B - \omega^2 \sin \alpha_B); \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} a_{BY_1} &= a_B^k \sin \alpha_B + a_B^n \cos \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} (\varepsilon \sin \alpha_B + \omega^2 \cos \alpha_B). \end{aligned} \quad (4.36)$$

Середні значення компонент лінійних прискорень контрольних точок у напрямі осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{X_1} &= \frac{1}{2} (a_{AX_1} + a_{BX_1}) = \frac{1}{2} \varepsilon (l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B) - \\ &- \frac{1}{2} \omega^2 (l_{BO_2} \sin \alpha_B + l_{AO_2} \sin \alpha_A) = \varepsilon R_D - \omega^2 l_{ED}; \end{aligned} \quad (4.37)$$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{Y_1} &= \frac{1}{2} (a_{AY_1} + a_{BY_1}) = \frac{1}{2} \varepsilon (l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ &+ \frac{1}{2} \omega^2 (l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B) = \varepsilon l_{ED} + \omega^2 R_D. \end{aligned} \quad (4.38)$$

Різниці лінійних прискорень контрольних точок у напрямку осей

$$\begin{aligned} a_{AX_1} - a_{BX_1} &= \varepsilon (l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B) - \\ &- \omega^2 (l_{AO_2} \sin \alpha_A - l_{BO_2} \sin \alpha_B) = \varepsilon l_{AB}; \end{aligned} \quad (4.39)$$

$$\begin{aligned} a_{AY_1} - a_{BY_1} &= \varepsilon (l_{AO_2} \sin \alpha_A - l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ &+ \omega^2 (l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B) = \omega^2 l_{AB}. \end{aligned} \quad (4.40)$$

З рівнянь (4.39) і (4.40) отримаємо співвідношення (4.27) і (4.28). Рівняння (4.37) і (4.38) за відомих величин \bar{a}_{X_1} , \bar{a}_{Y_1} , ε , ω дають можливість визначити величини l_{ED} і R_D . Величина R_D визначається залежністю (4.31), а величина l_{ED}

$$l_{ED} = \frac{\bar{a}_{Y_1} \omega^2 + \bar{a}_{X_1} \varepsilon}{\varepsilon^2 + \omega^4}. \quad (4.41)$$

Знаючи величини ω і R_D , за формулою (4.32) можна визначити лінійну швидкість автомобіля v_D .

4.2.3. Визначення кінематичних параметрів машини за довільного встановлення давачів прискорень

На жаль, конструкція автомобіля не завжди дає можливість встановити давачі в точки, координати яких отримано під час розрахунків. Розглянемо визначення кінематичних параметрів автомобілів у випадку довільного встановлення давачів в одній поперечній площині (рис. 4.13).

Дотичні й нормальні прискорення визначаються за залежностями (4.11)–(4.14). Компоненти прискорень точок A і B у напрямку координатних осей O_1X_1 і O_1Y_1

$$\begin{aligned} a_{AX_1} &= a_A^k \cos \alpha_A - a_A^n \sin \alpha_A = \\ &= l_{AO_2} (\varepsilon \cos \alpha_A - \omega^2 \sin \alpha_A); \end{aligned} \quad (4.42)$$

$$\begin{aligned} a_{AY_1} &= a_A^k \sin \alpha_A + a_A^n \cos \alpha_A = \\ &= l_{AO_2} (\varepsilon \sin \alpha_A + \omega^2 \cos \alpha_A); \end{aligned} \quad (4.43)$$

$$\begin{aligned} a_{BX_1} &= a_B^k \cos \alpha_B + a_B^n \sin \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} (\varepsilon \cos \alpha_B + \omega^2 \sin \alpha_B); \end{aligned} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} a_{BY_1} &= a_B^k \cos \alpha_B - a_B^n \sin \alpha_B = \\ &= l_{BO_2} (\omega^2 \cos \alpha_B - \varepsilon \sin \alpha_B). \end{aligned} \quad (4.45)$$

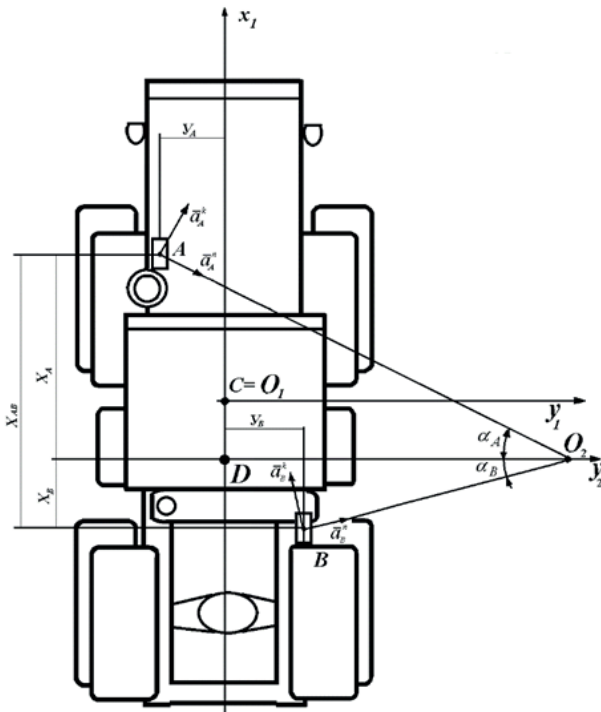


Рисунок 4.13. Схема вимірювання лінійних прискорень мобільної машини за довільного встановлення двох датчиків

З виразів (4.42)–(4.45) видно, що компоненти прискорень контрольних точок залежать від кутових прискорень і швидкості автомобіля.

Середні значення компонент прискорень точок A і B уздовж осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{X_I} = & \frac{1}{2}(a_{A_{X_I}} + a_{B_{X_I}}) = \frac{1}{2} \varepsilon (l_{\emptyset 2} \cos \alpha_A + l_{\emptyset 2} \cos \alpha_B) + \\ & + \frac{1}{2} \omega^2 (l_{\emptyset 2} \sin \alpha_B - l_{\emptyset 2} \sin \alpha_A); \end{aligned} \quad (4.46)$$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{Y_I} = & \frac{1}{2}(a_{A_{Y_I}} + a_{B_{Y_I}}) = \frac{1}{2} \varepsilon (l_{AO_2} \sin \alpha_A - l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ & + \frac{1}{2} \omega^2 (l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B). \end{aligned} \quad (4.47)$$

Різниця компонент прискорень точок A і B уздовж осей $O_I X_I$ і $O_I Y_I$

$$\begin{aligned} a_{A_{Y_I}} - a_{B_{Y_I}} = & \varepsilon (l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B) + \\ & + \omega^2 (l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B); \end{aligned} \quad (4.48)$$

$$\begin{aligned} a_{A_{X_I}} - a_{B_{X_I}} = & \varepsilon (l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B) - \\ & - \omega^2 (l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B). \end{aligned} \quad (4.49)$$

У рівняннях (4.46)–(4.49) за умови $Y_A < 0$, $Y_B > 0$ згідно

$$l_{AO_2} \cos \alpha_A + l_{BO_2} \cos \alpha_B = 2R_D - Y_{AB}; \quad (4.52)$$

$$l_{BO_2} \sin \alpha_B - l_{AO_2} \sin \alpha_A = X_B - X_A; \quad (4.51)$$

$$l_{AO_2} \sin \alpha_A - l_{BO_2} \sin \alpha_B = X_A - X_B; \quad (4.52)$$

$$l_{AO_2} \sin \alpha_A + l_{BO_2} \sin \alpha_B = X_{AB}; \quad (4.53)$$

$$l_{AO_2} \cos \alpha_A - l_{BO_2} \cos \alpha_B = Y_B - Y_A; \quad (4.54)$$

$$X_B = X_{AB} - X_A. \quad (4.55)$$

З виразів (4.46)–(4.49) складемо систему рівнянь із урахуванням (4.2), (4.50)–(4.51)

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_{X_1} = \frac{1}{2} [\varepsilon(2R_D - Y_{AB}) + \omega^2(X_{AB} - 2X_A)]; \\ \bar{a}_{Y_1} = \frac{1}{2} [\varepsilon(2X_A - X_{AB}) + \omega^2(2R_D - Y_{AB})]; \\ a_{AX_1} - a_{BX_1} = \varepsilon(Y_B - Y_A) - \omega^2 X_{AB}; \\ a_{AY_1} - a_{BY_1} = \varepsilon X_{AB} + \omega^2(Y_B - Y_A). \end{array} \right. \quad (4.56)$$

Розв'язуючи систему (4.52) отримаємо

$$\varepsilon = \frac{(a_{AX_1} - a_{BX_1})(Y_B - Y_A) + X_{AB}(a_{AY_1} - a_{BY_1})}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2}; \quad (4.57)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{(a_{AY_1} - a_{BY_1})(Y_B - Y_A) + X_{AB}(a_{AX_1} - a_{BX_1})}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2}}; \quad (4.58)$$

$$X_A = \frac{\varepsilon \bar{a}_{Y_1} - \omega^2 \bar{a}_{X_1}}{\varepsilon^2 + \omega^4} + 0,5 X_{AB}; \quad (4.59)$$

$$R_D = \frac{\varepsilon \bar{a}_{X_1} + \omega^2 \bar{a}_{Y_1}}{\varepsilon^2 + \omega^4} + 0,5 Y_{AB}. \quad (4.60)$$

Таким чином, нами отримано залежності для визначення параметрів ε , ω , R_D і координати миттєвого центру повороту X_A . За наявності бортового комп'ютера ці величини можна визначити в режимі реального часу.

4.2.4. Визначення похибки вимірювання кінематичних параметрів автомобіля

Для визначення похибки вимірювань кінематичних параметрів руху автомобіля скористаємося диференціальною формулою оцінки похибки

$$\varepsilon_u = \left| \frac{\partial U}{\partial x} \right|_{\substack{x=a \\ y=b}} \varepsilon_a + \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right|_{\substack{x=a \\ y=b}} \varepsilon_b, \quad (4.61)$$

де ε_u , ε_a , ε_b – абсолютні похибки визначення функції й аргументів a і b ;

$|\partial U / \partial x|$, $|\partial U / \partial y|$ – модулі часткових похідних функції U за аргументами a і b ;

Похибки знаходження кутового прискорення за довільного встановлення давачів прискорення:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\varepsilon = & \left| \frac{a_{Ay} - a_{By}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2X_{AB} \frac{Y_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1})}{(Y_{AB}^2 + X_{AB}^2)^2} \right| \times \\ & \times \varepsilon_{X_{AB}} + \left| \frac{a_{Ax} - a_{Bx}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2Y_{AB} \frac{Y_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1})}{(Y_{AB}^2 + X_{AB}^2)^2} \right| \times \\ & \times \varepsilon_{Y_{AB}} + \left| \frac{Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \varepsilon_{a_{Ax}} + \left| \frac{-Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \varepsilon_{a_{Bx}} + \left| \frac{X_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \varepsilon_{a_{Ay}} + \\ & + \left| \frac{-X_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \cdot \varepsilon_{a_{By}}, \end{aligned} \quad (4.62)$$

де $\varepsilon_{X_{AB}}$, $\varepsilon_{Y_{AB}}$ – абсолютні похибки визначення координат розташування давачів:

$$\varepsilon_{X_{AB}} = \varepsilon_{Y_{AB}} = \varepsilon_1, \quad (4.63)$$

$\varepsilon_{a_{Ax}}$, $\varepsilon_{a_{Bx}}$, $\varepsilon_{a_{Ay}}$, $\varepsilon_{a_{By}}$ – абсолютні похибки визначення прискорень за координатами відповідно:

$$\varepsilon_{a_{Ax}} = \varepsilon_{a_{Bx}} = \varepsilon_{a_{Ay}} = \varepsilon_{a_{By}} = \varepsilon_a. \quad (4.64)$$

Вираз (4.62) з урахуванням (4.63) (4.64)

$$\begin{aligned} \varepsilon_\varepsilon = & \varepsilon_1 \left(\left| \frac{a_{Ay} - a_{By}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2\varepsilon \frac{X_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| + \right. \\ & \left. + \left| \frac{a_{Ax} - a_{Bx}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2\varepsilon \frac{Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \right) + 2\varepsilon_a \frac{X_{AB} + Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}. \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\varepsilon_{\omega} = \frac{1}{2\omega} \left[\varepsilon_1 \left(\left| \frac{a_{Ay} - a_{By}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2\varepsilon \frac{X_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| + \left| \frac{a_{Ax} - a_{Bx}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - 2\varepsilon \frac{Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right| \right) + 2\varepsilon_a \frac{X_{AB} + Y_{AB}}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} \right]. \quad (4.66)$$

Похибка визначення координат центру пружності автомобіля з урахуванням (4.63) (4.64)

$$\varepsilon_{X_A} = \left| \frac{a_{x1} - 2\varepsilon(X_A + 0,5X_{AB})}{\varepsilon^2 + \omega^4} \right| \varepsilon_c + \left| \frac{-2\omega a_{x1} - 4\omega^3(X_A + 0,5X_{AB})}{\varepsilon^2 + \omega^4} \right| \varepsilon_{\omega} + \frac{\varepsilon + \omega^2}{\varepsilon^2 + \omega^4} \varepsilon_a + 0,5\varepsilon_1. \quad (4.67)$$

Похибка визначення миттєвого радіусу повороту автомобіля з урахуванням (4.63) (4.64)

$$\varepsilon_{R_D} = \left| \frac{a_{x1} - 2\varepsilon(R_D + 0,5(Y_A - Y_B))}{\varepsilon^2 + \omega^4} \right| \varepsilon_{\varepsilon} + \left| \frac{2\omega a_{y1} - 4\omega^3(R_D + 0,5(Y_A - Y_B))}{\varepsilon^2 + \omega^4} \right| \varepsilon_{\omega} + \frac{\varepsilon + \omega^2}{\varepsilon^2 + \omega^4} \varepsilon_a + \varepsilon_1. \quad (4.68)$$

Похибка визначення швидкості руху автомобіля

$$\varepsilon_{V_D} = |R_D| \varepsilon_{\omega} + |\omega| \varepsilon_{R_D a}. \quad (4.69)$$

Таким чином, встановлення одного, навіть трикоординатного давача лінійних прискорень не дозволяє точно визначати кінематичні параметри руху автомобіля під час його кваліметричних випробувань.

Довільне встановлення двох двокоординатних давачів дозволяє не лише точно визначати лінійні й кутові прискорення автомобіля, а й його радіус повороту та полюс повороту.

4.2.5. Вплив похибки кутів встановлення давачів прискорень на точність вимірювання параметрів руху машин

Абсолютні похибки вимірювання кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту та координати центру пружності автомобіля за зсуву акселерометрів визначаються як різниця між дійсним значенням указаних параметрів і вимірним

$$\Delta \varepsilon_{\text{кут}} = \varepsilon_{\partial} - \varepsilon; \quad (4.70)$$

$$\Delta \omega_{\text{кут}} = \omega_{\partial} - \omega; \quad (4.71)$$

$$\Delta R_{D\text{кут}} = R_{D\partial} - R_D; \quad (4.72)$$

$$\Delta X_{A\text{кут}} = R_{D\partial} - R_D, \quad (4.73)$$

де ε_{∂} , ω_{∂} , $R_{D\partial}$, $X_{A\partial}$, ε , ω , R_D , X_A – виміряні значення параметрів руху автомобіля.

Для того, щоб знайти дійсні значення параметрів руху автомобіля, необхідно виміряти значення параметрів, скоригувати його з урахуванням кутів відхилення давачів прискорення від прямолінійного й горизонтального положення

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\partial} = & \frac{Y_{AB} (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A - a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} + \\ & + \frac{X_{AB} (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}; \end{aligned} \quad (4.74)$$

$$\omega_{\partial} = \sqrt{\frac{Y_{AB} (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - \frac{X_{AB} (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A - a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}}; \quad (4.75)$$

$$R_D = \frac{0,5\varepsilon (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A + a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{\varepsilon^2 + \omega^4} + \frac{0,5\omega^2 (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{\varepsilon^2 + \omega^4} - 0,5(Y_A + X_B); \quad (4.76)$$

$$X_A = \frac{0,5\varepsilon (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{\varepsilon^2 + \omega^4} - \frac{0,5\omega^2 (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A + a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{\varepsilon^2 + \omega^4} + 0,5X_{AB}, \quad (4.77)$$

де $\alpha_A, \alpha_B, \beta_A, \beta_B, \gamma_A, \gamma_B$ – кути відхилення давачів прискорень від прямо-лінійного й горизонтального положень (рис. 4.14).

Відносна похибка визначення параметрів руху автомобіля за кутового відхилення давачів прискорень

$$\frac{\Delta \varepsilon_{кут}}{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\partial}}{\varepsilon} - 1; \quad (4.78)$$

$$\frac{\Delta \omega_{кут}}{\omega} = \frac{\omega_{\partial}}{\omega} - 1; \quad (4.79)$$

$$\frac{\Delta R_{D_{\text{кум}}}}{R_D} = \frac{R_{D\hat{\delta}}}{R_D} - 1; \quad (4.80)$$

$$\frac{\Delta X_{A_{\text{кум}}}}{X_A} = \frac{X_{A\hat{\delta}}}{X_A} - 1. \quad (4.81)$$

Підставляючи у вирази (4.78)–(4.81), відповідно, дійсні та вимірні значення параметрів руху, одержимо відносну похибку визначення параметрів руху автомобіля за кутового зсуву давачів прискорення

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon_{\hat{\delta}}}{\varepsilon} &= \frac{Y_{AB} (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A - a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{Y_{AB} (a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB} (a_{Ay1} - a_{By1})} + \\ &+ \frac{X_{AB} (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{Y_{AB} (a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB} (a_{Ay1} - a_{By1})} - 1; \end{aligned} \quad (4.82)$$

$$\frac{\omega_{\hat{\delta}}}{\omega} = \sqrt{\frac{Y_{AB} (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A - a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B)}{Y_{AB} (a_{Ay1} - a_{By1}) - X_{AB} (a_{Ax1} - a_{Bx1})} - \frac{X_{AB} (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A - a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{Y_{AB} (a_{Ay1} - a_{By1}) + X_{AB} (a_{Ax1} - a_{Bx1})} - 1}; \quad (4.83)$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{D\hat{\delta}}}{R_D} &= \frac{0,5\varepsilon (a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \beta_A + a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{\varepsilon \bar{a}_{x1} + \omega^2 \bar{a}_{y1} - 0,5(\varepsilon^2 + \omega^4)(Y_A - Y_B)} + \\ &+ \frac{0,5\omega^2 (a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A + a_{By1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B) - 0,5(\varepsilon^2 + \omega^4)(Y_A - Y_B)}{\varepsilon \bar{a}_{x1} + \omega^2 \bar{a}_{y1} - 0,5(\varepsilon^2 + \omega^4)(Y_A - Y_B)} - 1; \end{aligned} \quad (4.84)$$

$$\frac{X_{A\bar{\omega}}}{X_A} = \frac{0,5\varepsilon(a_{Ay1} \sec \alpha_A \sec \beta_A + a_{By1} \sec \alpha_B \sec \beta_B)}{\varepsilon \bar{a}_{x1} + \omega^2 \bar{a}_{y1} + 0,5X_{AB}(\varepsilon^2 + \omega^4)}$$

$$\frac{0,5\omega^2(a_{Ax1} \sec \alpha_A \sec \gamma_A + a_{Bx1} \sec \alpha_B \sec \gamma_B) + 0,5X_{AB}(\varepsilon^2 + \omega^4)}{\varepsilon \bar{a}_{x1} + \omega^2 \bar{a}_{y1} - 0,5X_{AB}(\varepsilon^2 + \omega^4)} - 1. \quad (4.85)$$

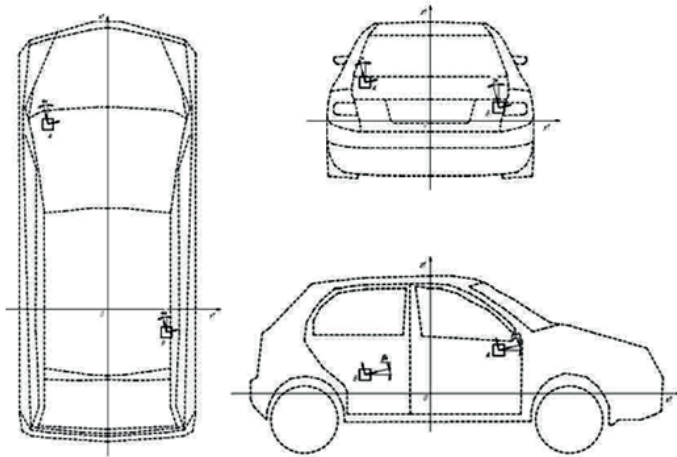


Рисунок 4.14. Установка датчиків прискорень

Сумарна похибка вимірювання параметрів руху автомобіля визначається як сума алгебраїчних похибок, що виникають за кутового зсуву датчиків прискорень й похибки непрямих вимірювань

$$\left(\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} \right)_{\Sigma} = \frac{\Delta \varepsilon_{кут}}{\varepsilon} + \frac{\varepsilon_{\partial}}{\varepsilon}; \quad (4.86)$$

$$\left(\frac{\Delta \omega}{\omega} \right)_{\Sigma} = \frac{\omega_{кут}}{\omega} + \frac{\varepsilon_{\omega}}{\omega}; \quad (4.87)$$

$$\left(\frac{R_D}{R_D} \right)_{\Sigma} = \frac{R_{D\text{кут}}}{R_D} + \frac{\varepsilon_{R_D}}{R_D}; \quad (4.88)$$

$$\left(\frac{\Delta X_A}{X_A} \right)_{\Sigma} = \frac{X_{A\text{кут}}}{X_A} + \frac{\varepsilon_{X_A}}{X_A}, \quad (4.89)$$

де $\frac{\varepsilon_{\varepsilon}}{\varepsilon}, \frac{\varepsilon_{\omega}}{\omega}, \frac{\varepsilon_{R_D}}{R_D}, \frac{\varepsilon_{X_A}}{X_A}$ – похибки непрямих вимірювань кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту й координати центру пружності автомобіля, відповідно.

Таким чином, отримані залежності дозволяють визначати похибки вимірювання параметрів руху автомобіля в процесі динамічних досліджень, які виникають за відхилення давачів прискорення від прямолінійного та горизонтального положень.

4.3. Застосування методу паралельних спостережень під час проведення динамічних випробувань мобільних машин

4.3.1. Загальні положення

Зменшення похибки вимірювань забезпечує підвищення точності результатів, що отримані під час експериментальних досліджень і сертифікаційних випробувань автомобілів.

У даному підрозділі запропоновано новий метод проведення вимірювань під час дорожніх випробувань автомобілів, який автори назвали «метод паралельних спостережень». Цей метод дозволяє підвищити точність результатів вимірювань за рахунок зменшення випадкової похибки. Крім того, забезпечується скорочення часу проведення вимірювань під час експериментальних досліджень.

Результати теоретичних досліджень ілюструються результатами визначення коефіцієнту аеродинамічного опору легкового автомобіля з використанням бортового обчислювального комплексу на основі трикоординатних давачів прискорень.

Похибки результатів вимірювань є різницею між виміряним $X_{вим}$ значенням величини X та її істинним значенням $X_{іст}$.

$$\delta X = X_{вим} - X_{іст}. \quad (4.90)$$

Під істинним значенням розуміється значення фізичної величини, яке ідеальним чином відображало б її в кількісному та якісному відношеннях.

Виміряне значення $X_{вим}$ фізичної величини X завжди відрізняється від її істинного значення на величину ΔX , яку дослідник не знає, але обмежує допустимою похибкою вимірювання. Верхня межа абсолютного значення відносної похибки

$$|\delta X| \leq \Delta X, \quad (4.91)$$

де ΔX – похибка вимірювання значення $X_{вим}$ величини X .

Окремі одиничні вимірювання прийнято називати спостереженням, а їх сукупність – вимірюванням. Вимірювання повинне складатись не менше ніж з 4–5 спостережень. У наукових дослідженнях їх, як правило, здійснюють набагато більше.

У наукових і технічних вимірюваннях навіть за незмінних умов дослідів результати спостережень різні – наявний розподіл даних. Ще більший розподіл спостерігається при проведенні експерименту в перемінних умовах. Багатократні спостереження допомагають уточнювати результати вимірювань й оцінювати їх точність.

Похибка будь-якого спостереження складається з систематичних і випадкових похибок. Основний шлях виявлення систематичних похибок – ретельний аналіз умов експерименту, застосування

відповідної теорії, методики експерименту. Якщо знайдено причину систематичної похибки, то її можна усунути, замінюючи методику експерименту або введенням поправки на цю похибку.

Випадкові похибки виникають під час дії неконтрольованих, від досліду до досліду, змінних. Вони з'являються за сумісної дії достатньо великої кількості незалежних причин. Кожна з них може змінюватися закономірно, але якщо ці закони для різних величин різні, то сумарна похибка змінюється хаотично.

Випадкові похибки за своєю природою не можуть бути усунені за рахунок уведення поправок. Значення, якого набуває випадкова похибка під час кожного конкретного вимірювання непередбачене.

Під час проведення експериментальних досліджень автомобілів, вимірювання здійснюються шляхом проведення послідовної серії заїздів, у процесі кожного з яких здійснюють спостереження за параметрами, що нас цікавлять (фізичними величинами). Безумовно, такі вимірювання супроводжуються систематичними й випадковими похибками. Випадкова похибка визначається відмінностями умов проведення одного досліду (заїзду) від іншого. До таких перемінних умов можна віднести силу й напрям вітру, нерівномірність коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою, коефіцієнтів опору коченню, подовжній і поперечній ухили дороги тощо.

Точність вимірювання параметрів автомобіля під час експериментальних і сертифікаційних випробувань можна підвищити, виключивши вплив змінних зовнішніх умов проведення дослідів. Для цього необхідно здійснювати не послідовні, а паралельні спостереження, вимірюючи одні й ті ж параметри автомобіля одночасно декількома давачами.

4.3.2. Обґрунтування методу

Збільшення кількості спостережень дозволяє зменшити похибку вимірювання. Для підтвердження цього факту запишемо вираз (4.90) для i -го нагляду

$$X_{\text{вим}i} = X_{\text{іст}} + \delta X_i. \quad (4.92)$$

Середнє значення величини, що вимірюється за серію n спостережень

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_{\text{вим}i} = X_{\text{іст}} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta X_i. \quad (4.93)$$

За значної кількості спостережень ($n \rightarrow \infty$) можна вважати, що кількість похибок зі знаком «-» буде дорівнювати кількості похибок зі знаком «+», а їх сума буде дорівнювати нулю.

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \bar{x} = X_{\text{іст}} + \lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{\sum_{i=1}^n \delta X_i^+ + \sum_{i=1}^n \delta X_i^-}{n} \right) = X_{\text{іст}}. \quad (4.94)$$

Таким чином, за значної кількості спостережень, близькому до безкінечності $X_{\text{вим}} = X_{\text{іст}}$.

Якщо розділити сумарну похибку вимірювання на систематичну і випадкову, то вираз (4.92) набуде виду

$$X_{\text{вим}i} = X_{\text{іст}} + \delta X_{\text{ісст}i} + \delta X_{\text{вип}i}. \quad (4.95)$$

де $\delta X_{\text{ісст}i}$, $\delta X_{\text{вип}i}$ – i -та систематична й випадкова похибки.

Після підстановки (4.95) в (4.93) отримаємо

$$\bar{x}_{\text{вим}} = X_{\text{іст}} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta X_{\text{ісст}i} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta X_{\text{вип}i}. \quad (4.96)$$

За введення поправки на систематичну похибку вимірювання вираз (4.96) набуде виду

$$\bar{x}_{вим} = X_{icm} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\delta X_{cucmi} - \varepsilon_i) + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta X_{вunі}. \quad (4.97)$$

За послідовної серії спостережень, вважаючи, що $\delta X_{cucmi} = \varepsilon_i$, середнє значення виміряної величини будуть відрізнятись від істинного значення на величину середнього значення випадкової похибки

$$\delta \bar{x}_{вun} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta X_{вunі}. \quad (4.98)$$

За обмеженої кількості спостережень ($n = 4 - 5$) істинне значення величини, що вимірюється, буде знаходитись в межах

$$\bar{x}_{вим} - \delta \bar{x}_{вun} \leq X_{icm} \leq \bar{x}_{вим} + \delta \bar{x}_{вun}. \quad (4.99)$$

За паралельних вимірювань, умови здійснення дослідів є однако-ві для всіх спостережень. У цьому випадку $\delta X_{вunі} = 0$ і $\delta \bar{x}_{вun} = 0$ і вираз (4.97) набуде виду

$$\bar{x}_{вим} = X_{icm} + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\delta X_{cucmi} - \varepsilon_i) \quad (4.100)$$

або

$$\bar{x}_{вим} = X_{icm} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\delta X_{cucmi} - \varepsilon_i). \quad (4.101)$$

Відмінність істинного значення величини X від виміряного буде залежати від точності визначення поправки ε_i для кожного спостере-

ження. За значної кількості спостережень $n \rightarrow \infty$ й $(\delta X_{\text{систі}} - \varepsilon_i) \rightarrow \infty$ величина $\bar{X}_{\text{вим}} \rightarrow X_{\text{ісм}}$.

Таким чином, використання методу паралельних спостережень дає можливість підвищити точність вимірювання параметрів, що нас цікавлять.

4.3.3. Визначення параметрів опору руху машин методом паралельних спостережень

Раніше, з використанням методу парціальних прискорень ми запропонували метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля з використанням бортового вимірjuвального комплексу, що складається з двох трикоординатних давачів прискорень й обчислювального блоку. Для прямолінійного руху автомобіля була визначена сумарна сила опору коченню коліс, сила опору повітря та їх компоненти – сумарний коефіцієнт дорожнього опору ψ з приведеним до ведучих коліс моментом опору в трансмісії та фактор обтічності kF

$$\psi = \frac{1}{g} \left\{ \frac{\dot{v}_a(t_2)}{[v_a(t_2)/v_a(t_1)]} - v_a(t_1) \left[\frac{1}{[v_a(t_2)/v_a(t_1)]} \right] \right\}; \quad (4.102)$$

$$kF = m_a \frac{\dot{v}_a(t_1) - \dot{v}_a(t_2)}{[v_a(t_2)]^2 - [v_a(t_1)]^2}, \quad (4.103)$$

де m_a – маса автомобіля, кг;

$v_a(t_1), v_a(t_2)$ – лінійна швидкість автомобіля в моменти часу t_1 і t_2 , відповідно;

$\dot{v}_a(t_1), \dot{v}_a(t_2)$ – лінійне прискорення автомобіля в моменти часу t_1 і t_2 , відповідно.

У процесі руху автомобіля накатом, послідовно з кроком $\Delta t = t_2 - t_1$, було отримано масив значень ψ і kF . Об'єм масиву даних, що визначається вибором кроку Δt і тривалістю періоду руху накатом $T_{виб}$, дозволяє провести статистичну обробку результатів, отримати математичне очікування й середнє квадратичне відхилення вказаних параметрів. За попарної послідовної обробки даних об'єм вибірки складає

$$N = \frac{T_{виб}}{\Delta t} + 1. \quad (4.104)$$

За обробки не лише за двома послідовними точками, а за допомогою поєднань будь-якої пари точок з масиву N , об'єм вибірки збільшується на порядок

$$N' = C_N^2 = N \frac{N-1}{2} \approx 0,5N^2. \quad (4.105)$$

Указаний метод послідовних спостережень дозволяє отримати суттєвий статистичний результат завдяки значному збільшенню об'єму вибірки, тобто кількості вимірювань.

Але оскільки параметр ψ залежить від швидкості обертання коліс (швидкості автомобіля), то проявляється систематична похибка вимірювання, обумовлена неточністю теоретичної моделі, на якій базується експеримент. Крім того, існує думка, що коефіцієнт аеродинамічного опору автомобіля також залежить від швидкості.

Для більш точного розв'язання задачі доцільно застосувати запропонований метод паралельних спостережень. Для отримання достовірного результату вимірювань необхідно здійснити 4–5 вимірювань. Якщо використовувати одночасно кілька акселерометрів $k \geq 2$, кількість паралельних спостережень N буде дорівнювати кількості поєднань з k по два давачі (табл. 4.3)

$$N = C_k^2 = k \frac{k-1}{2}. \quad (4.106)$$

Таблиця 4.3. Взаємозв'язок кількості давачів й кількості паралельних спостережень

Кількість давачів k	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість спостережень N	1	3	6	10	15	21	28	36	45

З табл. 4.3 видно, що для отримання надійного результату вимірювання достатню встановити 4 давачі прискорень. За необхідності підвищення точності вимірювань можливе збільшення кількості давачів до 6. У цьому випадку, отримаємо 15 спостережень. Середні значення вимірюваних параметрів визначають за відомими формулами

$$\bar{\Psi} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Psi_i; \quad (4.107)$$

$$\overline{\frac{kF}{m_a}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{kF}{m_a} \right)_i. \quad (4.108)$$

Середньоквадратичне відхилення

$$\sigma_{\Psi} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\Psi_i - \bar{\Psi})^2}; \quad (4.109)$$

$$\sigma_{\frac{kF}{m_a}} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{kF}{m_a} \right)_i - \overline{\frac{kF}{m_a}} \right]^2}. \quad (4.110)$$

Таким чином, спостерігаючи \dot{v}_a і v_a з деяким кроком часу Δt , вимірявши значення $\bar{\psi}$ і $\frac{\overline{kF}}{m_a}$ у певні моменти часу в інтервалі $T_{виб}$, маємо можливість визначити залежності $\bar{\psi}(v_a)$ і

$$\frac{\overline{kF}}{m_a} = f(v_a). \quad (4.111)$$

Запропонований метод паралельних спостережень можна покласти в основу приладів, що проєктуються для вимірювання параметрів руху автомобіля під час динамічних випробувань.

РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИКОРИСТАННЯМ МОБІЛЬНОГО РЕЄСТРАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ Й МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

5.1. Оцінка стійкості й керованості колісних машин

5.1.1. Оцінка стійкості руху легкового автомобіля

З використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, авторами виконано експериментальне визначення зони стійкого руху автомобіля, а також впливу конструктивних й експлуатаційних факторів на стійкість автомобіля проти заносу. Виконувалась реєстрація динамічних параметрів автомобіля, а також бічних прискорень, що діють на автомобіль у тяговому режимі руху.

Дорожні випробування проводились на таких легкових автомобілях у стандартному виконанні (рис. 5.1):

- задній привід: ВАЗ-2105, Москвич-412;
- повний привід: ВАЗ-21213, Infinity FX35;
- передній привід: ЗАЗ-110307, ВАЗ-2108, Toyota Corolla, Mitsubishi Lancer 10.

Агрегати трансмісії та ходової частини автомобілів перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті й сухі, знос рисунка протектора не більше 5 %. Автомобілі випробовувалися з різним завантаженням. Випробування проводились на горизонтальній ділянці дороги з твердим рівним покриттям за різних погодних умов (рис. 5.5, 5.6).

На рис. 5.2–5.4 наведені значення кутових швидкостей, подовжніх, бічних, кутових і вертикальних прискорень, що виникають у процесі руху автомобіля, а також миттєвих радіусів повороту та швидкості руху автомобіля Москвич-412.

Одним з найважливіших питань, що стоять перед розробниками математичних моделей, є адекватність даної моделі реальному об'єкту.

Оцінка ступеня адекватності розробленої математичної моделі проводилась на підставі порівняння розрахункових і експериментальних даних.



а)



б)



в)



г)



д)



е)



ж)



з)

Рисунок 5.1. Автомобілі, на яких проводились випробування: а – VAZ-2105;
б – «Москвич-412»; в – Mitsubishi Lancer 10; г – VAZ-2121;
д – ZAZ-110307; е – VAZ-2108; ж – Toyota Corolla; з – Infiniti FX35

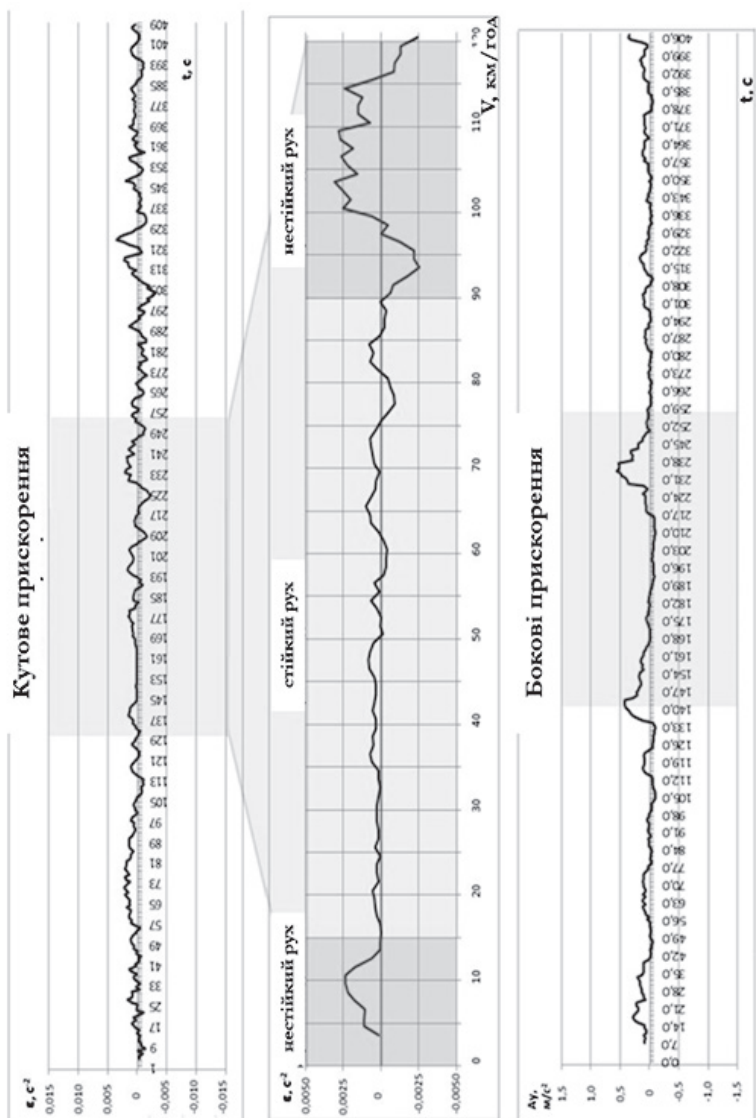


Рисунок 5.3. Бокові й кутові прискорення, що виникають під час руху автомобіля

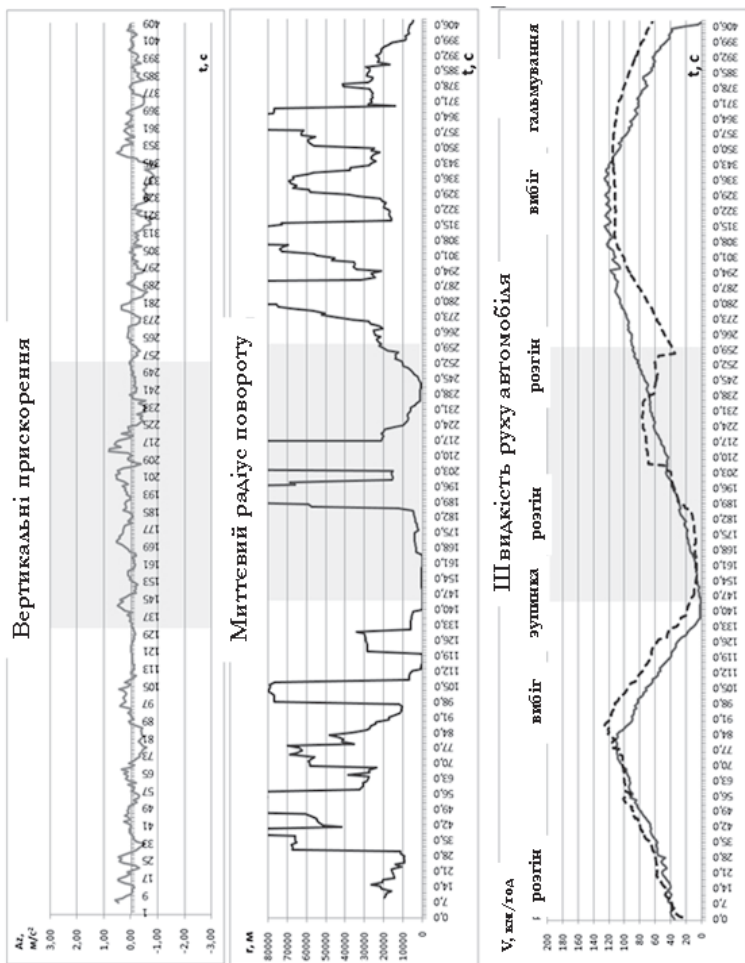


Рисунок 5.4. Вертикальні прискорення, миттєвий радіус повороту і швидкість руху автомобіля



Рисунок 5.5. Ділянки дороги для проведення випробувань

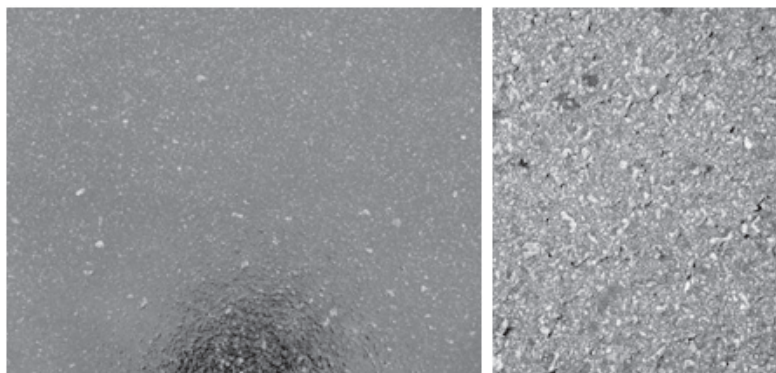


Рисунок 5.6. Дорожнє покриття



Рисунок 5.7. Реєстрація швидкості автомобіля за допомогою спідометра, GPS і часу руху за допомогою секундоміра

Розрахункові значення швидкостей набуті авторами з використанням залежності

$$v_D = \omega \cdot R_D. \quad (5.1)$$

Для перевірки достовірності визначення швидкості руху автомобілів оцінювалась розбіжність експериментальних і розрахункових даних. Указана розбіжність визначалася за середнім і максимальним значеннями.

Середня величина розбіжності

$$\Delta V_C = \frac{\sum_{i=1}^n (V_{Ei} - V_{Pi})}{n}, \quad (5.2)$$

де V_{Ei} – величина параметру, визначеного в i -й точці експерименту;
 V_{Pi} – величина параметру, що одержана розрахунковим шляхом і збігається за часом з експериментальною точкою;
 n – кількість точок експерименту.

Відносна розбіжність експериментальних і розрахункових даних

$$\Delta = \frac{\Delta V_C}{V_C}, \quad (5.3)$$

де V_c – середня величина параметру, що оцінюється.

Максимальне значення розбіжності

$$\Delta V_M = \max(|V_{Ei} - V_{Pi}|), \quad i = 1, \dots, n. \quad (5.4)$$

Відносна максимальна розбіжність

$$\Delta_M = \frac{\Delta V_M}{V_{Ej}}; \quad (5.5)$$

де V_{Ej} – величина параметру, що одержаний експериментально і відповідає точці максимальної розбіжності j .

Величини розбіжностей експериментальних і теоретичних даних наведені в табл. 5.1. Під час оцінки адекватності математичної моделі за збігом результатів, одержаних теоретично й експериментально, необхідно враховувати точність дослідних даних.

Таблиця 5.1. Величини середньої та максимальної розбіжностей експериментальних і розрахункових даних

	Середнє		Максимальне	
	Величина	%	Величина	%
Швидкість руху автомобіля				
Москвич-412	5,72 км/год	3,15	20,53 км/год	13,04
ВАЗ-2105	6,94 км/год	3,78	15,7 км/год	11,5

Одержані в ході експерименту значення критичних швидкостей відповідають розрахунковим з похибкою до 11 % (див. табл. 5.2), що свідчить про адекватність математичної моделі, використаної авторами для оцінки стійкості.

Таблиця 5.2. Теоретичні й отримані експериментально зони нестійкості руху досліджуваних автомобілів

№ п/п	Модель автомобіля	Тип приводу	φ	Зона нестійкості		Похибка %
				$V_{теор}^*$ км/год	$V_{експ}^*$ км/год	
1	Москвич-412	задній	0,8–0,75	> 95	> 85	10,5
2	Москвич-412	задній	0,5–0,6	4–13 > 80	7–19 > 82	2,5
3	ВАЗ-2105	задній	0,8–0,75	> 105	> 115	9,5
4	ВАЗ-2105	задній	0,5–0,6	> 85	> 93	9,4
5	ХУЖК 800	задній	0,8–0,7	> 45	> 40	11
6	BMW-730	задній	0,5–0,6	10–35 > 110	7–26 > 122	10,9
7	ВАЗ-2121	повний	0,8–0,75	> 112	> 115	2,6
8	ЗАЗ-110307	передній	0,8–0,75	–	–	0
9	ВАЗ-2108	передній	0,8–0,75	–	–	0

5.1.2. Оцінка керованості колісних машин

З використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу авторами виконана оцінка маневреності трактора ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9, а також випробування типу «змійка» засобу наземного забезпечення дій авіації АПА-50М (див. рис. 5.8)



а)

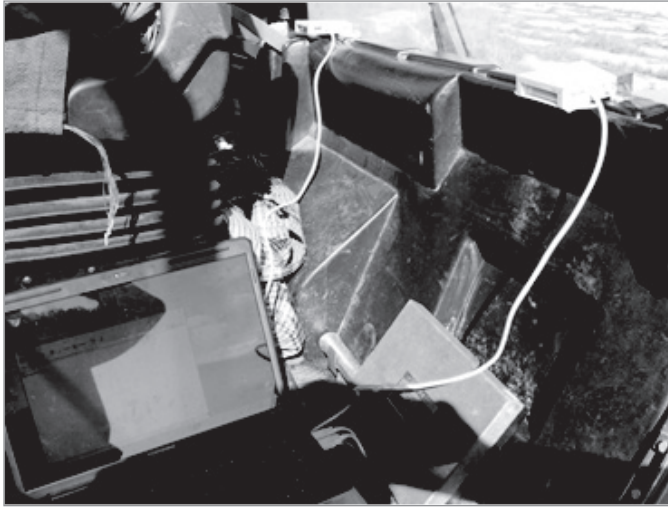


б)

Рисунок 5.8. Колісні машини, на яких проводились випробування:

а) ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9; б) АПА-50М

Визначені кутові швидкості, кутові прискорення, миттєві радіуси повороту ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9, а також подовжні та бічні прискорення і швидкість АПА-50М (рис. 5.10–5.11).



а)



б)

Рисунок 5.9. Установка датчиків прискорень на колісні машини:
а) ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9; б) АПА-50М

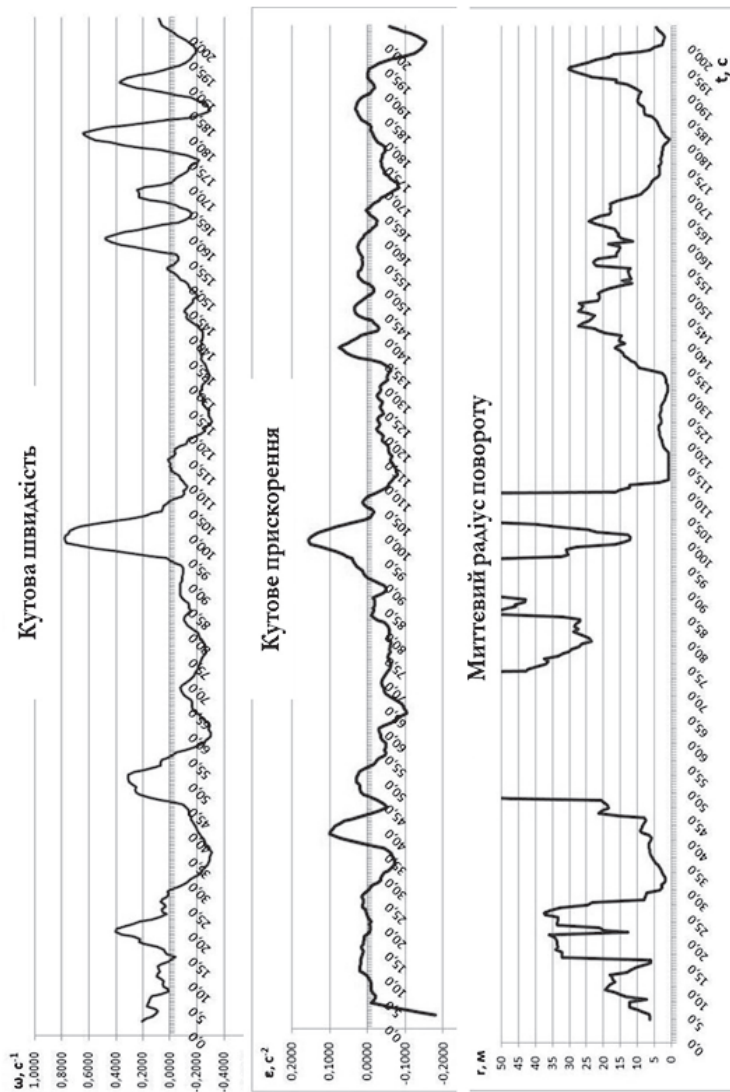


Рисунок 5.10. Кутові швидкості, кутові прискорення й миттєві радіуси повороту трактора ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9

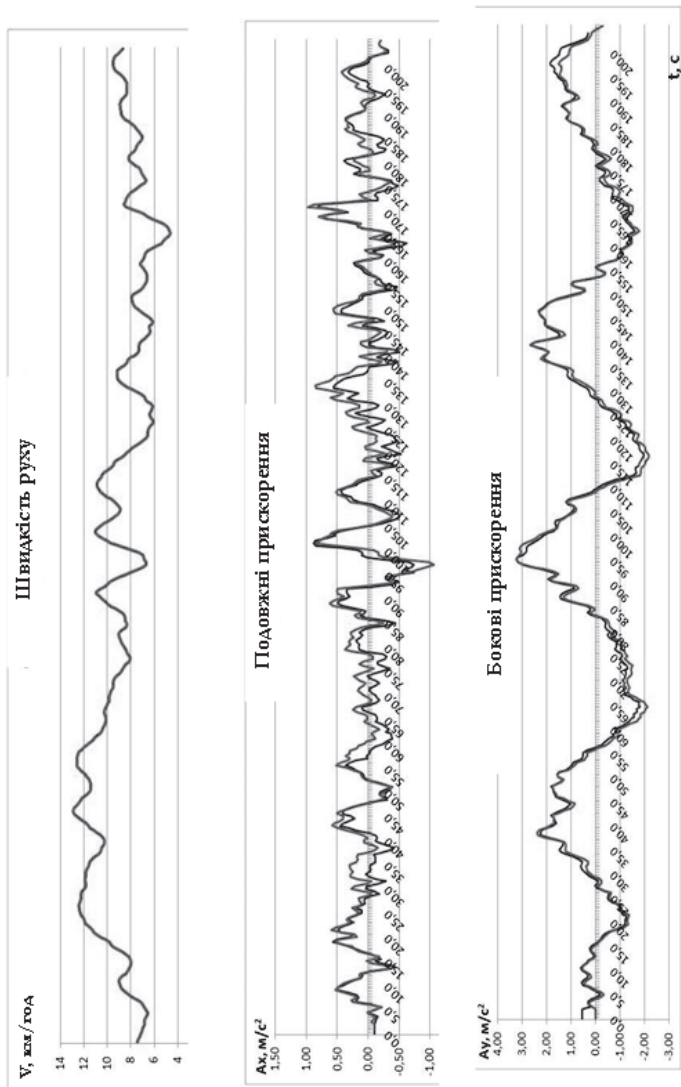


Рисунок 5.11. Поздовжні й бокові прискорення, а також швидкість руху АПА-50М

5.2. Визначення тягово-швидкісних характеристик й опору руху легкових автомобілів

5.2.1. Визначення компонент сумарної сили опору руху

У даному розділі запропоновано спосіб визначення указаних параметрів методом парціальних прискорень з використанням давачів лінійних прискорень.

Метод парціальних прискорень дозволяє визначати окремо складові сили опору руху.

Рівняння руху автомобіля має вид, наведено в залежності (1.33).

Використовуючи давачі прискорень та програму обробки результатів вимірювань, що дозволяють визначити лінійні прискорення \dot{V}_a і швидкість V_a автомобіля, здійснюємо вимірювання моментів часу t_1 і t_2 з кроком Δt .

Використовування методу парціальних прискорень дозволяє визначити сумарну силу опору руху автомобіля (за залежністю (1.48)), складові цієї сили, такі як сумарний опір коченню (за залежністю (1.39)) і фактор обтічності (за залежністю (1.40)), а також визначати тягову силу на колесах (за залежністю (1.49)) у будь-який момент часу, використовуючи в якості вимірювальної апаратури лише давачі лінійних прискорень.

5.2.2. Визначення залежності коефіцієнту аеродинамічного опору від швидкості, уточнення розрахункової формули для сили аеродинамічного опору

Визначення параметрів опору руху можливо здійснити шляхом розв'язання системи алгебраїчних рівнянь, отриманих з диференціального рівняння руху автомобіля під час вибігу (див. залежність (1.35)).

На рис. 5.12 наведена залежність від часу прискорення автомобіля ВА3-2107 у процесі здійснення вибігу, а також апроксимація вказаної залежності поліномом 3-го ступеня.

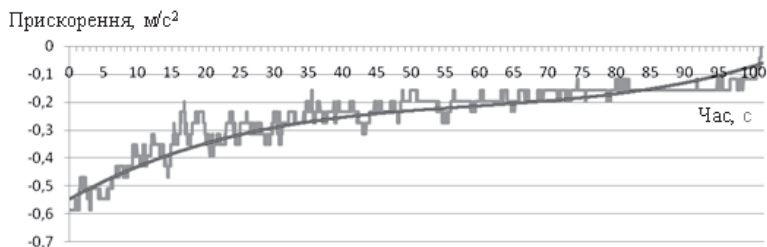


Рисунок 5.12. Прискорення автомобіля ВАЗ-2107

З використанням залежності (4.32) визначені значення швидкості автомобіля ВАЗ-2107 у процесі проведення експериментальних досліджень (вибігу). Залежність швидкості від часу наведена на рис. 5.13. На рис. 5.14 наведена залежність від швидкості коефіцієнта C_x автомобіля ВАЗ-2107, визначена за (1.75).

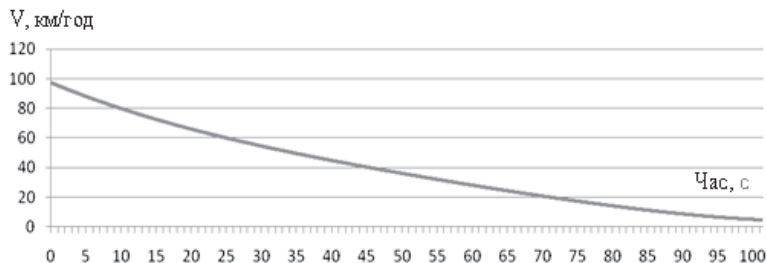


Рисунок 5.13. Зміна швидкості автомобіля ВАЗ-2107 у процесі його вибігу

Під час визначення сили аеродинамічного опору руху автомобіля в класичній літературі використовується квадратична залежність від швидкості. Не дивлячись на те, що при цьому передбачалося ставити коефіцієнт аеродинамічного опору в залежність від швидкості, повсюдно приймають його постійним для всього діапазону можливих швидкостей руху автомобіля. Це призводить до значних помилок у визначенні сили аеродинамічного опору, потужності двигуна, що

затрачується на подолання вказаного опору й норм витрати палива автомобілів.

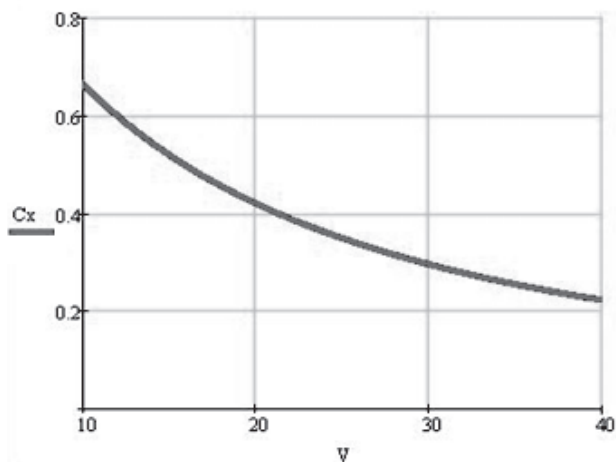


Рисунок 5.14. Залежність від швидкості коефіцієнту C_x автомобіля ВАЗ-2107

З використанням результатів експериментальних досліджень авторами отримані залежності коефіцієнта та сили аеродинамічного опору автомобіля ВАЗ-2107 від швидкості руху. Це дозволило також визначити потужність двигуна, що витрачається на подолання аеродинамічного опору руху автомобіля за уточненою залежністю.

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (5.6)$$

де ρ – густина повітря

$$\rho = \frac{p}{RT}; \quad (5.7)$$

p – атмосферний тиск;
 R – універсальна газова постійна, для повітря $R = 287.14 \frac{\text{М}^2}{\text{с}^2 \times \text{К}}$;
 T – температура, град. Кельвіна;
 F – площа лобового перетину (міделевий перетин)

$$F = \alpha \cdot B_r \cdot H_r ; \quad (5.8)$$

B_r, H_r – габаритні ширина й висота автомобіля;
 α – коефіцієнт заповнення лобової площі, для легкових автомобілів $\alpha = 0,78-0,8$;
 V_a – лінійна швидкість руху автомобіля щодо повітряного середовища.

Коефіцієнт C_x залежить від форми кузова автомобіля. Якщо вважати C_x незалежним від швидкості, то, як показує досвід, не в усьому діапазоні швидкостей буде справедливим вираз (5.6): на малих швидкостях (до 1 м/с) виправдовується закон першого ступеня швидкості; за великих швидкостей, близьких до швидкості звуку, імовірно, має місце закон кубу; за швидкостей, що перевищують звукову знову спостерігається закон квадратів. Приймаючи всюди закон квадратів, слід ставити коефіцієнт C_x залежно від швидкості V_a . Для аеропланів (швидкість від 20 до 80 м/с) закон квадратів швидкостей досить добре виправдовується.

Для автомобілів визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору C_x визначається експериментально в аеродинамічних трубах за постійної швидкості повітряного потоку. Оскільки значення C_x приймаються постійними, на практиці також набув поширення метод дорожніх випробувань, що засновано на використанні вибігу автомобіля для визначення сил опору руху. Недоліком відомих досліджень було те, що прискорення, які виникають під час вибігу, визначалися непрямыми вимірюваннями, це призводило до значних похибок.

Розроблений авторами роботи вимірювальний комплекс, що містить трикоординатні давачі прискорень і бортовий комп'ютер, дозволив також визначити значення C_x , що відповідають різним швид-

костям руху автомобіля ЗАЗ-110307. Використовування залежності $C_x(V_a)$ дозволить уточнити вираз для визначення сили аеродинамічного опору руху автомобіля.

У результаті проведення випробувань автомобіля ЗАЗ-110307 під час вибігу визначені значення коефіцієнту C_x для різних швидкостей руху (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Результати експериментального визначення C_x автомобіля ЗАЗ-110307

V_a км/год	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
V_a м/с	2,78	4,17	5,55	6,94	8,33	9,72	11,1	12,5	13,9	15,3	16,7
C_x 1 ^ш заїзд	1,00	0,68	0,50	0,40	0,32	0,25	0,22	0,19	0,18	0,17	0,16
C_x 2 ^ш заїзд	0,99	0,67	0,50	0,37	0,30	0,25	0,21	0,19	0,16	0,14	0,13
\bar{C}_x	0,99	0,67	0,50	0,38	0,31	0,25	0,22	0,19	0,17	0,16	0,15

На рис. 5.15 наведено графік залежності $C_x(V_a)$, що побудований за даними, наведеними в табл. 5.3. Вид кривої, що наведено на рис. 5.15, дозволяє зробити висновок щодо можливості її апроксимації гіперболічною залежністю виду

$$\hat{C}_x = \frac{C_{x0}}{V_a^n}. \quad (5.9)$$

де C_{x0} – величина лобового коефіцієнту аеродинамічного опору за $V_a = 1$ м/с;
 n – показник ступеня.

Використовуючи метод найменших квадратів під час визначення раціональних параметрів C_{x0} і n здійснимо логарифмування виразу (5.9), який набуде наступного виду для даного автомобіля

$$\hat{C}_x = \frac{3,251}{v_a^{1,115}}. \quad (5.10)$$

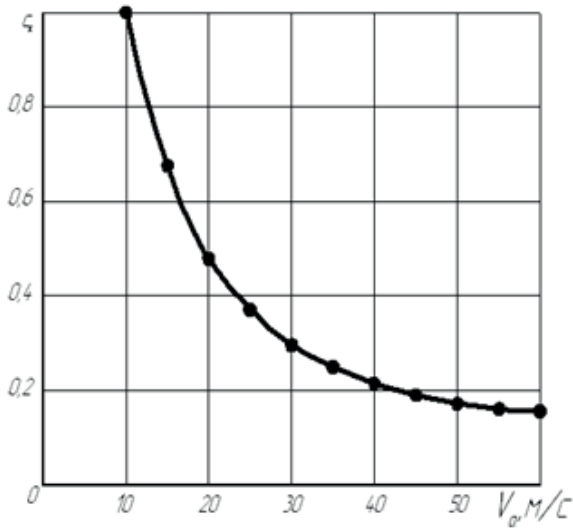


Рисунок 5.15. Експериментальна залежність $C_x(v_a)$ для автомобіля ЗАЗ-110307

Для визначення залежності сили аеродинамічного опору від швидкості автомобіля, підставимо вираз (5.10) для \hat{C}_x у рівняння (5.6), отримаємо

$$P_w = \frac{\hat{C}_x}{2} \rho \cdot F v_a^2 = \frac{C_{x0}}{2} \rho \cdot F v_a^{2-n} = 1,626 \rho \cdot F v_a^{0,885}. \quad (5.11)$$

Для автомобіля ЗАЗ-110307: $B_r = 1,554$ м, $H_r = 1,410$ м, $\alpha = 0,8$. Таким чином, $F = 1,753$. Густина повітря $\rho = 1,225$ кг/м³. Остаточно отримаємо

$$P_w = 3,491 \cdot v_a^{0,885}. \quad (5.12)$$

За даними заводу-виробника розрахункове значення $C_x = 0,375$. Після підстановки параметрів автомобіля ЗАЗ-110307 і значення густини повітря в рівняння (5.6) отримаємо

$$P_w = 0,403 \cdot v_a^2. \quad (5.13)$$

Потужність двигуна, що витрачається на подолання аеродинамічного опору руху автомобіля

$$N_w = P_w \cdot v_a. \quad (5.14)$$

У табл. 5.4 наведені результати розрахунку сили аеродинамічного опору за формулами (5.12) і (5.13), а також – відповідної потужності двигуна, що витрачається на його подолання.

Таблиця 5.4. Розрахунок параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля ЗАЗ-11037

$v_a, \text{ м/с}$		5	10	15	20	25	30	35
За розрахунок за формулою (5.13)	$P_w, \text{ Н}$	10,1	40,2	90,5	160,9	250,8	362	492,7
	$N_w, \text{ Вт}$	50,3	402	1358	3218	6267	10860	17245
За розрахунок за формулою (5.12)	$P_w, \text{ Н}$	14,5	26,8	38,4	49,5	60,3	70,8	81,2
	$N_w, \text{ Вт}$	72,5	268	575	990	1507	2125	2841
$\Delta N_w, \text{ Вт}$		-22,2	134,4	782	2228	4762,7	8735	14403

На рис. 5.16 наведені графіки залежностей $P_w(v_a)$, що розраховані за формулами (5.12) й (5.13). На рис. 5.17 наведені графіки залежностей $N_w(v_a)$, побудовані за даними табл. 5.4. Таким чином, врахування залежності коефіцієнта лобового аеродинамічного опору від швидкості дозволив отримати відмінну від квадратичної залежність сили опору від швидкості автомобілів.

При цьому, для автомобіля ЗАЗ-110307 за швидкості $v_a = 35$ м/с (126 км/год) розрахункове значення P_w зменшується від 492 Н до 81 Н, тобто більше, ніж в 6 разів, а відповідні розрахункові витрати потужності двигуна з $N_w = 17,245$ кВт до $N_w = 2,841$ кВт.

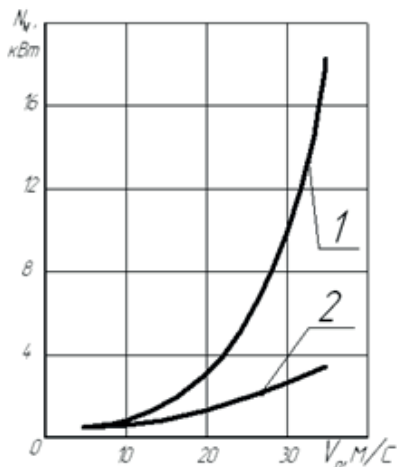
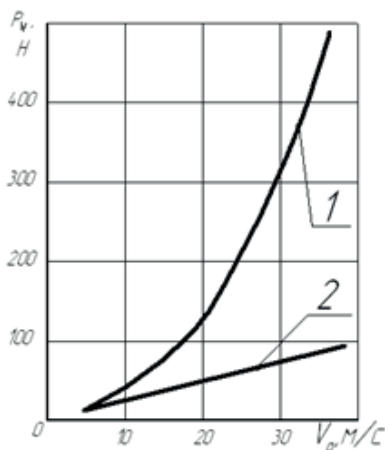


Рисунок 5.16. Залежність $P_w(v_a)$: 1 – розрахована за формулою (5.13); 2 – розрахована за формулою (5.12)
 Рисунок 5.17. Залежність $N_w(v_a)$: 1 – розрахована за формулою (5.13); 2 – розрахована за формулою (5.12)

5.2.3. Дослідження режимів руху легкових автомобілів

На рис. 5.18–5.19 показані подовжні прискорення автомобілів ВАЗ-2121, Mitsubishi Lancer 10, ВАЗ-2108, а також ЗАЗ-110307 і ВАЗ-2105, отримані в результаті експериментальних досліджень.

Для визначення додаткової питомої потужності двигуна, що витрачається на розгін автомобіля використовувалося співвідношення

$$V_a \cdot a_x = N_{\text{тут}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{заз}}, \quad (5.15)$$

де $\Delta N_{\text{пит}}$ – додаткова питома потужність двигуна, що йде на розгін автомобіля;

a_x – початкове прискорення автомобіля;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{заг}}$ – загальний ККД трансмісії, що враховує втрати на розгін мас, які обертаються.

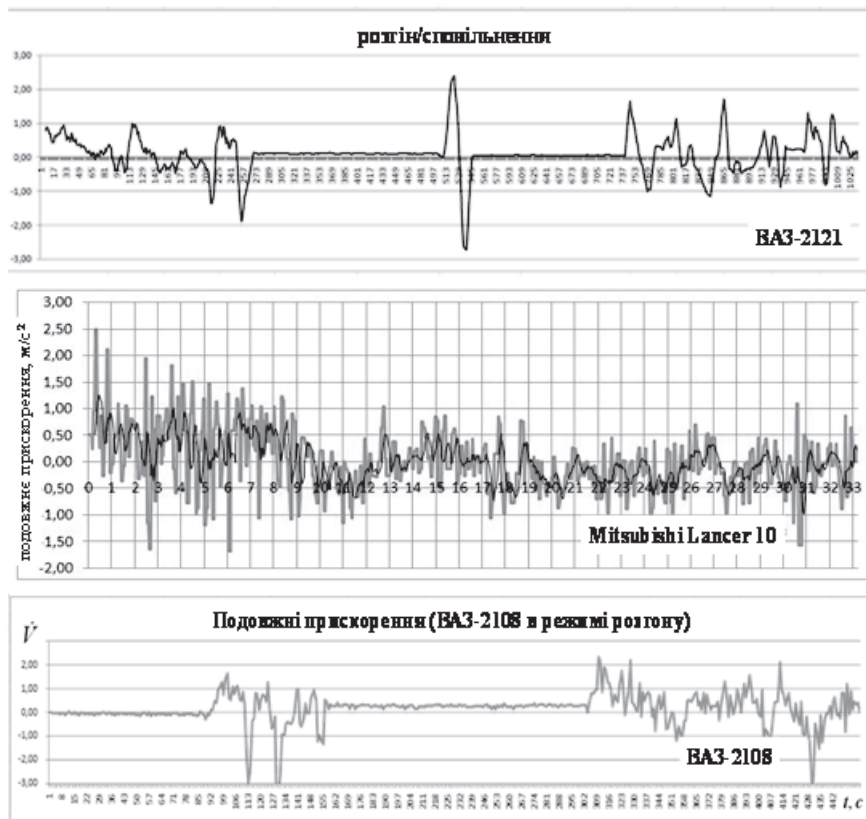


Рисунок 5.18. Поздовжні прискорення автомобілів VAZ-2121, Mitsubishi Lancer 10, VAZ – 2108, отримані в результаті експериментальних досліджень

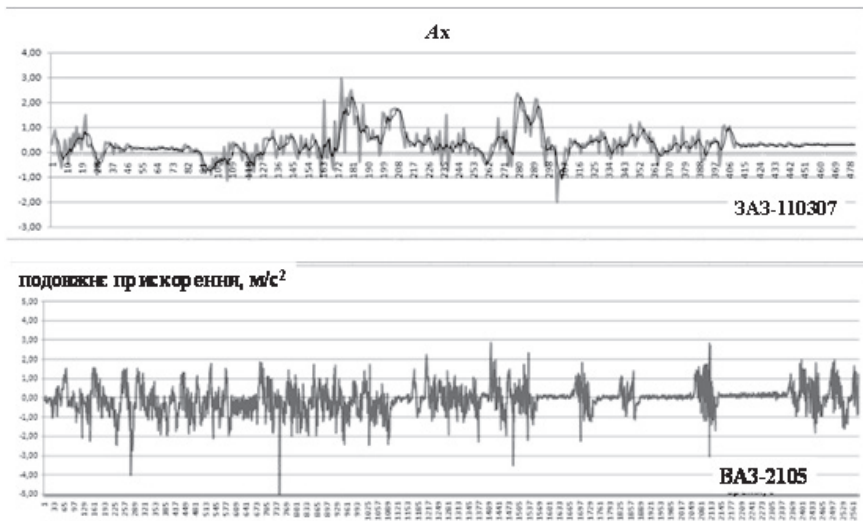


Рисунок 5.19. Поздовжні прискорення автомобілів ZAZ-110307 і ZAZ-2105, отримані в результаті експериментальних досліджень

На рис. 5.20–5.22 показано гістограми розподілу прискорень, що одержані після обробки результатів експериментів.

Одержані гістограми розподілу (рис. 5.23) фактично є гістограмами додаткової питомої потужності (що використовується для розгону) автомобіля, наведеної до ведучих коліс.

За отриманими гістограмами здійснено підбір розподілу випадкових величин (прискорень автомобіля), який з достатнім ступенем точності описує отримані результати. Одним з розповсюджених і простих критеріїв згоди експериментальних даних з гіпотезою є критерій χ^2 -квадрат Пірсона. Чим менше значення статистики χ^2 -квадрат, тим більш ймовірно, що гіпотеза вірна, а чим більше значення статистики χ^2 -квадрат – тим менша ймовірність того, що гіпотеза відповідає даним.

З використанням пакету StatSoft Statistica здійснено підбір розподілу. Найбільш відповідним є нормальний розподіл, для якого в нашому випадку критерій Пірсона складає від 12,7 до 47,6 (рис. 5.24–5.28).

Параметри нормального розподілу величин прискорень автомобілів, що випробовувались зведено в табл. 5.5.

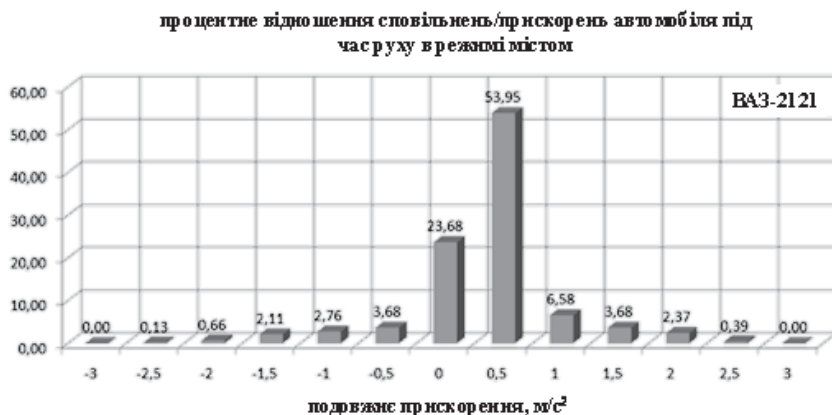


Рис. 5.20. Гістограми розподілу прискорень автомобіля VAZ-2121, що отримані після обробки результатів експериментів



Рисунок 5.21. Гістограми розподілу прискорень автомобіля Mitsubishi Lancer 10, що одержані після обробки результатів експериментів

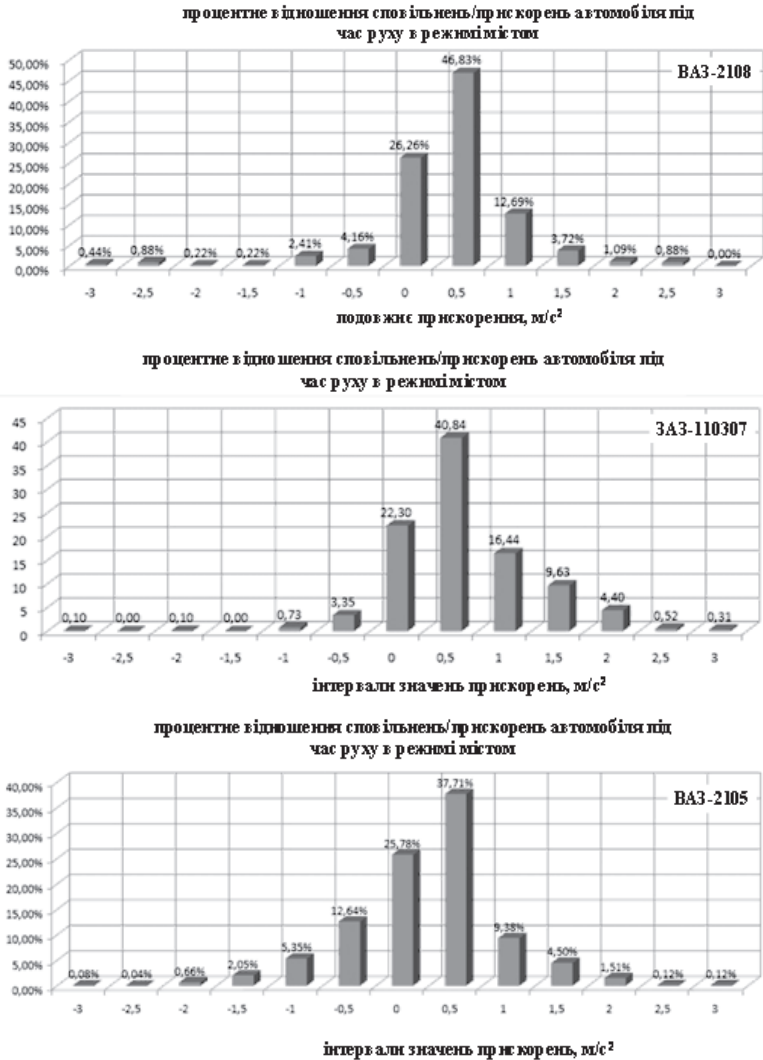


Рисунок 5.22. Гістограми розподілу прискорень автомобілів VAZ-2108, VAZ-2105, ZAZ-110307, що отримані після обробки результатів експериментів

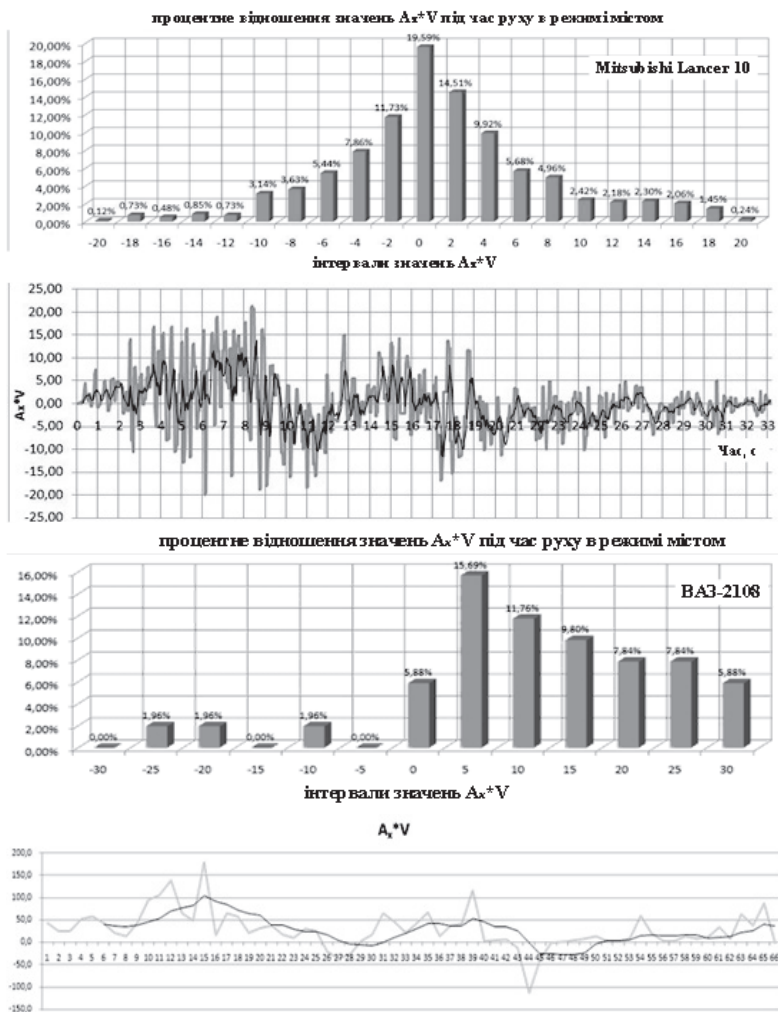


Рисунок 5.23. Зміна добутку $V_a \cdot A_x$ у часі та гістограми розподілу цієї величини, отримані експериментально

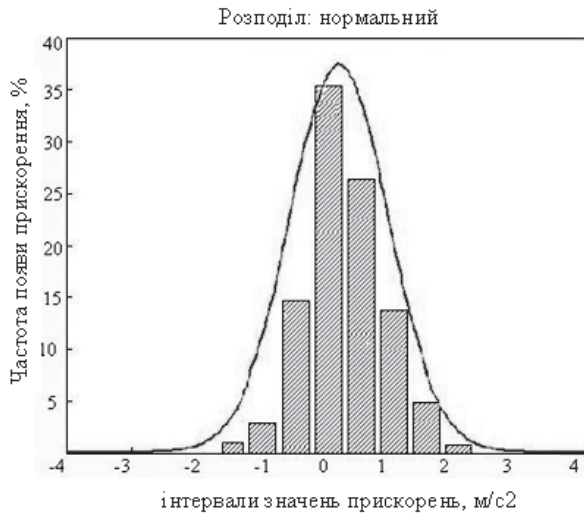


Рисунок 5.24. Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля Mitsubishi Lancer 10 під час руху в міському режимі

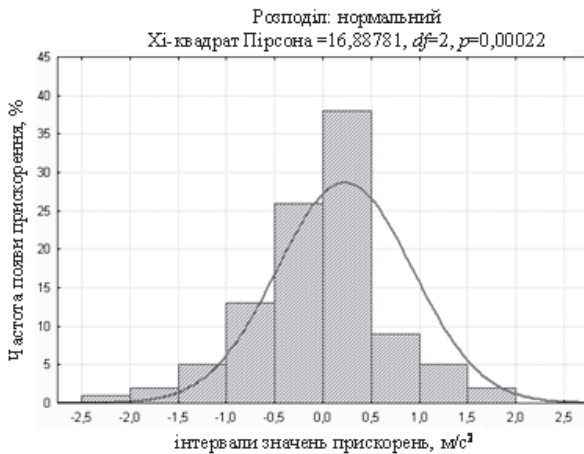


Рисунок 5.25. Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля VAZ-2105 під час руху в міському режимі

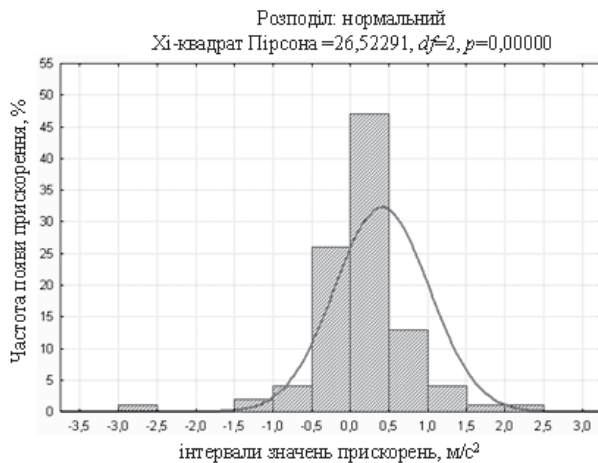


Рисунок 5.26. Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля VAZ-2108 під час руху в міському режимі

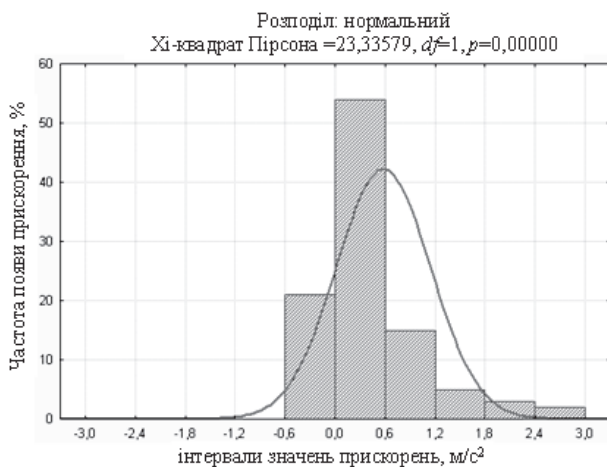


Рисунок 5.27. Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля ZAZ-110307 під час руху в міському режимі

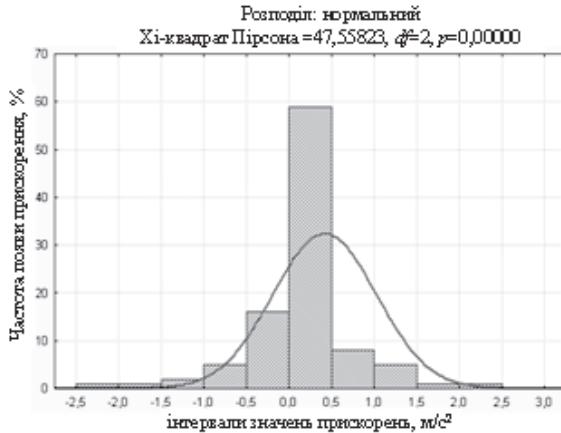


Рисунок 5.28. Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля VAZ-2121 під час руху в міському режимі

Аналіз параметрів нормального розподілу (див. табл. 5.5) дозволяє зробити висновок про те, що можна отримати усереднений закон розподілу подовжніх прискорень легкових автомобілів у міському режимі руху, оскільки значення параметрів розподілу близькі для різних автомобілів. Указаний закон має такий вид

$$f(x) = 55 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot 0,618}} \cdot e^{-\frac{(x-0,448)^2}{2 \cdot 0,618^2}} \quad (5.16)$$

Використовування усередненого закону дозволяє оцінити величини подовжніх прискорень під час руху в міському циклі з максимальною похибкою не більше 20 % (див. рис. 5.29)

$$f(x) = 490 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot 8,98}} \cdot e^{-\frac{(x-6,84)^2}{2 \cdot 8,98^2}} \quad (5.17)$$

Таблиця 5.5. Параметри нормального розподілу величини прискорення

Марка автомобіля	Критерій Пірсона	Середньо-квдратичне відхилення	Математичне очікування	Закон розподілу прискорень автомобіля
ВАЗ-2105	16,9	0,7	0,23	$f(x) = 50,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,7} \times e^{-\frac{(x-0,23)^2}{2 \cdot 0,7^2}}$
ВАЗ-2108	26,5	0,61	0,41	$f(x) = 49,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,61} \times e^{-\frac{(x-0,41)^2}{2 \cdot 0,61^2}}$
ЗАЗ-110307	23,3	0,57	0,58	$f(x) = 60 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,57} \times e^{-\frac{(x-0,58)^2}{2 \cdot 0,57^2}}$
ВАЗ-2121	47,6	0,6	0,42	$f(x) = 49,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,6} \times e^{-\frac{(x-0,42)^2}{2 \cdot 0,6^2}}$
Москвич-412	12,7	0,61	0,6	$f(x) = 65,3 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,61} \times e^{-\frac{(x-0,6)^2}{2 \cdot 0,61^2}}$
Mitsubishi Lancer10	11,9	0,56	0,18	$f(x) = 48,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,56} \times e^{-\frac{(x-0,18)^2}{2 \cdot 0,56^2}}$

Виконаємо підбір розподілу, що дасть можливість визначити додаткову питому потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля.

В якості критерію використовуємо χ^2 -квадрат Пірсона. На рис. 5.30–5.32 побудовані рівномірний, експоненціальний, лог-нормальний, нормальний, χ^2 -квадрат і гамма розподіли для величини $x = V_a A_x$. Найбільш відповідним є нормальний розподіл (χ^2 -квадрат Пірсона, значення якого 7,62), що описується залежністю (5.17) (усереднений закон для всіх автомобілів).

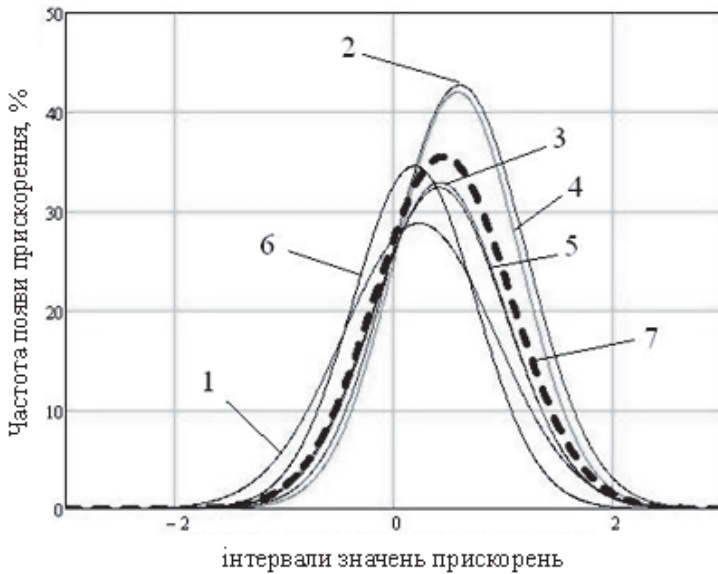


Рисунок 5.29. Закони нормального розподілу прискорень автомобілів під час руху в міському режимі: 1 – ВАЗ-2105; 2 – Москвич-412; 3 – ВАЗ-2121; 4 – ЗАЗ-110307; 5 – ВАЗ-2108; 6 – Mitsubishi Lancer 10; 7 – універсальний (усереднений) закон розподілу

На рис. 5.33 наведено тахограми деяких моделей автомобілів під час руху в міському режимі й на міжміських трасах. У результаті обробки тахограм встановили, що для вказаних моделей автомобілів середня швидкість руху складає 70,6–75,4 км/год – за містом і 52,4–57,3 км/год – у місті.

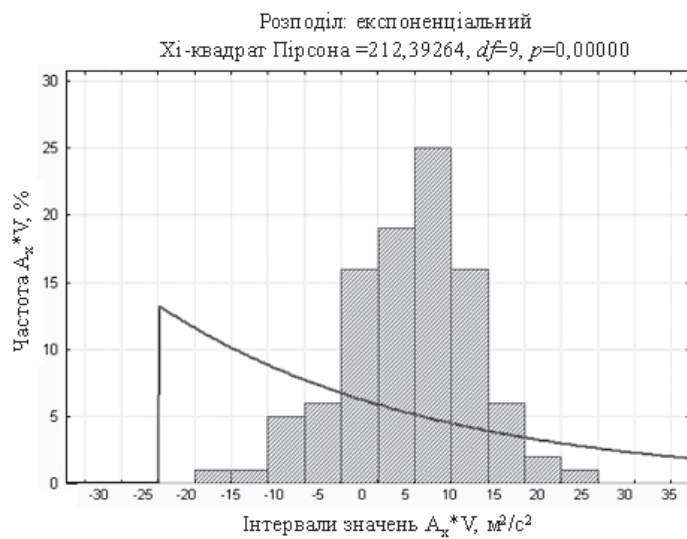
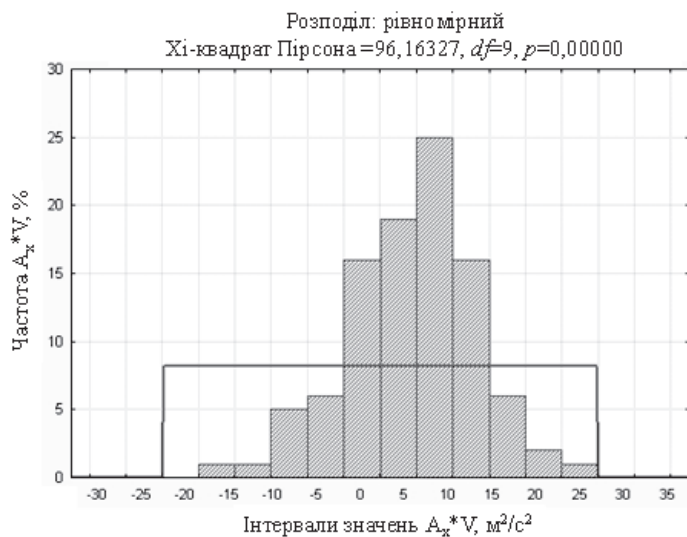
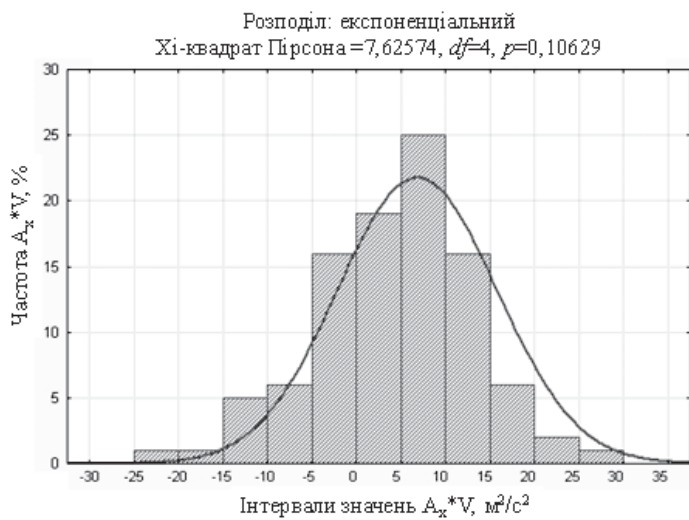
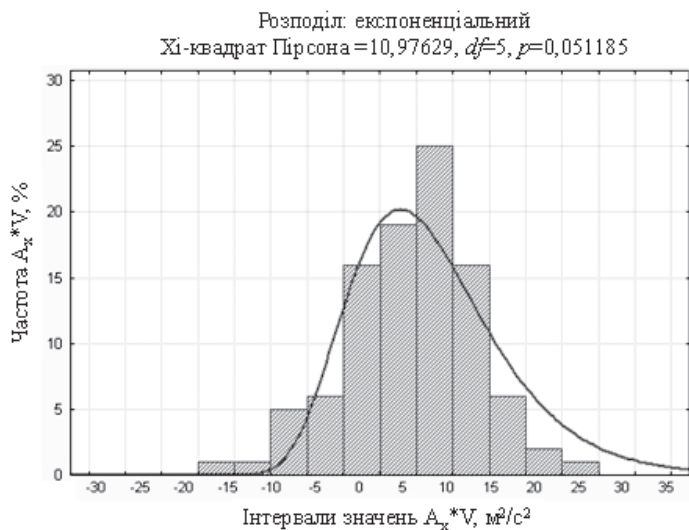


Рисунок 5.30. Різні варіанти опису розподілу випадкової величини $A_x V$

Рисунок 5.31. Різні варіанти опису розподілу випадкової величини $A_x V$

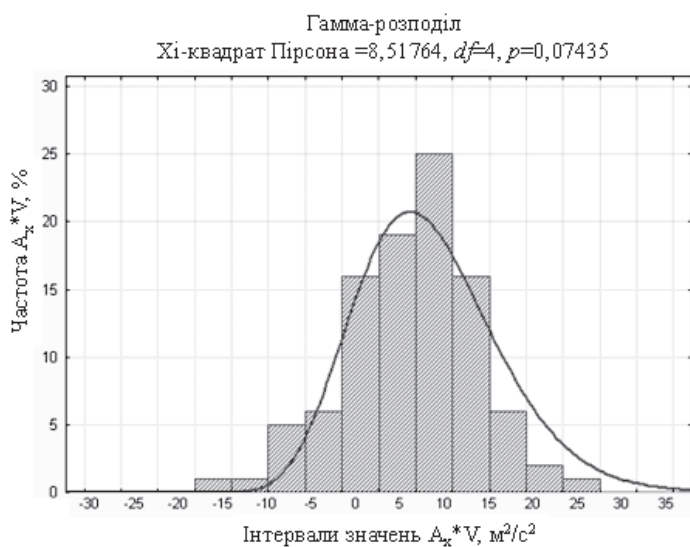
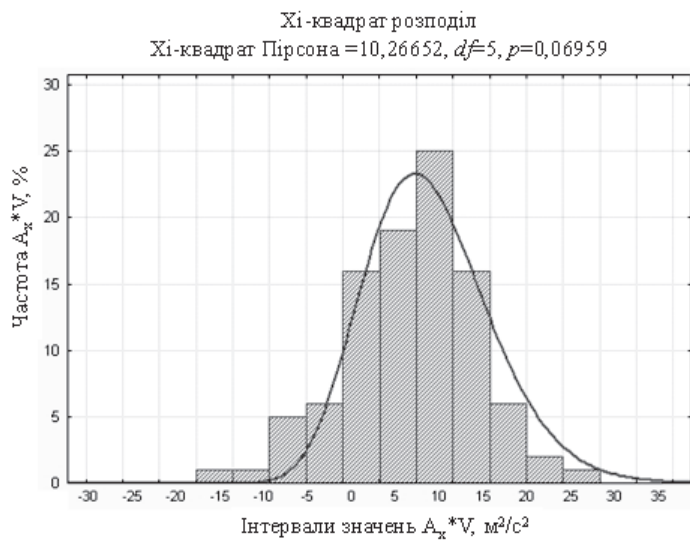


Рисунок 5.32. Різні варіанти опису розподілу випадкової величини $A_x V$



Москвич-412 ($V_{серед} = 70,6$ км/год) – рух за містом



ВАЗ-2108 ($V_{серед} = 57,3$ км/год) – рух в місті



ВАЗ – 2121 ($V_{серед} = 52,4$ км/год) – рух в місті

Рисунок 5.33. Тахограми руху автомобілів

5.3. Визначення показників потужності легкових автомобілів

5.3.1. Визначення вільної (що використовується для розгону) потужності двигуна

Для визначення запасу потужності двигуна, що необхідна для реалізації бажаних динамічних властивостей автомобіля (приймистість), необхідно скласти рівняння динаміки (рівняння силового «дисбалансу»)

$$\dot{V}_a = \frac{1}{m_a \delta_{об}} (P_k - \sum P_c), \quad (5.18)$$

де $\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування мас двигуна й трансмісії, що обертаються, уведений для врахування збільшення сили, що затрачується на розгін автомобіля за рахунок розгону мас двигуна і трансмісії, що обертаються.

Якщо винести $\sum P_c$ за дужки, то вираз (5.18) набуде виду

$$\dot{V}_a = \frac{\sum P_c}{m_a \delta_{об}} \left(\frac{P_k}{\sum P_c} - 1 \right). \quad (5.19)$$

Відношення $\frac{P_k}{\sum P_c}$ нами запропоновано називати коефіцієнтом динамічності K_d автомобіля. Значення $K_d = 1$ відповідає отриманню динамічного силового (тягового) балансу, тобто руху автомобіля з постійною швидкістю. Перевищення цієї величини одиниці характеризує динамічність автомобіля. Коефіцієнт динамічності можна представити у вигляді відношення потужностей

$$K_{\mathcal{D}} = \frac{P_k}{\sum P_c} = \frac{P_k \cdot V_a}{\sum P_c \cdot V_a} = \frac{\eta_{mp} \cdot N_e}{\sum N_c}. \quad (5.20)$$

Тому коефіцієнт динамічності $K_{\mathcal{D}}$ характеризує запас потужності двигуна, що необхідний для забезпечення прийомистості автомобіля.

Коефіцієнт надлишку потужності двигуна, що йде на розгін автомобіля

$$K_{надл} = K_{\mathcal{D}} - 1. \quad (5.21)$$

Коефіцієнт надлишку потужності дозволяє виділити з балансу потужностей складову, що витрачається на розгін автомобіля.

Тоді вираз (5.19) з урахуванням (5.21) набуде виду

$$\dot{V}_a = \frac{\sum P_c}{m_a \delta_{об}} \cdot K_{надл}. \quad (5.22)$$

Помноживши ліву і праву частини (5.22) на V_a та, враховуючи, що потужність на ведучих колесах автомобіля рівна добутку потужності двигуна на ККД трансмісії, отримаємо

$$V \cdot \dot{V}_a = \frac{\Delta N_e}{m_a \delta_{об}} \eta_{mp}, \quad (5.23)$$

де ΔN_e – додаткова потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля.

Оскільки $\delta_{об}$ враховує збільшення сили, що необхідна для розгону автомобіля за рахунок розгону мас, що обертаються, то величина $\frac{1}{\delta_{об}}$

є динамічним ККД трансмісії, який враховує втрати потужності двигуна на розгін мас двигуна і трансмісії, що обертаються. З урахуванням цього рівняння (5.23) запишемо у виді

$$m_a V_a \dot{V}_a = \Delta N_e \cdot \eta_{mp}^{заг}, \quad (5.24)$$

де $\eta_{mp}^{заг}$ – загальний ККД трансмісії

$$\eta_{mp}^{заг} = \eta_{mp}^{ст} \cdot \eta_{mp}^{дин}, \quad (5.25)$$

де $\eta_{mp}^{ст}$ – статичний ККД трансмісії, що враховує втрати на тертя в трансмісії;

$\eta_{mp}^{дин}$ – динамічний ККД трансмісії, що враховує втрати енергії на

розгін мас, що обертаються $\eta_{mp}^{дин} = \frac{1}{\delta_{об}}$.

Рівняння (5.24) пов’язує між собою енергетичні й динамічні показники автомобіля. Додаткова питома потужність двигуна визначається з рівняння динамічності автомобіля (5.24)

$$V_a \dot{V}_a = \Delta N_{y\partial} \cdot \eta_{mp}^{заг}. \quad (5.26)$$

Додаткова питома потужність двигуна відповідно до рівняння (5.26) визначається в залежності від величини лінійного прискорення автомобіля \dot{V}_a , яку необхідно реалізувати за розрахункової швидкості руху V_a .

Потужність двигуна, що витрачається на розгін, визначається в даному випадку за залежністю (1.90).

Подовжні прискорення автомобіля ЗАЗ-110307, що одержані експериментально, швидкість руху, а також потужність двигуна, що витрачається на розгін наведені на рис. 5.34–5.37.

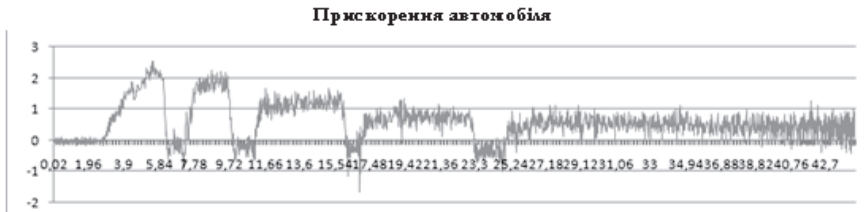


Рисунок 5.34. Поздовжні прискорення автомобіля ЗАЗ-110307, що одержані експериментально



Рисунок 5.35. Швидкість руху автомобіля ЗАЗ-110307

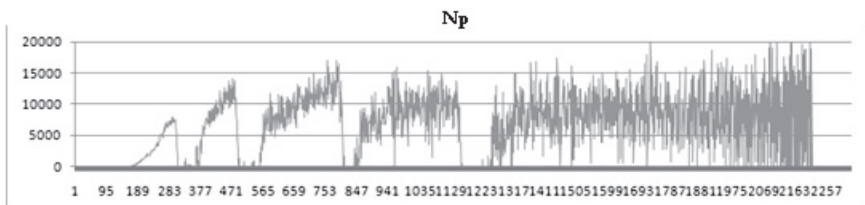


Рисунок 5.36. Потужність двигуна автомобіля ЗАЗ-110307, що затрачається на розгін

Визначення потужності двигуна можливо здійснити під час руху автомобіля. Ефективна потужність визначається за залежністю (1.81)

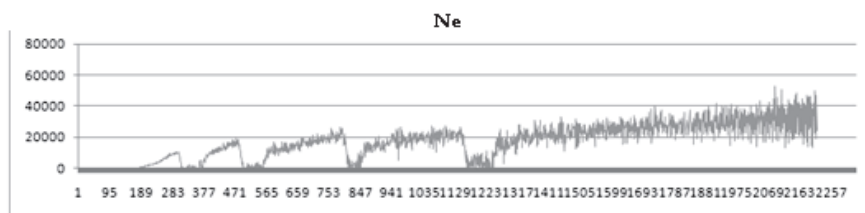


Рисунок 5.37. Потужність двигуна, що затрачається на рух автомобіля ЗАЗ-110307

5.3.2. Визначення потужності двигуна, що витрачається на рух

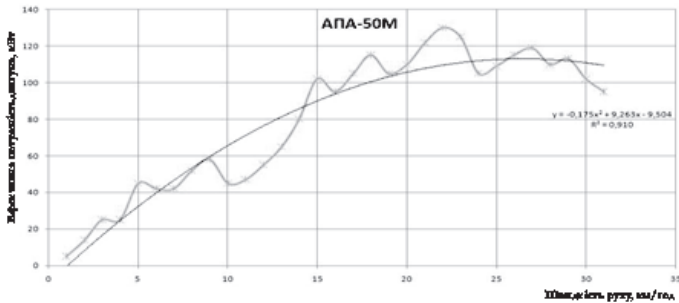
Ефективна потужність, що розвивається колісними машинами ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9, а також АПА-50М, порівняльний аналіз ефективної потужності та подовжні прискорення, що розвиваються колісними машинами, наведені на рис. 5.38–5.42.

Порівняння енергетичних параметрів засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації зі значеннями, що отримані експериментально, наведені в табл. 5.6.

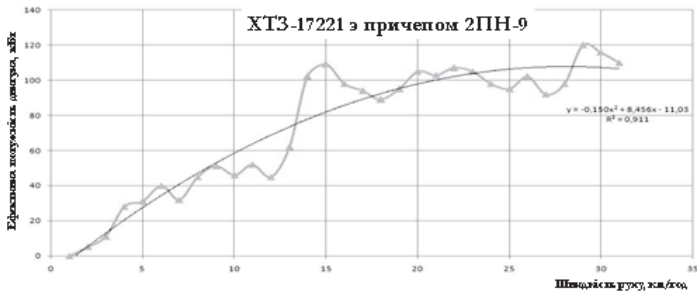
У результаті вимірювань, похибка значень потужності, одержана за допомогою БВК, складає не більше 4 % (1 % – похибка акселерометрів за паспортом і до 3 % – похибка монтажу). Використання трактора ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9 у порівнянні з аеродромним рухомим агрегатом АПА-50М сприяє витраті потужності на 5,5 % менше, а отже – економії палива.

Таблиця 5.6. Порівняння енергетичних параметрів колісних машин зі значеннями, отриманими експериментально

№ п/п	Найменування технологічного агрегату	$N_{e\max}$, кВт	Експериментальні значення, $N_{\text{етех експ}}$, кВт	Похибка, %
1	Аеродромний рухомий агрегат АПА-50М	132,23	130	1,7
2	Трактор ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9	125	120	4



Статистична оцінка	Значення, кВт
Мінімальне	5
Максимальне	130
Середнє	79,9
Медіана	95
Мода	105
Середнє квадратичне відхилення	37,35
Розкид	125



Статистична оцінка	Значення, кВт
Мінімальне	0
Максимальне	120
Середнє	73,74
Медіана	94
Мода	98
Середнє квадратичне відхилення	36,56
Розкид	120

Рисунок 5.38. Ефективна потужність, АПА-50М, що розвивається, і трактором ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9

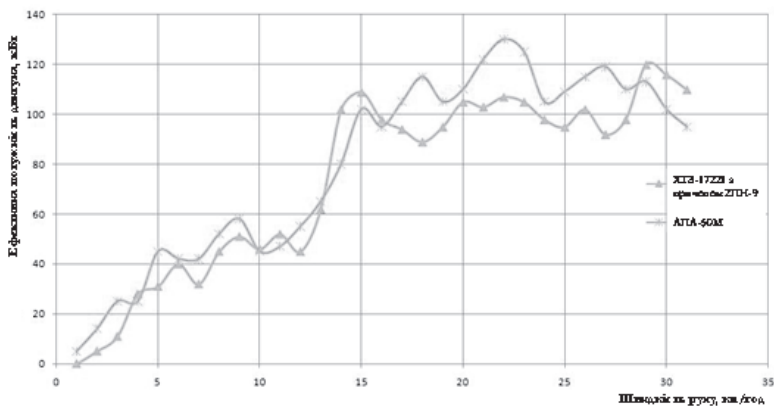


Рисунок 5.39. Порівняльний аналіз ефективної потужності, що розвивається випробовуваними колісними машинами

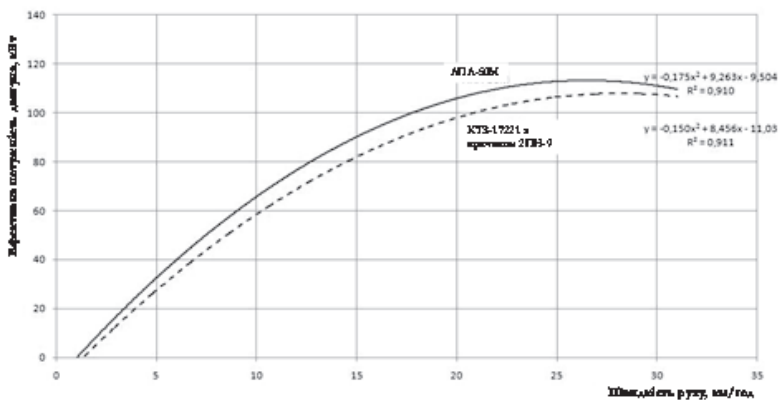


Рисунок 5.40. Ефективна потужність, що розвивається випробовуваними колісними машинами, апроксимована квадратичною функцією (коефіцієнт кореляції $R^2 = 0,91$)

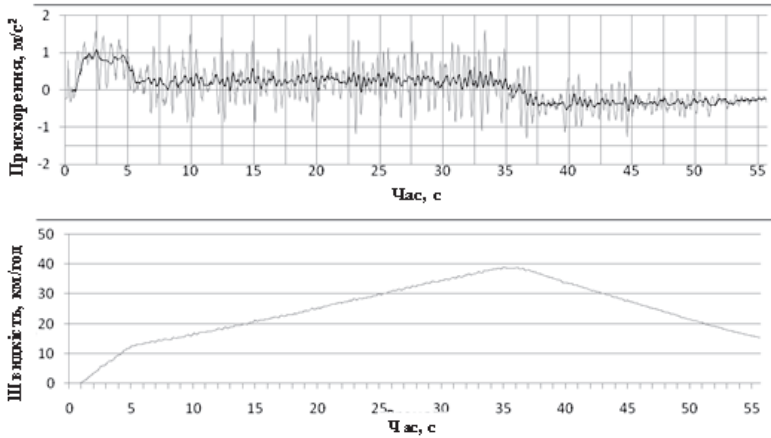


Рисунок 5.41. Поздовжні прискорення, що розвиваються трактором ХТЗ-17221 з причепом 2ПН-9, а також залежність швидкості його руху від часу

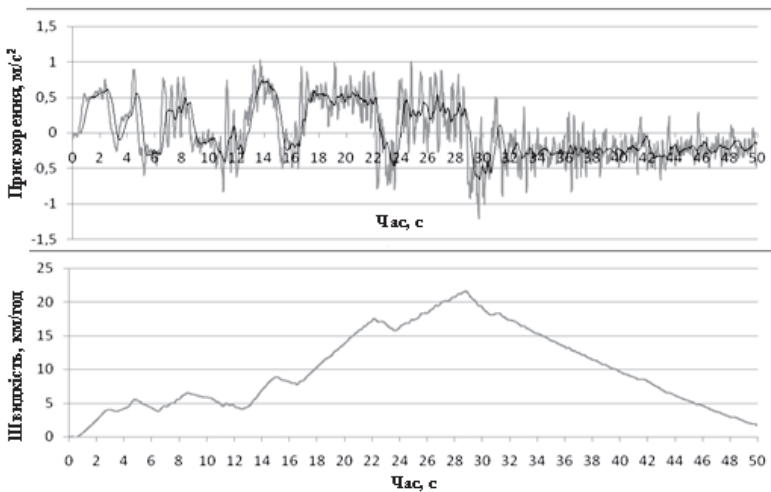


Рисунок 5.42. Поздовжні прискорення, АПА-50М, що розвиваються, а також залежність швидкості його руху від часу

5.3.3. Визначення ККД автомобіля (коефіцієнта прийомистості)

Миттєвий ККД автомобіля визначаємо, використовуючи залежність (1.91). Таким чином, можна записувати як потужність двигуна (роботу двигуна), так і ККД автомобіля.

Поздовжні прискорення, миттєвий ККД, а також ефективна потужність і потужність, що використовується на розгін трактора ХТЗ-17221 наведені на рис. 5.43–5.44.

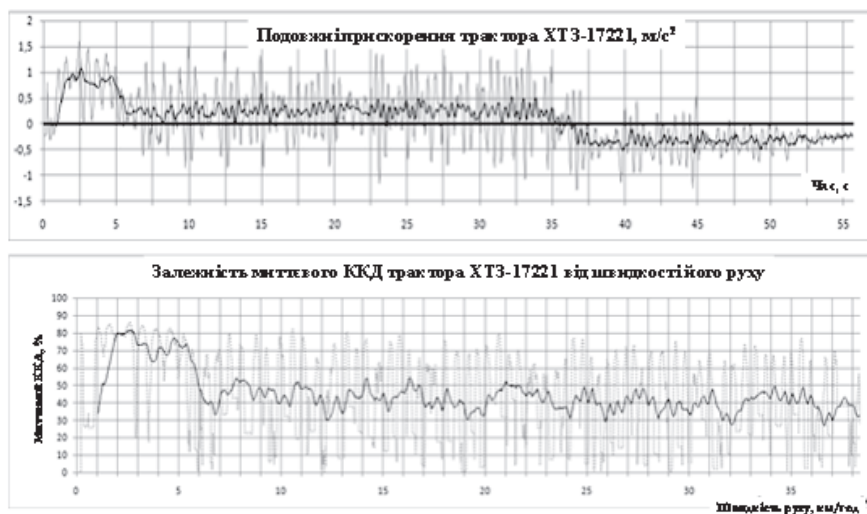


Рис. 5.43. Подовжні прискорення, а також миттєвий ККД трактора ХТЗ-17221

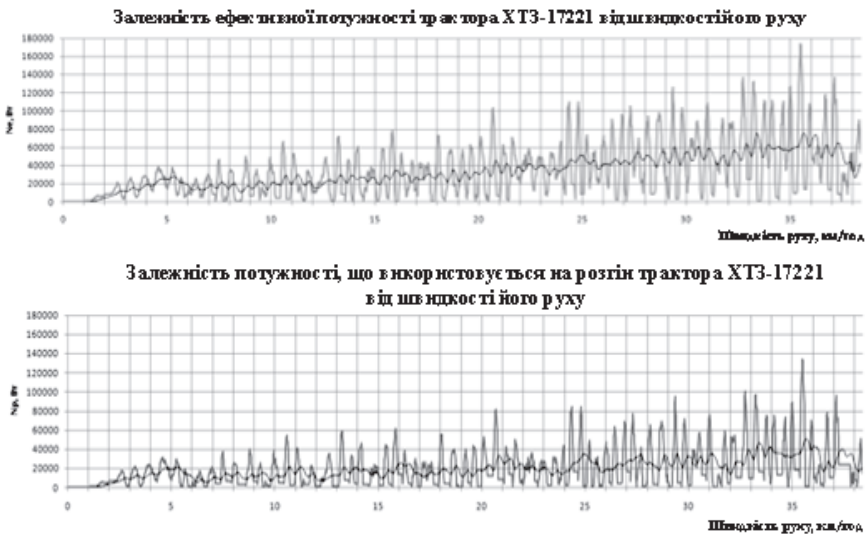


Рисунок. 5.44. Ефективна потужність, а також потужність, що затрачається трактором ХТЗ-17221 на розгін

5.4. Оцінка показників маневреності автомобіля за допомогою імітаційного візуального моделювання його руху

При розробці нових, а також кваліметричній оцінці та модернізації існуючих ТЗ актуальним є питання вибору коректних математичних моделей оцінки показників їхньої маневреності. Прогнозувати поведінку ТЗ при впливі на нього різних факторів зовнішнього середовища та впливів водія, що управляють, зручно за допомогою імітаційного візуального моделювання в спеціалізованому програмному забезпеченні на ЕОМ. Це дозволяє значно заощадити час та кошти, які були б витрачені на проведення дорожнього експерименту, вивчити швидкоплинні процеси у сповільненому режимі, а також підвищити безпеку досліджень. При імітаційному моделюванні досліджуваний ТЗ замінюється комп'ютерною моделлю, з достатньою

точністю описує стан реальної системи і дозволяє враховувати вплив на неї впливів, що обурюють.

На рис. 5.45 наведено залежність $K_{y_{np}} = f(K_{y_{cm}})$. На рис. 5.46 показано імітаційне візуальне моделювання руху автомобіля Skoda Octavia при виході з повороту (screenshot) у пакеті Matlab Simulink за допомогою інструменту VR Visualization.



Рисунок 5.45. Основні групи математичних моделей колісних машин та систем моделювання

Аналіз програмних продуктів та методів моделювання показав, що найбільш потужним і гнучким інструментом для імітаційного візуального моделювання динаміки автомобіля є MatLab Simdriveline з пакетом VR Toolbox. Simulink SimDriveline містить бібліотеку стандартних елементів – кузов, шина, двигун внутрішнього згорання, коробки передач, трансмісії, муфти, блоки зчеплення тощо, кожен з яких описаний у вигляді математичних рівнянь. Пакет VR Toolbox дозволяє створити тривимірну анімацію руху моделі за допомогою VRML (Virtual Reality Modeling Language) технології. Таким чином, цікавить моделювання руху автомобіля, оцінка його показників маневреності

та ефективності роботи систем безпеки за допомогою SimDriveline та VR Toolbox.

5.4.1. Оцінка показників стійкості та керованості автомобіля при візуальному моделюванні його динаміки

На рис. 5.46 наведено структуру моделі візуалізації динаміки автомобіля, побудовану на основі моделі Vehicle Dynamics Visualization with Graphs [30], вбудованої у Simulink.

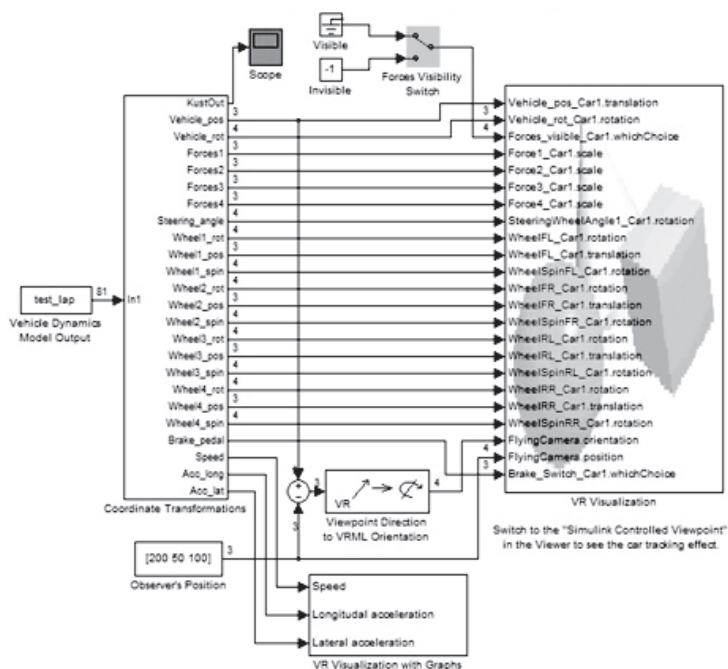
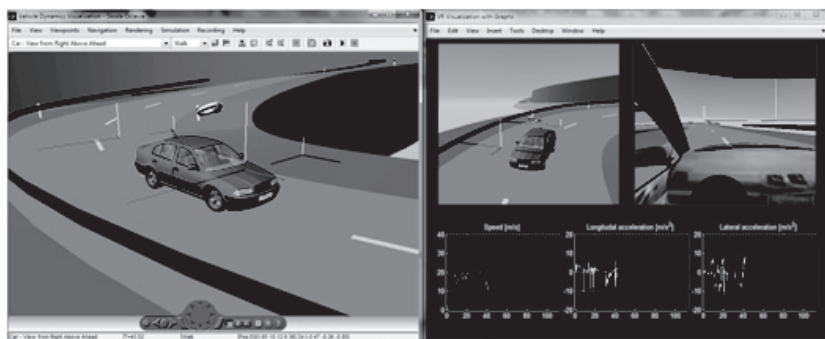


Рисунок 5.46. Структура Simulink-моделі візуалізації динаміки автомобіля



а)

б)

а – вид збоку та зверху; б – вид спереду і з кабіни, а також залежність поздовжньої швидкості, поздовжніх і бічних прискорень від часу руху

Рисунок 5.47. Візуалізація руху автомобіля Skoda Octavia у пакеті Matlab

На рис. 5.48–5.51 наведено залежності поздовжніх R_x , бічних R_y та нормальних R_z реакцій, що діють на колеса досліджуваного автомобіля від часу його руху.

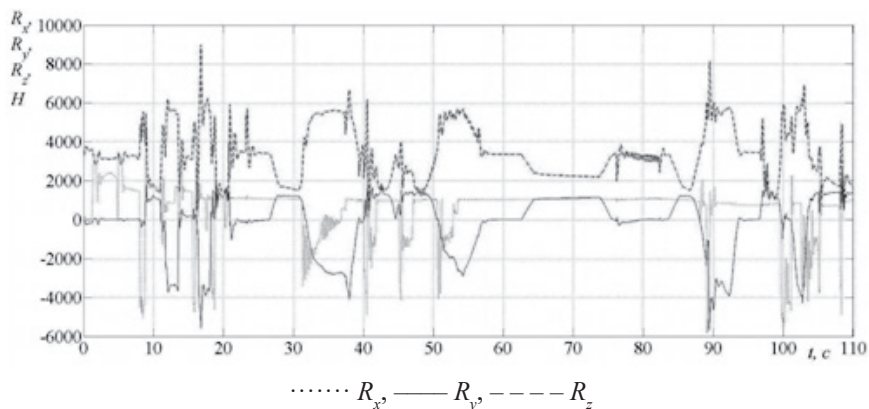


Рисунок 5.48. Залежність реакцій, що діють на переднє ліве колесо автомобіля, що досліджується, від часу його руху

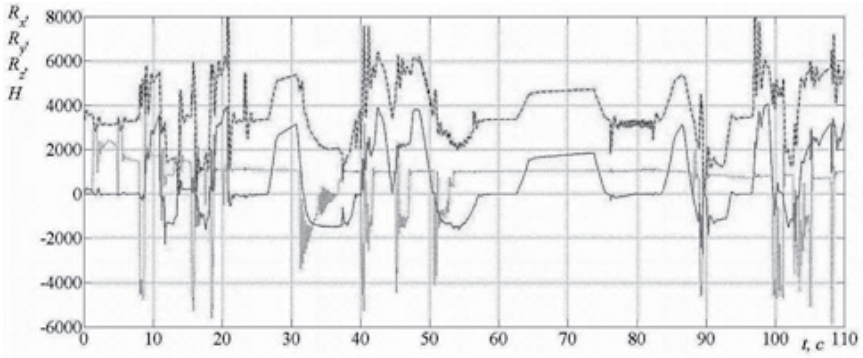


Рисунок 5.49. Залежність реакцій, що діють на переднє праве колесо автомобіля, що досліджується, від часу його руху

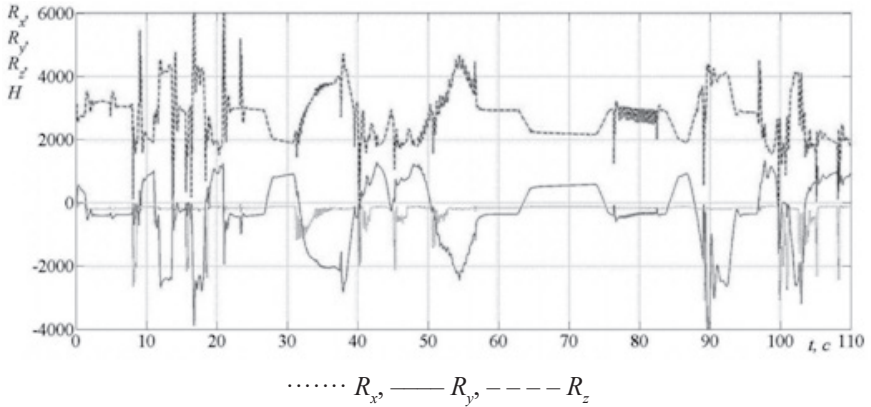


Рисунок 5.50. Залежність реакцій, що діють на заднє ліве колесо досліджуваного автомобіля від часу його руху

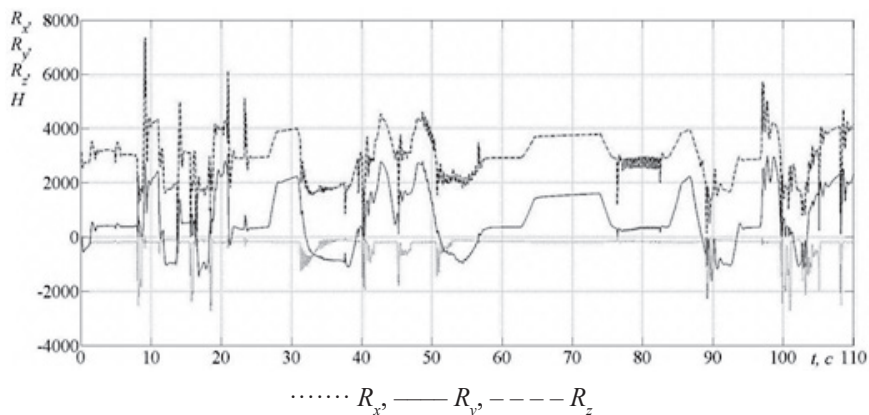


Рисунок 5.51. Залежність реакцій, що діють на заднє праве колесо досліджуваного автомобіля від часу його руху

Залежність кута повороту рульового колеса досліджуваного автомобіля від часу руху наведена на рис. 5.52. На рис. 5.53 показана залежність коефіцієнта керованості $K_{упр}$ та коефіцієнта стійкості $K_{уст}$ від часу руху досліджуваного автомобіля.

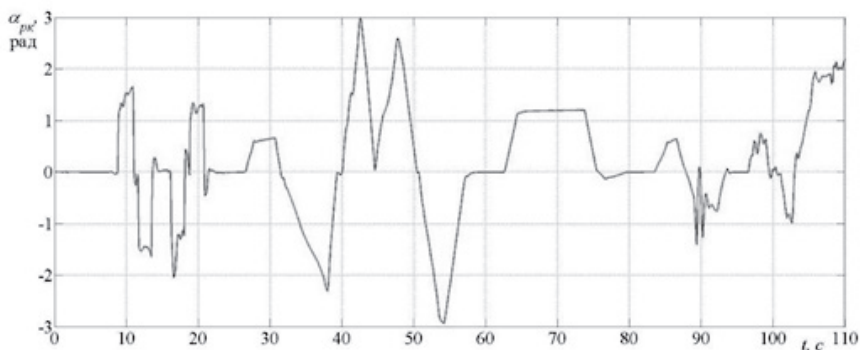


Рисунок 5.52. Залежність кута повороту кермового колеса автомобіля Skoda Octavia від часу його руху

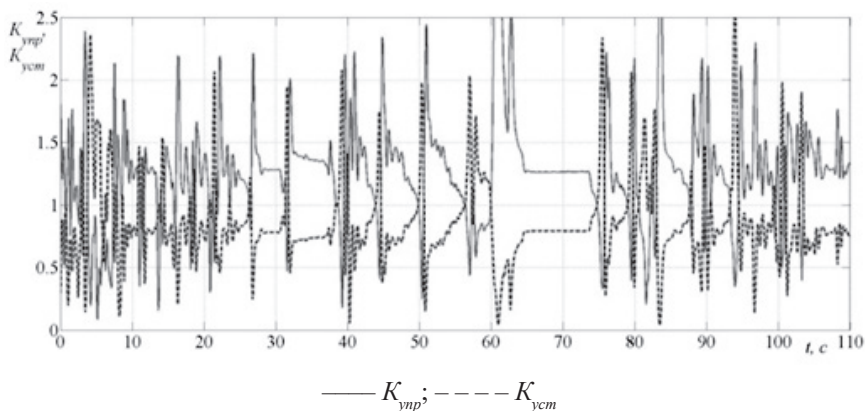


Рисунок 5.53. Залежність коефіцієнта керованості та коефіцієнта стійкості від часу руху досліджуваного автомобіля

Раціональним співвідношенням $K_{упр}$ та $K_{уст}$ є одиниця. При прямолінійному русі керованість є складовою більш загальної якості – стійкості, тому допускається $K_{уст} \geq 1$ і $K_{упр} < 1$. При криволінійному русі, навпаки – допускається $K_{упр} \geq 1$ і $K_{уст} < 1$.

На рис. 5.54 показані 3D моделі досліджуваної траси та автомобіля з позиції Simulink Controlled Viewport (рис. 5.46) експериментальна оцінка розподілу кутових прискорень, що розвиваються колісними машинами у площині дороги.

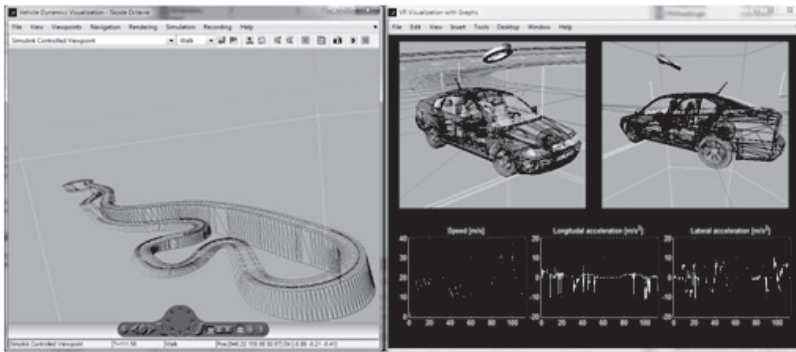


Рисунок 5.54. 3D модель досліджуваної траси та автомобіля

5.4.2. Експериментальна оцінка розподілу кутових прискорень, що розвиваються колісними машинами у площині дороги

Експериментальна оцінка показників керованості та стійкості колісних машин може бути виконана шляхом визначення величин кутових прискорень, що розвиваються в площині дороги.

Реєстрація даних при дорожніх випробуваннях автомобілів в даному випадку виконується за допомогою МРВК ХНАДУ, ХНТУСГ та GPS-антени з використанням спеціалізованого програмного забезпечення «Accelerate v3.8.1». Як об'єкти експерименту обрані автомобілі наступних класів: В, D, E, J, М. Перед випробуваннями контролювалися параметри, що характеризують загальний стан та працездатність систем автомобілів згідно з вимогами ДСТУ 3310–96 [41].

Автомобілі випробовували зі спорядженою масою, випробування проводились на горизонтальній ділянці дороги з сухим, твердим, рівним покриттям. Метрологічне забезпечення дорожніх випробувань реалізовано згідно з рекомендаціями [13].

На першому етапі експериментальних досліджень виконувався маневр «змійка» на автомобілях Lada Priora (BA3–21703) та Toyota Corolla (див. рис. 5.55). Величини лінійних та кутових прискорень, що розвиваються даними автомобілями, наведено на рис. 5.56–5.61 та рис. 5.62–5.63 відповідно.

Розподіли кутових прискорень, що розвиваються випробуваними автомобілями при виконанні маневру «змійка», наведено на рис. 5.59 та 5.63.

Кутові прискорення у площині дороги при довільній установці акселерометрів визначалися за допомогою виразу [2]

$$\varepsilon = \frac{(a_{AX_1} - a_{BX_1})(Y_B - Y_A) + X_{AB}(a_{AY_1} - a_{BY_1})}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2} \quad (5.27)$$



Рисунок 5.55. Зовнішній вигляд автомобілів, що проходили випробування (маневр «змійка»)

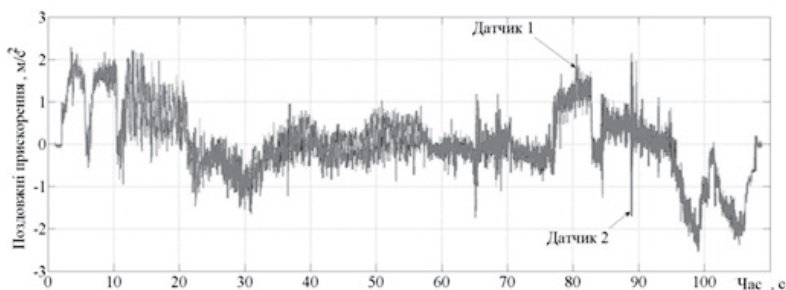


Рисунок 5.56. Залежність поздовжніх прискорень, що розвиваються автомобілем Lada Priora (ВАЗ-21703) від часу його руху

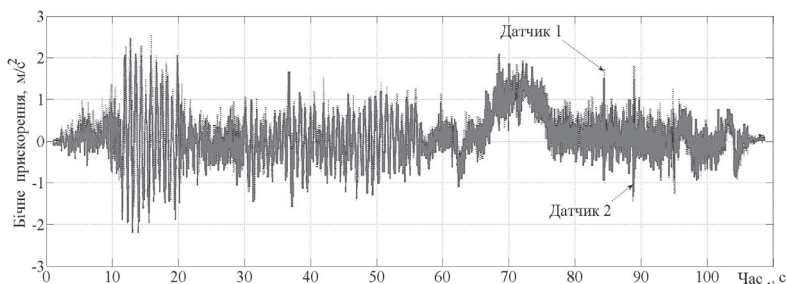


Рисунок 5.57. Залежність бічних прискорень, що розвиваються Lada Priora (ВАЗ–21703) від часу його руху

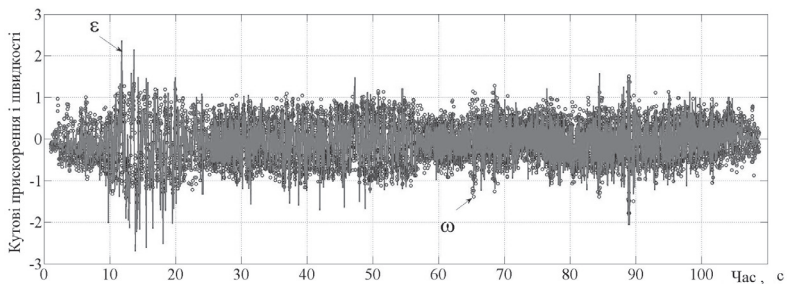


Рисунок 5.58. Кутіві швидкості та прискорення, що розвиваються автомобілем Lada Priora (ВАЗ–21703) у площині дороги від часу його руху

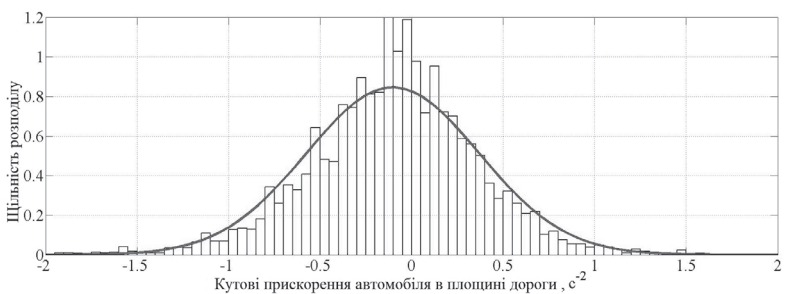


Рисунок 5.59. Розподіл кутових прискорень, що розвиваються Lada Priora (ВАЗ–21703) при виконанні маневру «змійка»

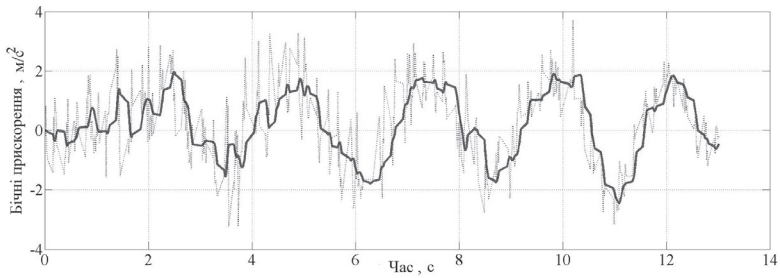


Рисунок 5.60. Залежність бічних прискорень, що розвиваються автомобілем Toyota Corolla від часу руху (датчик 1)

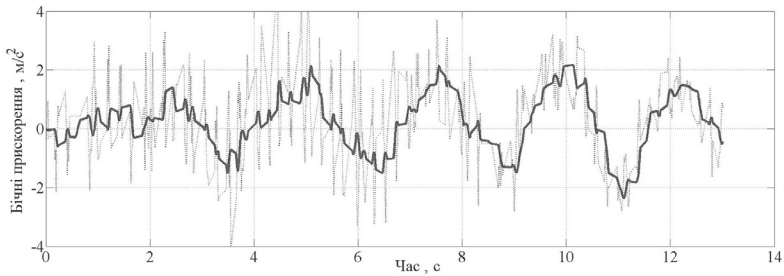


Рисунок 5.61. Залежність бічних прискорень, що розвиваються автомобілем Toyota Corolla від часу руху (датчик 2)

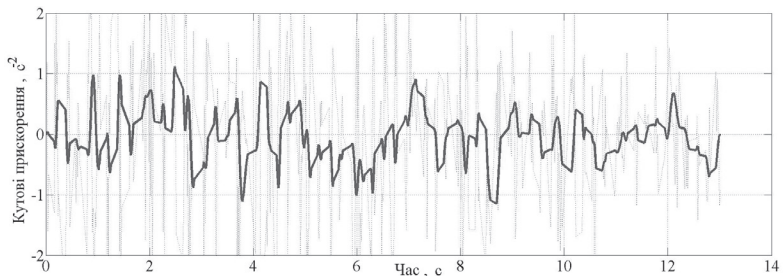


Рисунок 5.62. Кутіві прискорення, що розвиваються автомобілем Toyota Corolla у площині дороги

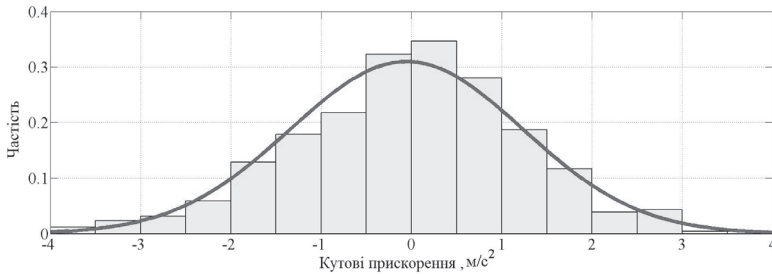


Рисунок 5.63. Розподіл куткових прискорень, що розвиваються автомобілем Toyota Corolla при виконанні маневру «змійка»

Кутові швидкості автомобіля при довільній установці акселерометрів визначалися з наступного виразу

$$\omega = \text{sign}[(a_{AY_1} - a_{BY_1})(Y_B - Y_A) + X_{AB}(a_{AX_1} - a_{BX_1})] * \sqrt{\frac{[(a_{AY_1} - a_{BY_1})(Y_B - Y_A) + X_{AB}(a_{AX_1} - a_{BX_1})]^2}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2}} \quad (5.28)$$

Аналіз рис. 5.59 і 5.63 показує, що кутові прискорення, які розвиваються випробуваними автомобілями Lada Priora (BA3-21703) і Toyota Corolla в площині дороги, підпорядковуються законам нормального розподілу. Математичне очікування становить 0,1 м/с² та 0,054 м/с² відповідно, а середнє квадратичне відхилення 0,47 м/с² та 1,28 м/с². На другому етапі експериментальних досліджень виконувався маневр «double line change» на автомобілях В, D, E, J та М класів (див. рис. 5.64). Виконання вказаного маневру передбачало подвійну зміну смуги руху автомобіля.

Кутові прискорення, що розвиваються випробуваними автомобілями у площині дороги та закони їх розподілу наведено на рис. 5.65–5.66. Параметри нормального розподілу величин куткових прискорень випробуваних автомобілів у площині дороги зведено та-

блицю 5.10. Аналіз рис. 5.65–5.66 показує, що під час виконання маневру «double line change» можна назвати дві групи законів розподілу величин кутових прискорень автомобіля у площині дороги:

- I група: автомобілі J та M класів, $\varepsilon_{max} = \text{до } 4 \text{ с}^{-2}$;
- II група: автомобілі B, D та E класів, $\varepsilon_{max} = 4 \dots 8 \text{ с}^{-2}$.

Таблиця 5.10. Параметри нормального розподілу значень кутових прискорень

Автомобіль	Критерій Колмогорова	Середнє квадратичне відхилення, м/с ²	Математичне очікування, м/с ²	Закон розподілу кутових прискорень автомобіля
B – клас (Citroën C–Elysee)	0,20859	2,82	$1,74 \cdot 10^{-7}$	$f(x) = \frac{1}{2,82 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \times e^{-\frac{(x+1,74 \cdot 10^{-7})^2}{2 \cdot 2,82^2}}$
D – клас (Peugeot 406)	0,15941	2,0	$5,22 \cdot 10^{-6}$	$f(x) = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \times e^{-\frac{(x-5,22 \cdot 10^{-6})^2}{2 \cdot 2^2}}$
E – клас (Honda Accord)	0,15342	2,16	$1,3 \cdot 10^{-6}$	$f(x) = \frac{1}{2,16 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \times e^{-\frac{(x-1,3 \cdot 10^{-6})^2}{2 \cdot 2,16^2}}$
J – клас SUV (Infiniti FX–35)	0,18923	0,94	$8,7 \cdot 10^{-8}$	$f(x) = \frac{1}{0,94 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \times e^{-\frac{(x-8,7 \cdot 10^{-8})^2}{2 \cdot 0,94^2}}$
M – клас (Citroën Berlingo)	0,16340	0,76	$5,83 \cdot 10^{-8}$	$f(x) = \frac{1}{0,76 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \times e^{-\frac{(x+5,83 \cdot 10^{-8})^2}{2 \cdot 0,76^2}}$

5.4.3. Оцінка невизначеності вимірів кутового прискорення

Виконаємо оцінку невизначеності вимірювань кутового прискорення у площині дороги автомобіля Toyota Corolla. Величини кутових прискорень визначаються МРВК шляхом перерахунку лінійних прискорень із використанням залежності (5.27). При установці двох датчиків уздовж поздовжньої осі автомобіля залежність (5.27) набуває наступного вигляду

$$\mathcal{E}_{\max} = \frac{\dot{V}_{Y1} - \dot{V}_{Y2}}{l_{AB}}. \quad (5.29)$$

Вихідними даними при перерахунку у разі є різниця бічних прискорень $\dot{V}_Y = \dot{V}_{Y1} - \dot{V}_{Y2}$ і відстань між датчиками l_{AB} .

Величини невизначеності вимірювання бічних прискорень $u_A(\overline{\dot{V}_Y})$, $u_B(\dot{V}_Y)_m$, $u_C(\dot{V}_Y)$ обчислюються за допомогою залежностей

$$u_A(\overline{\dot{V}_Z}) = t_{v,\beta} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{V}_{Z_i} - \overline{\dot{V}_Z})^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (5.30)$$

$$u_B(\dot{V}_Z)_m = t_{v,\beta} \cdot \frac{\Delta x_p}{3}. \quad (5.31)$$

Результати оцінки наведено у табл. 5.11 та можуть бути записані у вигляді $(\dot{V}_{Y1} - \dot{V}_{Y2})_{\max} = (1,019 \pm 0,112) \text{ м/с}^2$ з довірчим рівнем 0,95.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

а – В-клас (Citroen C-Elysee); б – D-клас (Peugeot 406); в – E-клас (Honda Accord); г – J-клас SUV (Infiniti FX-35); д – M-клас (Citroen Berlingo);
е – встановлення МРІК у багажному відділенні Infiniti FX-35

Рисунок 5.64. Зовнішній вигляд автомобілів, що проходили випробування (маневр «double line change»)

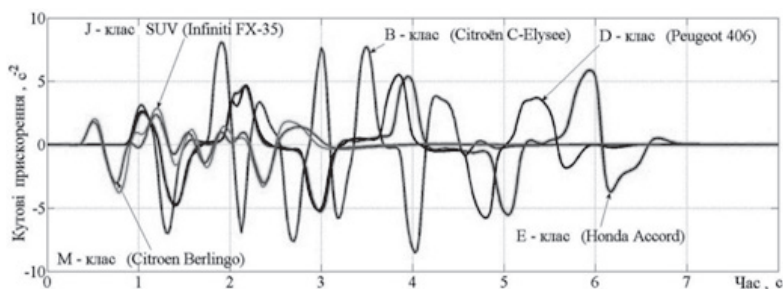


Рисунок 5.65. Кутів прискорення, що розвиваються випробуваними автомобілями в площині дороги під час виконання маневру «double line change»

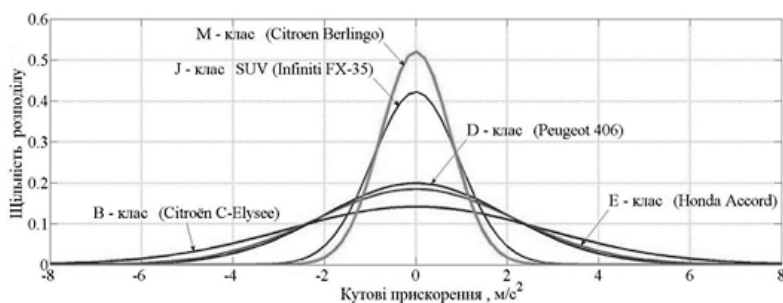


Рисунок 5.66. Закони розподілу кутів прискорень, що розвиваються випробуваними автомобілями під час виконання маневру «double line change»

Таблиця 5.11. Оцінка невизначеності вимірювання бічних прискорень датчиками MMA7260QT та відстані між ними

Невизначеність вимірювання бічних прискорень			
$\dot{V}_Y, \text{ м/с}^2$	$u_A(\dot{V}_Y), \text{ м/с}^2$	$u_B(\dot{V}_Y)_m, \text{ м/с}^2$	$u_C(\dot{V}_Y), \text{ м/с}^2$
1,019	0,1119	0,0067	0,112
Невизначеність виміру відстані між акселерометрами			
$l_{AB}, \text{ м}$	$u_A(l_{AB}), \text{ мм}$	$u_B(l_{AB})_m, \text{ мм}$	$u_C(l_{AB}), \text{ мм}$
1,0	0,2613	0,476	0,72

Акселерометри встановлювалися вздовж поздовжньої осі автомобіля на відстані = 1 м один від одного, що контролювалося за допомогою металеві ролетки Р50УЗК ДСТУ 4179–2003, максимальна похибка вимірювання якої становить $\pm 0,4$ мм при температурі $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ шкали 1 м. Похибка зчитування становить 0,5 мм. Відповідно до правила складання невизначеності визначимо $u_C(\dot{V}_Z) = \sqrt{u_A^2(\dot{V}_Z) + u_B^2(\dot{V}_Z)_m}$, $\varepsilon_{\max} = (1,0 \pm 0,0007)$ м, з довірчим рівнем 0,95 (див. табл. 5.11). Доданок, що відповідає похибки зчитування, враховано двічі, оскільки одна і та ж похибка має місце при визначенні положення обох центрів датчиків.

Невизначеність вимірювання кутового прискорення, відповідно до рекомендацій [3], визначається наступним чином

$$u_C(\varepsilon_{\max}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \varepsilon_{\max}}{\partial \dot{V}_Y} \cdot u_C(\dot{V}_Y)\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon_{\max}}{\partial l_{AB}} \cdot u_C(l_{AB})\right)^2}. \quad (5.32)$$

Частинні похідні від кутового прискорення

$$\frac{\partial \varepsilon_{\max}}{\partial \dot{V}_Y} = \frac{1}{l_{AB}}; \quad \frac{\partial \varepsilon_{\max}}{\partial l_{AB}} = -\frac{\dot{V}_{Y1} - \dot{V}_{Y2}}{l_{AB}^2}. \quad (5.33)$$

З виразів (5.29) та (5.32) з урахуванням (5.33) отримаємо

$$\frac{u_C(\varepsilon_{\max})}{\varepsilon_{\max}} = \sqrt{\left(\frac{u_C(\dot{V}_Y)}{\dot{V}_{Y1} - \dot{V}_{Y2}}\right)^2 + \left(-\frac{u_C(l_{AB})}{l_{AB}}\right)^2}. \quad (5.34)$$

Використовуючи вирази (5.29) та (5.34), визначимо невизначеність вимірювання кутових прискорень, що розвиваються автомобілем у площині дороги $u_C(\varepsilon_{\max}) = 0,1121 \text{ с}^{-2}$. Таким чином, для автомобіля Toyota Corolla $\varepsilon_{\max} = (1,019 \pm 0,1121)$ м з довірчим рівнем 0,95.

Кутові прискорення, що розвиваються випробуваними автомобілями Lada Priora (BA3-21703) та Toyota Corolla у площині дороги,

підпорядковуються законам нормального розподілу. За виконання маневру «double line change» можна назвати дві групи законів розподілу величин кутових прискорень автомобіля у площині дороги: I група: автомобілі J і класів, $\varepsilon_{\max} =$ до 4 c^{-2} ; II група: автомобілі B, D и E класів, $\varepsilon_{\max} = 4 \dots 8 \text{ c}^{-2}$. Максимальна невизначеність вимірювання кутових прискорень, що розвиваються автомобілем у площині дороги, не перевищує $0,1121 \text{ c}^{-2}$.

5.5. Експериментальне визначення тягових характеристик сільськогосподарських агрегатів

Після проведення підготовчих операцій мобільний сільськогосподарський агрегат починав виконання ґрунтообробних операцій, а вимірювально-реєстраційний комплекс забезпечував фіксацію зміни показників агрегату під час роботи.

За результатами виконання агротехнічних операцій на основі знятих показань вимірювально-реєстраційного комплексу проводились розрахунки і оцінка експлуатаційних та динамічних показників роботи агрегату, також надавались рекомендації стосовно ефективності експлуатації ґрунтообробних агрегатів у запропонованій комплектації. На II-му етапі досліджень виконувались наступні роботи:

- оцінка керованості і прямолінійного руху та експлуатаційних і агротехнічних показників ґрунтообробних агрегатів;
- розрахунок необхідної потужності двигуна і сили тяги для ефективного виконання агротехнологічної операції із агрегатованим сільськогосподарським знаряддям;
- визначення сили опору ґрунтообробного знаряддя;
- розробка рекомендацій з ефективного використання наявної сільськогосподарської техніки.

Для проведення експериментальних випробувань з визначення тягових характеристик було обрано трактор МТЗ-80 з двигуном Д-240. Експеримент проводився згідно вимог міждержавного стандарту ГОСТ 30745-2001 (ІСО 789-9-90) «Трактори сільськогосподарські. Визначення тягових показників». Стандартом визначено, що сила,

прикладена до начіпного пристрою трактора, який рухається в горизонтальній площині і в напрямку його поздовжньої осі, підтримується на протязі не менше 20 с, або часу, необхідного для проходження не менше 20 м. Загальні вимоги стандарту стосовно типорозміру шин і тиску в них, висоти ґрунтозачепів (не менше 65 % від номінальної) і відхилення напрямку тягового зусилля (не більше 3°) [110] були виконані. Трактор перед проведенням випробувань пройшов технічний огляд, рівень палива та гідравлічної системи відповідали вимогам стандарту, двигун був прогрітий до робочої температури. До начіпного пристрою трактора МТЗ-80, в якості навантаження, було приєднано трактор більшої маси – Т-150К-09.

Випробування проводились на асфальтовому покритті. Схема дослідної установки наведена на рис. 5.67.

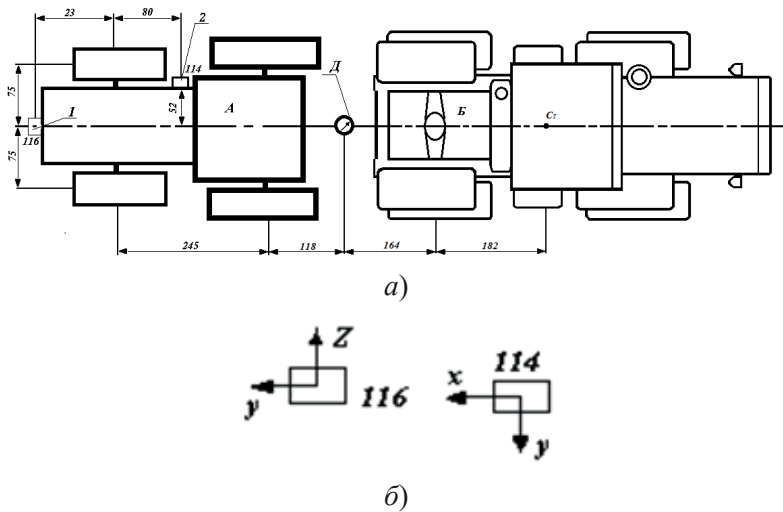


Рисунок 5.67. Схема експериментальної установки

а) для проведення тягових випробувань; б) – напрямки осей датчиків;

А – експериментальний трактор; Б – трактор для гальмування;

2 – датчики прискорення ДЛШ ММА7260QT; Д – динамометр (тензоланка);

C_T – центр мас трактора для гальмування.

На схемі відображено геометричні параметри експериментальної установки та місця встановлення датчиків прискорень. Окрім того наведено напрямки осей датчиків прискорень вимірювально-реєстраційного комплексу, які було встановлено на тракторі МТЗ-80, що проходив випробування.

Для проведення випробувань на тракторі була встановлена вимірювана апаратура. На рис. 5.68 вказано місця установки датчиків.

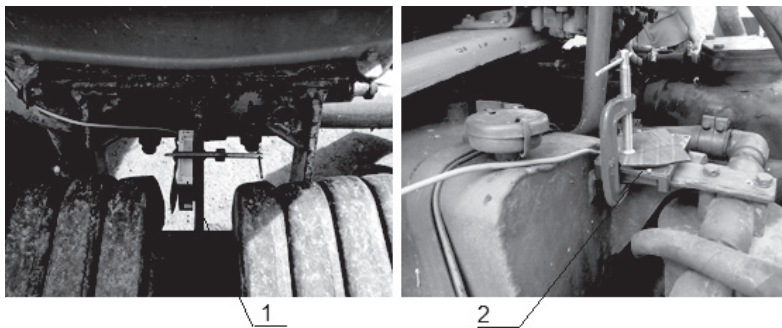


Рисунок 5.68. Місця встановлення датчиків прискорень
1 – датчик ДЛШ №29093116; 2 – датчик ДЛШ №29093114

У навчальному центрі Учгоспу ім. 1 Травня було скомплектовано агрегат, який складався з трактора МТЗ-80 та трактора Т-150К-09. Трактор більшої маси (Т-150К-09) був приєднаний до начіпного пристрою трактора МТЗ-80 через динамометричну тензоланку і використовувався для гальмування агрегату. За допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу було проведено вимірювання прискорень дані були записані у вигляді масиву та підготовлені до подальшого дослідження. Дослідження проводились з трикратним повторенням вимірів показників, згідно ГОСТ 30745-2001 (ІСО 789-9-90).

З використанням авторської програми «Vehicle dynamics v.3.7.», яка забезпечує знімання показників з об'єкту досліджень і перетворює знятий сигнал в цифровий та з урахуванням роботи вбудованих фільтрів відтворює графік зміни прискорень (рис. 5.69.)

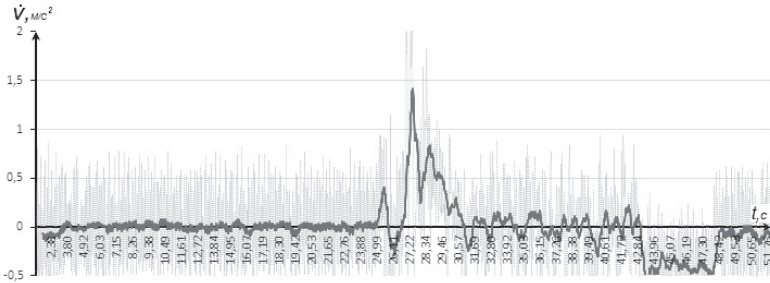


Рисунок 5.69. Динаміка прискорень трактора МТЗ-80 при проведенні тягових випробувань

Розрахунок прискорення, за знятими даними кодів АЦП, здійснювався за формулою

$$\dot{V}_T = -1 * (12,25 * 3,3 * \text{код АЦП} / 1024 - 20,21), \quad (5.35)$$

де « $3,3 * \text{код АЦП} / 1024$ » – це переведення коду АЦП в напругу, В (вольти);

« $12,25 * В - 20,21$ » – це апроксимація лінійної функції, яку взято з паспорту акселерометра ММА 7260QT,

« -1 » – введено через інерційність маси датчика, що відхиляється назад і крива прискорень перевертається в негативну зону.

Після обробки сигналу, отриманого з акселерометрів було проведено фільтрацію сигналу через вбудований в оболонку MATLAB 7.0, фільтр Баттерворта. Масив даних до фільтрації зображено на рис. 5.70.

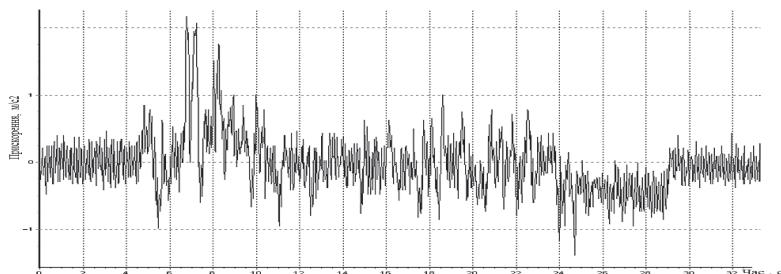


Рисунок 5.70. Вигляд графіка прискорень трактора МТЗ-80 до проведення фільтрації в пакеті MATLAB 7.0

Представлений масив даних графіка прискорень пройшов через програму фільтрації в програмному пакеті MATLAB 7.0. Налаштування параметрів фільтрації проводилось у відповідності до вимог [92], для ФНЧ з частотою зрізу фільтрації $\omega = 2$ та порядком фільтрації $n = 12$, що відображено на рис. 5.71. Було обрано параметри налаштування фільтру, що забезпечували необхідну чистоту сигналу, але залишали точність його середніх значень.

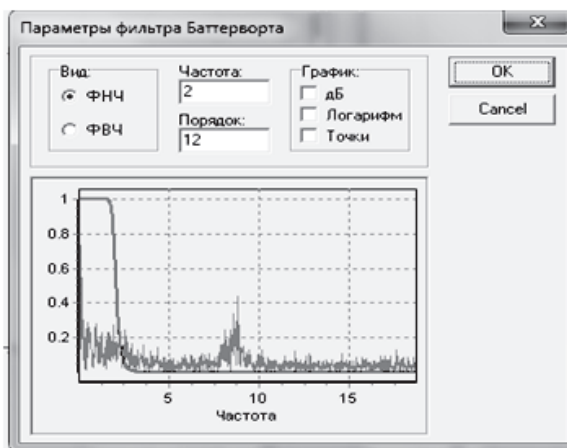


Рисунок 5.71. Вигляд панелі фільтра Баттерворта в оболонці програмного пакету MATLAB 7.0

Результат фільтрації масиву даних, знятих за допомогою акселерометрів, відображено на рис. 5.72. На графіку показано динаміку розгону, тягового режиму і гальмування трактора в процесі проведення експерименту.

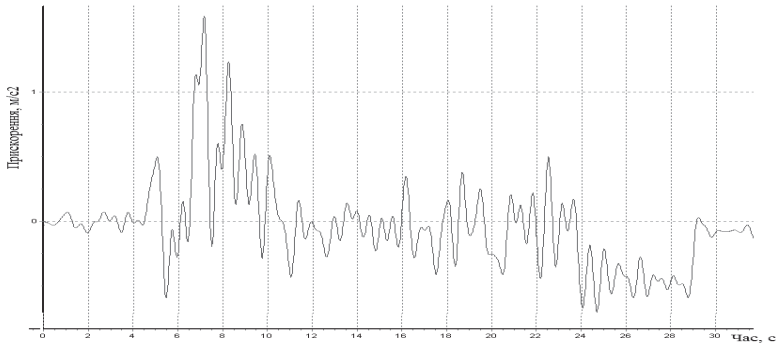


Рисунок 5.72. Графік динаміки прискорень трактора МТЗ-80 після проведення фільтрації

Проведено статистичну обробку графіка прискорень за допомогою програмного пакету MATLAB 7.0. Результати обробки занесено до таблиці 5.12.

Таблиця 5.12. Результати статистичної обробки графіку прискорень трактора в тяговому режимі

Статистична оцінка	Значення прискорень, м/с ²
Мінімальне	-0,6739
Максимальне	1,963
Середнє	0,08787
Медіана	0,08
Мода	-0,6739
Середнє квадратичне відхилення	0,3849
Розкид	2,637

Після визначення прискорень, за формулами розраховуємо швидкість (рис. 5.73) з якою рухався агрегат при випробуваннях. Для розрахунку необхідно прийняти середнє значення швидкості V_T в інтервалі $[t_1; t_3]$, тобто

$$V_T = \omega R_D, \quad (5.36)$$

де ω – кутова швидкість руху;

R_D – відстань від миттєвого центру повороту до полюсу повороту.

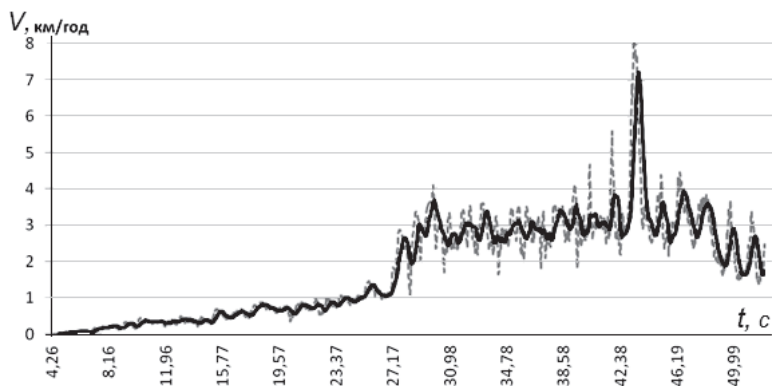


Рисунок 5.73. Динаміка швидкості агрегату при тягових випробуваннях

Для контролю розрахунків, що були зроблені за допомогою математичної моделі, було проведено тензометрування сили тяги трактора (рис. 5.74) з використанням стандартної методики. Тензоланка була встановлена в місці приєднання досліджуваного трактора з трактором для гальмування (рис. 5.67).

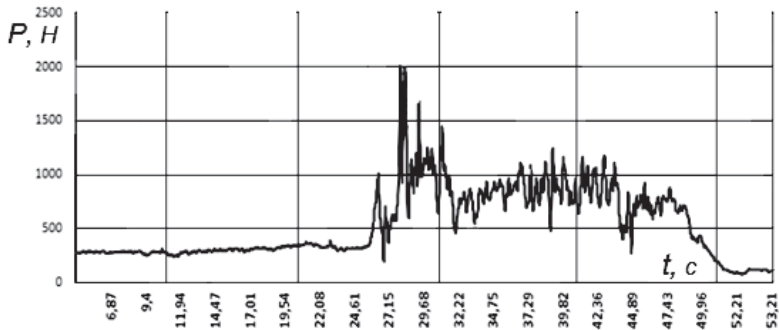


Рисунок 5.74. Графік сили тяги трактора МТЗ-80, записаний за допомогою тензоланки

Розрахунок сили тяги трактора з урахуванням сил опору коченню коліс було проведено за наступним виразом

$$\begin{aligned}
 T = & (m_1 + m_2)a_{x1} + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}a_y + \\
 & + \Delta a_x \left[(m_1 + m_2)D_1 + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}D_2 \right] + \\
 & + \Delta a_y \left[\frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2(D_1 - b_1D_3) + \rho_2^2m_2D_1}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} - (m_1 + m_2)D_2 \right] + \\
 & + (\psi_1 - \psi_2) \frac{b_2D}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}; \tag{5.37}
 \end{aligned}$$

Зміна сили тяги в процесі випробувань носить коливальний характер, що підтверджується графіками побудованими за результатами вимірювань і розрахунків.

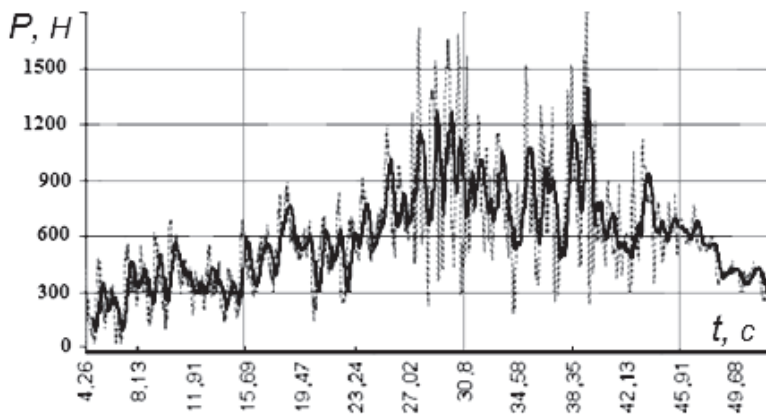


Рисунок 5.75. Динаміка сили тяги трактора МТЗ-80, розрахованої згідно розробленого теоретичного методу

Порівняння результатів теоретичних розрахунків і експериментальних вимірювань за допомогою тензоланки відображено на рис. 5.76.

Після проведення випробувань та розрахунків динамічних показників експериментальної установки для визначення потужностних характеристик колісного трактора тягового класу 14 кН побудовано графік динаміки потужності.

У відповідності до проведених розрахунків та експериментальних досліджень було отримано великий масив даних, на основі чого перевірялась адекватність теоретичних досліджень щодо експериментальних результатів.

При проведенні випробувань проводилось одночасно вимірювання кута відхилення трактора від прямолінійного напрямку руху для вивчення можливостей керування.

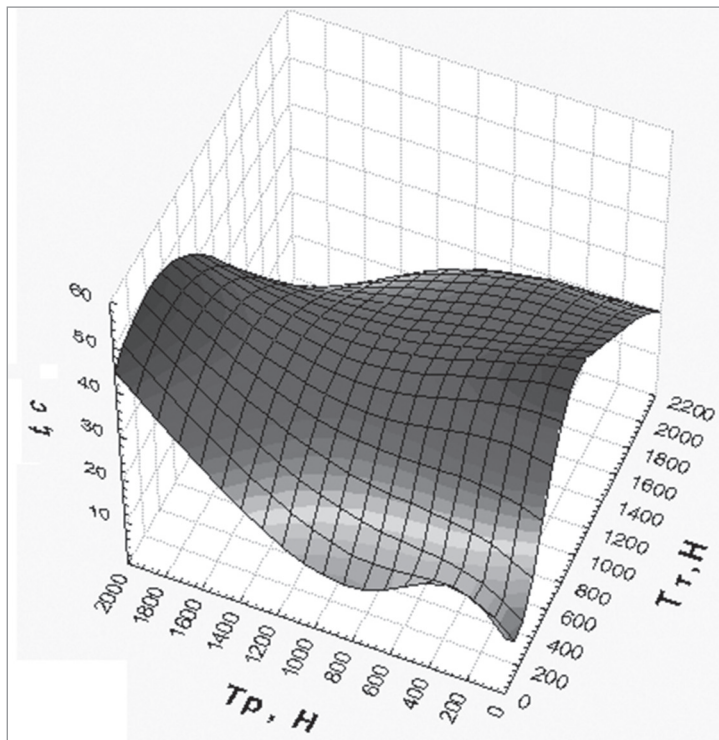


Рисунок 5.76. Порівняння сили тяги трактора МТЗ-80,
 T_p – розрахованої, T_T – заміряної

Зробивши аналіз графіка робимо висновок, що на початку руху досліджуваній трактор відхиляється, під дією сил опору, на кут близько $1,4^\circ$ та потім повертається до початкової траєкторії. Таке відхилення не відчувається при рушанні трактора, але відслідковується вимірювально-реєстраційним комплексом та дає змогу контролювати керуваність і стійкість руху агрегату.

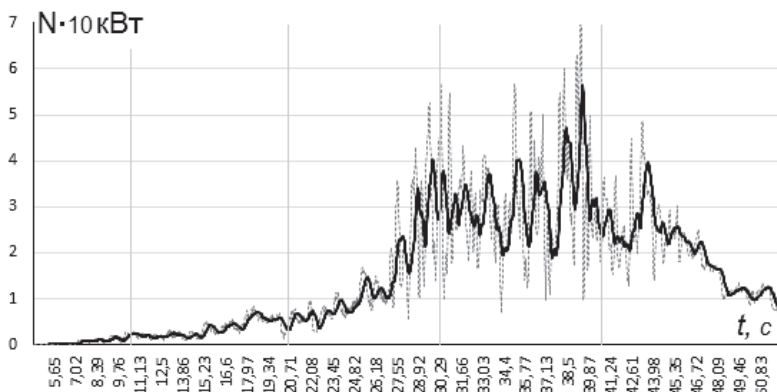


Рисунок 5.77. Динаміка потужності, яку розвиває трактор МТЗ-80 на 4-й передачі при проведенні випробувань, розрахований за новим методом

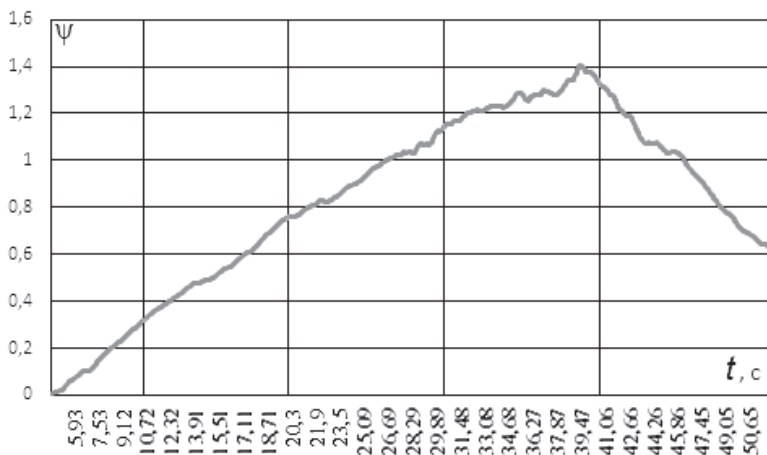


Рисунок 5.78. Зміна кута відхилення трактора МТЗ-80 при проведенні випробувань

5.5.1. Розрахунок адекватності експериментальних і теоретичних досліджень

Відповідно до масиву даних побудуємо інтервальний варіаційний ряд. Для початку задаємо величину інтервалу h , скориставшись формулою Стерджеса

$$h = \frac{R_B}{1 + 3,3221 \cdot \lg(n)}, \quad (5.38)$$

де R_B – різниця між максимальним і мінімальним значенням вибірки; n – кількість членів вибірки вимірювань (1990).

Після визначення величини інтервалу складемо шкалу інтервалів і верхню межу першого інтервалу визначимо за формулою

$$a_1 = x_{\min} + h. \quad (5.39)$$

Верхні межі наступних інтервалів визначимо за наступною рекурентною формулою: $a_n = a_{n-1} + h$ і в подальшому:

$$\begin{aligned} a_2 &= a_1 + h = -0,80067; \\ a_2 &= a_1 + h = -0,50226 \\ &\dots\dots\dots \\ a_{12} &= a_{11} + h = 2,183466. \end{aligned} \quad (5.40)$$

На цьому побудову шкали інтервалів завершуємо через те, що верхня межа наступного інтервалу буде більшою за максимальне значення вибірки $x_{\max} = 2,1712664$ Будуємо інтервальний ряд (інтервальна частота m_h і відносна частота ω_h). Результати розрахунків заносимо до табл. 5.12.

Таблиця 5.12. Результати розрахунку інтервального варіаційного ряду

a_h	m_h	$\omega_h = m_h/n$	$m_h^{нак}$	$\omega_h^{нак}$
-1,09909	2	2,183466	2	0,001005
-0,80067	14	0,007035	16	0,00804
-0,50226	126	0,063317	142	0,071357
-0,20385	460	0,231156	602	0,302513
0,094567	753	0,378392	1355	0,680905
0,392981	476	0,239196	1831	0,920101
0,691395	104	0,052261	1935	0,972362
0,989809	30	0,015075	1965	0,987437
1,288223	8	0,00402	1973	0,991457
1,586638	4	0,00201	1977	0,993467
1,885052	4	0,00201	1981	0,995477
2,183466	9	0,004523	1990	1

Визначаємо моду вибірки

$$M_o = X_{M_o} + h \frac{m_{M_o} - m_{M_{j-1}}}{(m_{M_o} - m_{M_{j-1}}) + (m_{M_o} - m_{M_{j+1}})}, \quad (5.41)$$

де X_{M_o} – нижня межа модального інтервалу;
 m_{M_o} – частість вибірки.

Розрахуємо вибірку дисперсію обраного інтервалу

$$D_B = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{cp})^2. \quad (5.42)$$

Проведемо розрахунок вибіркового стандартного відхилення

$$S_B = \sqrt{D_B}. \quad (5.43)$$

Після розрахунку вибіркового стандартного відхилення необхідно визначити коефіцієнт варіації, але через те, що в масиві даних є негативні значення то його визначення неможливе.

$$v = \frac{S_B}{x_{cp}} = 0. \quad (5.44)$$

Відобразимо графік інтервального ряду частоти для досліджуваного прискорення рис. 5.79.

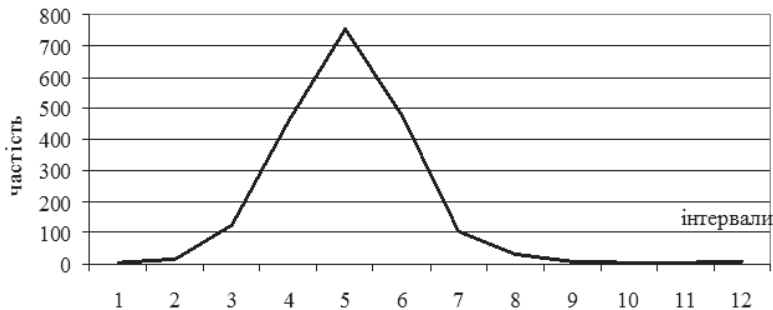


Рисунок 5.79. Графік інтервального ряду частковості прискорень агрегату

Відобразимо графік інтервального ряду накопиченої частоти для досліджуваного прискорення рис. 5.80.

За допомогою програмного пакету «STATISTICA.6.0» проведено аналітичне порівняння результатів для підтвердження адекватності теоретичних розрахунків, за методом парціальних прискорень, виміряним за допомогою тензоланки сили тяги трактора рис. 5.81.

Коефіцієнт кореляції дорівнює $r = 0,48$ і відповідність теоретичних розрахунків експериментальним даним знаходиться в межах 95 %.

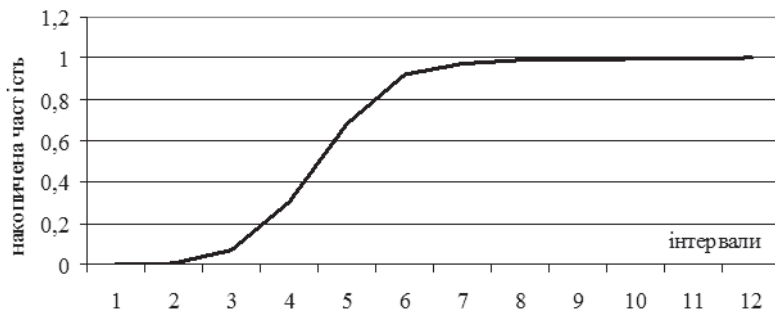


Рисунок 5.80. Графік інтервального ряду накопиченої частоти прискорень агрегату

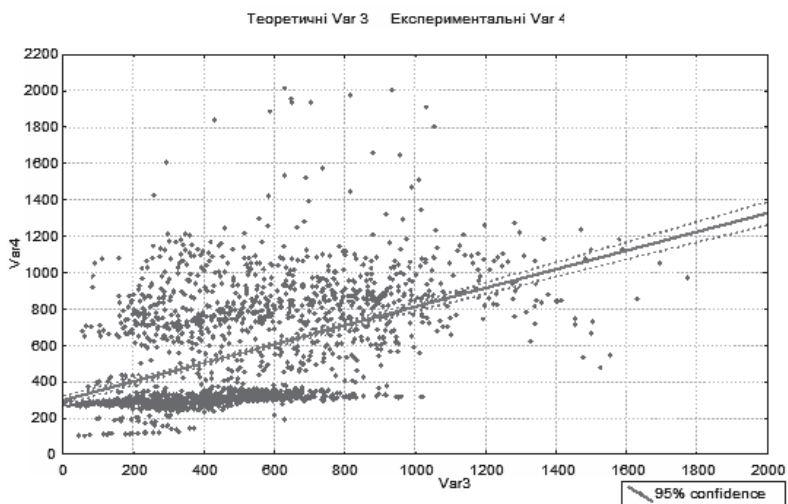


Рисунок 5.81. Графік адекватності експериментальної і розрахованої сили тяги агрегату

5.5.2. Визначення динаміки навантажень ґрунтообробного агрегату John Deere-8430 + John Deere 637

Для підтвердження можливості оцінки динамічних параметрів ґрунтообробних МСА були проведені дослідження дискового агрегату John Deere-8430 + John Deere 637 в процесі підготовки поля до сівби рис. 5.82.



Рисунок 5.82. Загальний вигляд ґрунтообробного агрегату John Deere-8430 + John Deere 637 (стрілкою вказані місця розташування датчиків)

Використовуючи масо-геометричні параметри ґрунтообробного агрегату було розроблено схему агрегату (рис. 5.83) з місцями встановлення датчиків прискорень і ці дані були використані при розрахунках динамічних навантажень.

На рис. 5.84 показано місця установки датчиків вимірювально-реєстраційного комплексу для проведення динамічних випробувань.

Відслідковуючи зміни прискорення ґрунтообробного агрегату при виконанні технологічної операції, приходимо до висновку, що теоретично обґрунтовані коливання сили опору знаряддя і швидкості руху агрегату, підтверджені експериментальними випробуваннями та вимірами динаміки прискорень з допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу, в процесі роботи на гоні рис. 5.85.

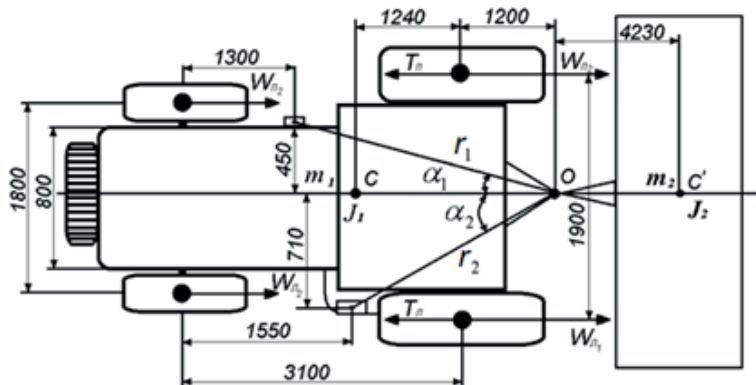


Рисунок 5.83. Схема розташування датчиків прискорень на ґрунтообробному агрегаті John Deere-8430 + John Deere 637

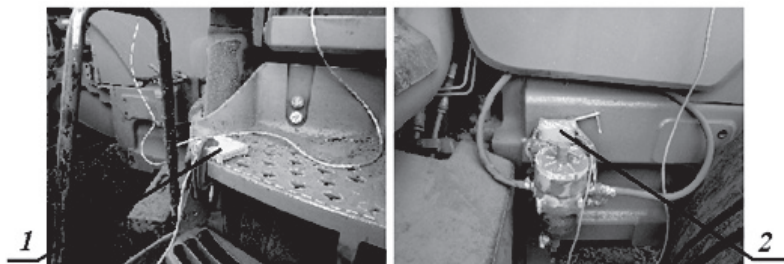


Рисунок 5.84. Місця установки датчиків прискорень на тракторі John Deere-8430; 1 – ДЛШ № 29093114, 2 – ДЛШ № 29093116

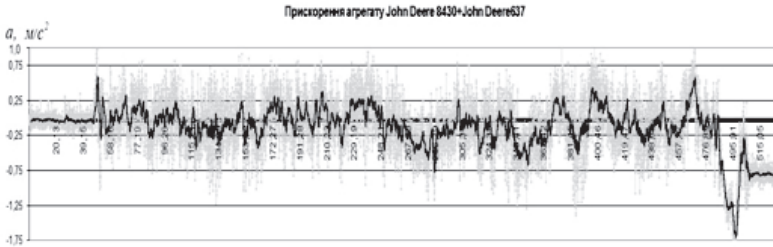


Рисунок 5.85. Динаміка прискорень агрегату
John Deere-8430 + John Deere 637

В процесі роботи, при виконанні агротехнологічної операції, МТА рухався із швидкістю, що визначена агровимогами, для якісного виконання технологічної операції, від 6,5 км/год до 12 км/год.

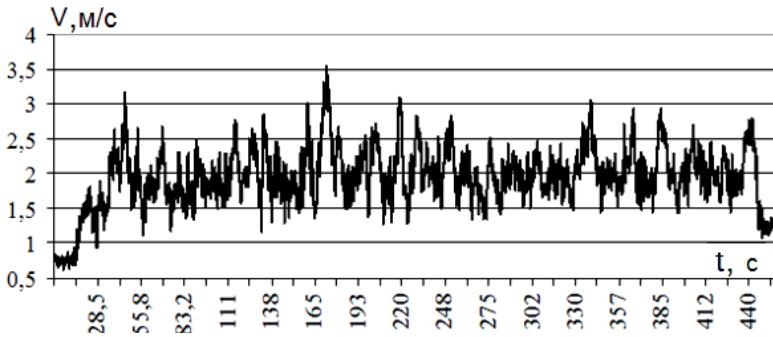


Рисунок 5.86. Зміна швидкості агрегату John Deere-8430 + John Deere 637
на гоні

Згідно графіка (рис. 5.86) розрахунковим методом встановлено, що агрегат рухався із швидкістю близько 7,5–8 км/год і на графіку відображено коливання дійсної швидкості руху.

5.5.3. Визначення тягово-енергетичних характеристик трактора John Deere-8430 для роботи з дисковою бороною John Deere 637

Для проведення розрахунків скористаємось даними виробників, які зведені до таблиці 5.13.

Таблиця 5.13. Вихідні дані для проведення розрахунків

Марка трактора	John Deere 8430
Ефективна потужність двигуна N_e^H , кВт	186
Питома витрата палива g_e^H	215 г/кВт·год
Експлуатаційна вага G , кН	117 кН
Тип рушійв (колісна формула)	4К4
Механічний ККД трансмісії η_M	0,915
Агрофон	Культивоване поле
Припустиме буксування δ_D , %	18
Коефіцієнт зчеплення з ґрунтом μ	0,75
Коефіцієнт опору коченню трактора f	0,15
Ухил поля i , %	5
Діапазон робочих швидкостей руху (V), км/год	6,4 ... 12

Розрахуємо потужність двигуна, яку можливо реалізувати при виконанні технологічної операції за формулою (5.44) з урахуванням таблиці 5.13

Знайдемо необхідну потужність N_{ar} для роботи агрегату із швидкістю $V_{рац}$ та відобразимо розраховані значення на рис. 5.78.

$$N_{ar} = \frac{R_{ar} V_{рац}}{3,6}. \quad (5.45)$$

Проведемо розрахунок коефіцієнту використання тягової потужності

$$\eta_{им} = \frac{N_{аз}}{N_e^H}. \quad (5.46)$$

За відомими та виведеними формулами було визначено статичні навантаження та сили, що діють на ґрунтообробний агрегат в полі.

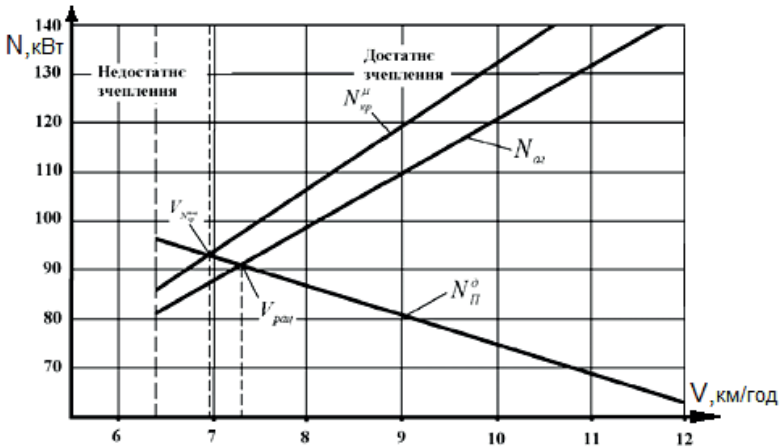


Рисунок 5.87. Розрахована залежність потужності трактора John Deere-8430 для обраного ґрунтообробного знаряддя

Метод моделювання за допомогою парціальних прискорень, що пропонується, дає змогу проводити динамічні випробування МТА та з меншими витратами, більш ефективно забезпечити комплектування та експлуатацію сільськогосподарської техніки.

Уперше запропонованим методом парціальних прискорень встановлено залежність тягового ККД трактора від прискорення його розгону і вибігу (нейтральна передача трансмісії, муфта зчеплення вимкнена) на певному агрофоні:

$$\eta_T = \frac{\dot{V}_{Tf} / (1 + m_3/m_T) - \dot{V}_{TB}}{\dot{V}_{Tf} - \dot{V}_{TB}}, \quad (5.47)$$

де \dot{V}_{Tf} – парціальне прискорення при розгоні під дією тільки сили опору коченню коліс трактора, м/с²;

\dot{V}_{TB} – парціальне прискорення вибігу трактора, м/с².

За залежністю (5.47) є можливість оцінювати динаміку тягового ККД трактора при виконанні технологічних операцій (рис. 5.88).

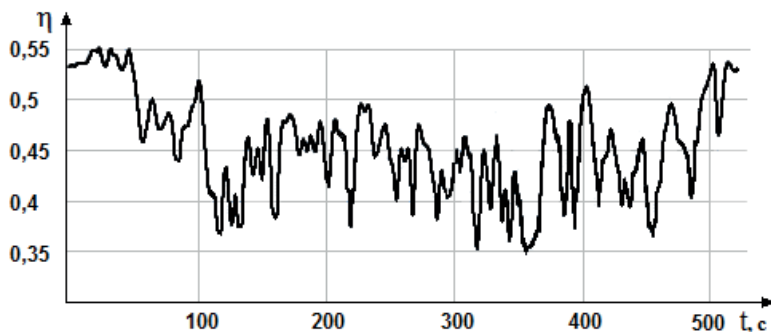


Рисунок 5.88. Залежність тягового ККД трактора John Deere-8430, розрахованого за допомогою нового методу

Динаміку зміни сили тяги трактора John Deere-8430, який працював у складі ґрунтообробного агрегату, скористались формулою (5.37) і графік рис. 5.89 відобразив результати розрахунку.

Для розрахунку сили опору дискової борони у складі ґрунтообробного агрегату John Deere-8430 + John Deere 637 використовували формулу розрахунку з урахуванням експериментальних даних із застосуванням метода моделювання парціальних прискорень, що відображено на рис. 5.90.

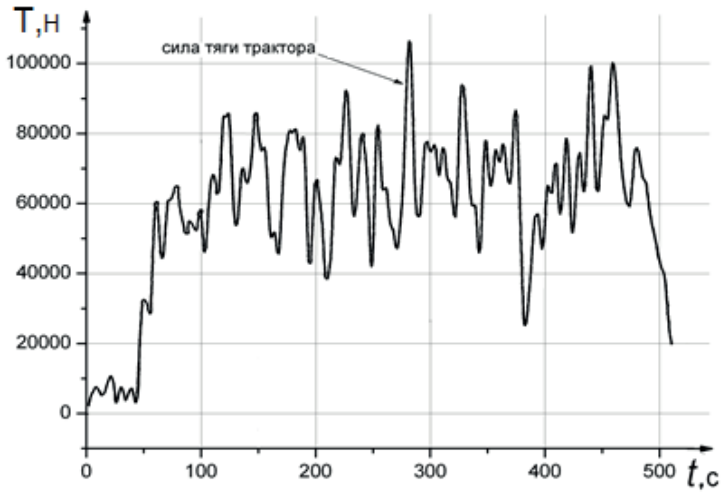


Рисунок 5.89. Динаміка зміни сили тяги трактора John Deere-8430 із застосуванням метода парціальних прискорень

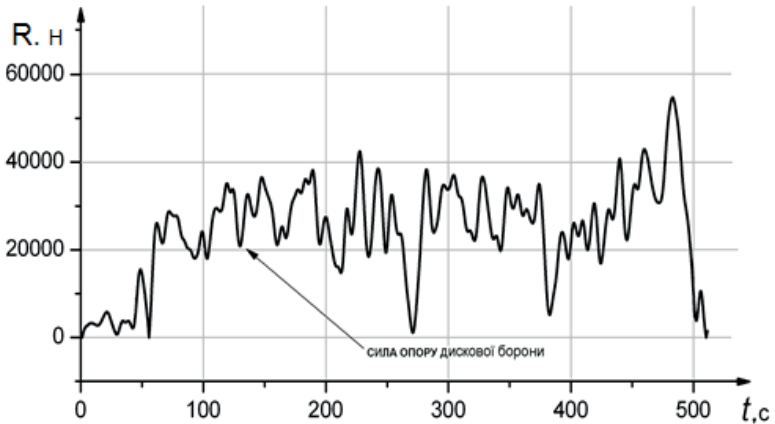


Рисунок 5.90. Графік зміни сили опору дискової борони, розрахований із застосуванням метода парціальних прискорень

Після проведених розрахунків і експериментальних досліджень з використанням вимірювально-реєстраційного комплексу було зроблено висновки щодо ефективності використання ґрунтообробного агрегату на базі трактора John Deere-8430. Доцільність використання трактора John Deere-8430 в агрегаті з дисковою бороною John Deere-637 підтверджено експериментально. Швидкість виконання технологічної операції хоча і знаходилась в межах агровимог до дискової борони, між тим це призводило до перевитрат палива на 5,8 %, але забезпечувало змінну продуктивність агрегату.

Проведено статистичну обробку графіка прискорень ґрунтообробного агрегату за допомогою програмного пакету MATLAB 7.0, а результати зведено до таблиці 5.14.

Для ґрунтообробного агрегату (John Deere-8430 – трактор + John Deere-637 – дискова борона) за доцільне таке комплектування при динамічній потужності від 73 кВт до 78 кВт замість визначеної за статичними даними 93,61 кВт, що забезпечить знижку витрат палива на 5,8%.

Проведено статистичну обробку графіка прискорень ґрунтообробного агрегату за допомогою програмного пакету MATLAB 7.0, а результати зведено до таблиці 5.14.

Таблиця 5.14 Статистична обробка графіка прискорень ґрунтообробного агрегату

Статистична оцінка	Значення прискорень, м/с ²
Мінімальне (масив даних)	-5,843
Максимальне (масив даних)	6,98
Середнє	0,1383
Медіана	0,09475
Мода	-0,1263
Середнє квадратичне відхилення	±1,074
Розкид	12,82

Розрахунок для параметричної оцінки прискорень, що розвинув MCA John Deere-8430+John Deere-637 під час виконання технологічної операції, проводимо згідно формули:

$$y = \frac{1}{0,35 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{(\dot{y}-0,318)^2}{2 \cdot 0,35^2}} \quad (5.48)$$

За результатами розрахунку побудовано графік залежності кількості реалізацій значень прискорень в інтервалах розрахунку рис. 5.91.

Побудований графік інтервального ряду відповідає закону нормального розподілу і підтверджує тотожність отриманих результатів вимірювань і розрахунків.

Теоретично та експериментально доведено, розподіл зміни прискорень відбувається за нормальним законом, що дозволяє прогнозувати зміни стану МСА, оцінити параметри агрегатів, які раніше не було можливості вимірювати через відсутність необхідних приладів; в умовах експлуатації оперативно і комплексно оцінити динамічну стабільність МСА.

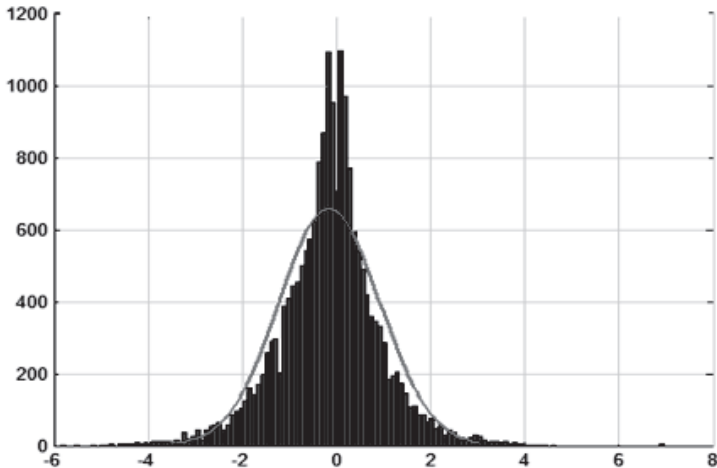


Рисунок 5.91. Графік параметричної оцінки прискорень МСА John Deere 8430, обраного ґрунтообробного знаряддя

Аналогічно проведено аналіз і розрахунки ґрунтообробних МСА, що пройшли випробування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кисликов В. Ф., Луцик В. В. Будова й експлуатація автомобілів. [Текст]. Підручник. – 6-те вид. – К.: Либідь, 2006. – 400 с.
2. Звонська Л. Л. Енциклопедичний словник. [Текст]. Л. Л. Звонська, Н. В. Корольова, О. В. Лазер-Паньків та ін.; За ред. Л. Л. Звонської – 2-ге вид. випр. і допов. – К.: ВПЦ «Київський університет», 2017. – 552 с.
3. Булгаков В. М. Теоретична механіка. Підручник. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 640 с.
4. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля. [Текст]. – Харків: Університетська книга, 2023. – 320 с.
5. Vehicle Dynamics Visualization with Graphs. [Електронний ресурс]. The MathWorks Inc. – Режим доступу: http://www.mathworks.com/products/3d-animation/examples.html?file/products/demos/shipping/sl3d/vr_octavia_graphs.htm.
6. М. А. Подригало, В. В. Шелудченко Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. [Текст]. Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. – 213 с.
7. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей. [Текст]. [Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О.]. Вінниця: ВНТУ, 2017. – 86 с.
8. Динаміка машин з пружними ланками. На прикладі автомобілів і тракторів. [Текст]. За ред. М. А. Подригало та О. С. Полянського. Харків: Вид-во «Естет Прінт», 2024. 272 с.
9. Артёмов М. П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням методу парціальних прискорень. [Текст]. М. П. Артёмов. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Вінниця, 2012. – Вип. 11, т. 1 (65). – С. 34–40. – (Серія «Технічні науки»).
10. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень. [Текст]. М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, О. О. Назарько. Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Міжвузівський збірник. 2010. 78. С. 432–434.

11. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. [Текст]. 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC 96): conference paper. IEEE, 1996. Vol. 3. P. 1809–1812. <https://doi.org/10.1109/IECEC.1996.553377>.
12. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Applications. New York: Springer, 2008. 1022 p.
13. Сохацький А. В., Трофімов О. В., Фірсов О. Д. Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів. Ч. 1. Тягово-швидкісні властивості автотранспортних засобів. Паливна економічність. [Текст]. Навч. посібник. А. В. Сохацький, О. В. Трофімов, О. Д. Фірсов. – Дніпро: Університет митної справи та фінансів, 2018. – 56 с.
14. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань шляхо-во-транспортних машин. [Текст]. М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, В. І. Гацько. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. 2009. 89. С. 87–99.
15. Гринів О. І. Покращення тягово-швидкісних властивостей легкового автомобіля визначенням оптимальної швидкісної характеристики двигуна. [Текст]. Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. Гринів Олександр Іванович; Національний транспортний ун-т. – К., 2004. – 177 с.
16. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. [Текст]. Навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
17. Назарько О. О. Удосконалення методів оцінки стійкості автомобілів в тяговому режимі. [Текст]. Автореф. дис. канд. техн. наук. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2013. – 20 с.
18. Артьомов М. П., Подригало М. А. Шуляк М. Л., Берладін Д. В. Синхронізація руху транспортного агрегату та комбайна під час виконання спільних технологічних операцій рослинництва. [Текст]. М. П. Артьомов, М. А. Подригало, М. Л. Шуляк, Д. В. Берладін Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 159. «Технічний сервіс машин для рослинництва». Х.: Віровець А. П. «Апостроф», 2015. – С. 34–41.

19. Александров Є. Є., Козлов Є. П., Кузнецов Б. І. Автоматичне керування об'єктами і технологічними процесами. Том 1. Теорія автоматичного керування. [Текст]. Підручник. Харків: НТУ «ХПШ», 2002. – 490 с.
20. Попов С. В. Теорія механізмів технологічних машин. [Текст]. Підручник. С. В. Попов, М. Я. Бучинський, С. М. Гнітько, А. М. Чернявський. Київ: Видавництво Ліра-К, 2020. 268 с
21. Бобошко О. А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів. [Текст]. Автореф. дис. доктора техн. наук. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – 40 с.
22. Артёмов М. П. Визначення динамічних і кваліметричних параметрів мобільних сільськогосподарських агрегатів в експлуатації. [Текст]. М. П. Артёмов. Науково-теоретичний журнал національної академії аграрних наук України. Вісник аграрної науки. Випуск № 7. К.: Державне видавництво «Аграрна наука», 2016. С. 21–25.
23. Кубіч В. І. Конструкції рульового керування автомобілів. [Текст]. Навч. посіб. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2023. – 227 с.
24. Кашканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних. [Текст]. Монографія. А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. Вісник: ВНТУ, 2010. – 148 с.
25. Артёмов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів. [Текст]. Дис. доктора техн. наук за спеціальністю 05.05.11. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка 2014. – 402 с.
26. Бобошко О. А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів. [Текст]. Дис. доктора техн. наук за спеціальністю 05.22.02. Автомобілі та трактори (274 – Автомобільний транспорт). ХНАДУ МОН України, Харків, 2019. – 332 с.
27. Подригало М. А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово–транспортних машин. [Текст]. М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец та ін. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. 2009. Вип. 89. – С. 87–99.

28. Щоголев С. А. Теорія стійкості руху: курс лекцій. [Текст]. С. А. Щоголев. Одеса: Одеський національний університет імені І. І. Мечникова, 2017. – 148 с.
29. Гребенюк С. М., Спиця О. Г., Ткаченко І. Г. Основи теорії стійкості. [Текст]. Навчальний посібник для студентів освітнього ступеня «магістр» спеціальності «Математика (за напрямом)». Запоріжжя: ЗНУ, 2015. – 71 с.
30. ДСТУ 3310-96 Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. [Текст]. Затверджено і введено в дію наказом Держстандарту України від 27 лютого 1996 р. № 81.
31. Vehicle Dynamics Visualization with Graphs. [Електронний ресурс]. The MathWorks Inc. – Режим доступу: http://www.mathworks.com/products/3d-animation/examples.html?file/products/demos/shipping/sl3d/vr_octavia_graphs.htm.
32. Сахно В. П., Поляков В. М., Сакно О. П., Колеснікова Т. М. Метод аналізу функціонального резонансу для моделювання контролю безпеки руху автомобіля. [Текст]. Вісник Національного транспортного університету. Технічні науки. 2020. Вип. 1 (46). С. 293–303. doi: 10.33744/2308-6645-2020-1-46-293-303.
33. Вікович І. А. Теорія руху транспортних засобів. [Текст]. Підручник. І. А. Вікович. М-во освіти і науки України, Нац. у-нт «Львів. Політехніка». Львів: Вид-во Львів.політехніки, 2013. – 672 с.
34. Політологічний енциклопедичний словник. [Текст]. За ред. Ю. С. Шемшученка та ін. НАН України, Ін-т держави і права ім. М. Корецького. Укр. асоц. політологів. Вид. 2-е, допов. і переробл. К.: Генеза, 2004. – 736 с.
35. Динаміка гальмування та теорія робочих процесів гальмівних систем колісних тракторів та тракторних поїздів. [Текст]. Колектив. монографія у 3-х томах. М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов та ін. Харків: Вид-во «Естет Прінт. 2023.
36. Абрамов Д. В., Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергозбережливих властивостей автомобілів. [Текст]. Автореф. дис. доктора техн. наук. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – 40 с.

37. Проектування комп'ютеризованих вимірювальних систем і комплексів. [Текст]. Навч. пос.. М. Паламар, М. Стрембіцький, А. Паламар. Тернопіль, 2018. – 150 с.
38. Теоретичні основи інформаційно-вимірювальних систем. [Текст]. Підручник. В. П. Бабак, С. В. Бабак, В. С. Єременко та ін. За ред. чл.-кор. НАН України В. П. Бабака. 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Ун-т новітніх технологій; НАУ, 2017. – 496 с.
39. Подригало М. А., Артёмов М. П., Клец Д. М., Коробко А. І. Питання точності вимірювань під час динамічних випробувань мобільних машин. [Текст]. Науково-виробничий журнал Метрологія та прилади № 5. 2012. Х.: ВКФ «Фавор» С. 27–31.
40. Електронне та мікропроцесорне обладнання автомобілів. [Текст]. Навч. посіб. Ю. І. Пиндус, Р. Р. Заверуха. Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 209 с.
41. Контрольно-вимірювальні прилади та елементи автоматизації технологічних процесів «Датчики й первинні перетворювачі. Датчики переміщення (енкодери)». Системи лінійного вимірювання. https://www.svaltera.ua/catalog/sistemy_lineynogo_izmereniya
42. ДСТУ 3310-96 Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. [Текст]. Затверджено і введено в дію наказом Держстандарту України від 27 лютого 1996 р. № 81.
43. Вимірювання фізичних величин. Невизначеності виміру, похибки виміру. [Електронний ресурс]. Füüsikainstituut: Department of physics – Режим доступу: <http://parsek.yf.ttu.ee/inst/praktikumid>.
44. Klets D., Korobko A., Podrigalo M., Voronova E. Accelerometers application in the automobile dynamic testing. Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference. Kharkiv, 2009. P. 51–54.
45. http://www.freescall.com/files/sensors/doc/data_sheet/MMA7260QT.pdf.
46. Артёмов М. П. Оцінка керованості мобільних машин за допомогою передатних функцій. [Текст]. Техніка і технології АПК. Науково-виробничий журнал. 2011. 5 [20]. С. 31–33.

Наукове видання

**М. П. Артёмов, А. Т. Лебедєв, М. А. Подригало, О. С. Полянський,
Д. М. Клец, А. І. Коробко, В. В. Задорожня**

Метод парціальних прискорень та його застосування в динаміці мобільних машин

Колективна монографія

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора М. П. Артёмова

Комп'ютерна верстка: О. Б. Мальцев

Підписано до друку 10.01.2025. Формат 60 x 84 1/16.

Умов. др. арк. 13,5. Об. вид арк. 13,6.

Зам. № ЕП-0904241. Тираж 100 прим.

Видавництво «Естет Прінт»

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК № 6381 від 3.09.2018

тел.: +38 (050) 831-58-36

*Віддруковано у друкарні ТОВ «Естет Прінт»
Україна, 61002, м. Харків, вул. Рилєєва, 60*