

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МІСЬКО ЄВГЕН МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.113

**ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПОВОРОТКОСТІ
ТА СТІЙКОСТІ РУХУ ЗЧЛЕНОВАНОГО МІСЬКОГО АВТОБУСА
ОСОБЛИВО ВЕЛИКОГО КЛАСУ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Національного транспортного університету (НТУ) Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Сахно Володимир Прохорович,
Національний транспортний університет, м. Київ,
завідувач кафедри автомобілів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Макаров Володимир Андрійович,
Вінницький національний технічний університет
Міністерства освіти і науки України, професор
кафедри автомобілів та транспортного
менеджменту (м. Вінниця);

кандидат технічних наук, доцент
Стельмашук Валерій Віталійович,
Луцький національний технічний університет
Міністерства освіти і науки України, доцент
кафедри автомобілів і транспортних технологій
(м. Луцьк).

Захист відбудеться «4» грудня 2020 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 у Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, аудиторія 209.

З дисертацією можна ознайомитись у науковій бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, м. Київ, вул. М. Бойчука, 42.

Автореферат розіслано «3» листопада 2020 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С. В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Однією з головних проблем сучасного великого міста є глобальна криза нормального функціонування міського середовища внаслідок структурного росту рівня автомобілізації, перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками. Це приводить до різкого погіршення показників транспортного обслуговування населення, виникненню транспортних заторів, росту рівня шуму і забруднення повітряного басейну, практичного падіння швидкості пересування, зростанню енергетичних витрат, збільшенню числа жертв дорожньо-транспортних подій. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є застосування сучасних автобусів особливо великого класу, ефективність використання яких залежить від їх здатності вписуватися в необхідну смугу руху і можливості не створювати перешкоди для транспортного потоку. Вирішення цієї проблеми реалізується за рахунок вибору відповідних компоувальних схем приводу ведучих осей, а також застосування керованих коліс причіпної секції. Вибір, аналіз і обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причіпної секції є першочерговим завданням маневреності зчленованих міських автобусів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346 та “Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів” № РК 0104U003341, що виконуються кафедрою “Автомобілі” Національного транспортного університету.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є поліпшення показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа, а також раціональної схеми прикладання тягових зусиль.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються **основні задачі:**

1. Розробка математичних моделей різного ступеню складності, які дозволяють за заданими конструктивними параметрами прогнозувати показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу.

2. Доведення існуючої нелінійної плоскої моделі зчленованого автобуса до просторової, що враховує зміну нормальних реакцій опорної поверхні на його колеса, вплив поздовжніх тягових зусиль як на колесах другої осі першої ланки, так і на осі другої ланки, а також зміну коефіцієнтів опору відведення від дії цих сил і реакцій.

3. Дослідження впливу компоувальних параметрів та експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних способів прикладання тягового зусилля - або на другу вісь першої ланки, або на вісь другої ланки.

4. Визначення найбільш вагомих факторів, що впливають на показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу.

Розробка засобів візуалізації руху та необхідних коридорів для просторової моделі

5. Вибір та обґрунтування раціональної схеми прикладання тягових зусиль для покращення маневреності та стійкості руху зчленованого автобуса.

6. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі розрахунку показників маневреності та стійкості зчленованого автобуса особливо великого класу

7. Розробка рекомендацій щодо використання результатів дослідження з метою покращення показників маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу

Об'єкт дослідження – показники маневреності та стійкості руху зчленованих автобусів особливо великого класу

Предмет дослідження – вплив компоувальних і масових параметрів першої і другої ланок, а також осі, до якої прикладено тягове зусилля, на показники маневреності та стійкості зчленованого автобуса особливо великого класу.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання руху зчленованих автобусів особливо великого класу, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) показників маневреності та стійкості руху за різних масових і компоувальних параметрів ланок автопоїзда і різної складності математичних моделей, а також експериментальне визначення цих показників на реальній конструкції зчленованого автобуса.

Наукова новизна одержаних результатів:

вперше виконана верифікація нелінійної моделі зчленованого автобуса на різних рівнях та проведено її порівняння з лінійними моделями різного ступеня складності. Показано, що за малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про внутрішнє протиріччя у цих моделях;

удосконалено математичну модель зчленованого автобуса за допомогою якої встановлено, що у випадку прикладання тягового зусилля до другої осі першої ланки $X_2 \neq 0$ поворотність змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки, у той час як у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, надлишкова поворотність має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються за величини бокового прискорення $A_y = 0,4$.

Отримав подальший розвиток порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки, що приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору поворотності і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів.

Практичне значення одержаних результатів.

Встановлена раціональна схема реалізації тягових зусиль на осях ланок зчленованого автобуса. Розглянуті найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху. Розроблені рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, які виносяться на захист, отримані особисто и опубліковані в 8 наукових роботах. Роботи [1] та [2] написані самостійно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу [3], експериментальне визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда [4], визначення коефіцієнту опору бокового відведення колеса як функції вертикального навантаження [5], вплив перерозподілу навантажень по осях на критичну швидкість прямолінійного руху автомобіля [6], оцінка дволанкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху [7], аналіз конструкції дволанкових автопоїздів, як міських засобів для перевезення пасажирів [8], практичний досвід використання MEMS сенсорів [9], експериментальне визначення залежностей сил відведення автопоїзда [10], визначення повороткості автопоїзда для стаціонарних кругових режимів [11], аналіз можливості побудови кривої бічного відведення від вертикального навантаження по двом точкам [12], визначення розподілу тягових зусиль по вісях автопоїзду [13].

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на науковій конференції професорсько-викладацького складу и студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ, 2016 р. [9]); на науково-практичних конференціях Луцького національного технічного університету (Луцьк, ЛНТУ, 2016 та 2018 рр. [3, 10]), на науково-практичній конференції Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, (Одеса, СНУ ім. В. Даля [11]), науково-практична конференція Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, ЛПІ, 2016 та 2018 рр. [12, 13]).

Публікації. Матеріали дисертації висвітлені у 13 опублікованих наукових працях, 8 з яких –у наукових фахових виданнях, 5 у матеріалах конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації містить 172 сторінку, у тому числі 160 сторінок основного тексту, 6 таблиць, 68 рисунки, список використаних джерел із 99 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, встановлено зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, сформульовано мету та визначено основні задачі дослідження, описано об'єкт, предмет і методи дослідження,

розкрито суть наукової новизни та практичного значення отриманих результатів досліджень.

У **першому** розділі розглянуто питання розвитку автобусів особливо великого класу на конкретних прикладах з оглядом особливостей конструкції та компоувальних схем.

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій по дослідженню маневреності і стійкості транспортних засобів і динамічного поведіння їхніх ланок показує на відсутність уніфікованих математичних моделей і підходів до визначення і аналізу показників маневреності і стійкості руху.

Проведений аналіз визначення бічних сил відведення, що запропоновані: Д.А. Антоновим - напівемпіричний метод визначення сил відведення; Е. Fiala - «магічна формула» на основі тригонометричних функцій та сталих коефіцієнтів; І. Рокаром з гіпотезою лінійного відведення; Н. Sakai з моделю щітки. Для визначення бічних сил далі в роботі використовується апроксимація у вигляді дрібно-іраціональної функції, яка є розвитком лінійної теорії відведення Рокара, що має вид:

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{N \cdot \varphi}\right)^2}} \quad (1)$$

У **другому** розділі проведений аналіз повороткості зчленованого автобуса за двох варіантів прикладання тягових зусиль або на другій осі першої ланки (випадок коли $X_2 \neq 0$, $X_3 = 0$), або на осі другої ланки (випадок коли $X_2 = 0$, $X_3 \neq 0$). Доповнивши систему рівнянь, яка описує множину стаціонарних станів руху автопоїзда, аналітично були отримані тягові зусилля на відповідних осях, які мають вид:

$$X_2 = m\omega u + m_1\omega(u - c\omega - d_1\omega\cos\gamma) - Y_1\sin\theta + Y_3\sin\gamma + F_{\text{опор}}, \quad (2)$$

$$X_3 = \frac{m\omega u + m_1\omega(u - c\omega - d_1\omega\cos\gamma) - Y_1\sin\theta + Y_3\sin\gamma + F_{\text{опор}}}{\cos\gamma}. \quad (3)$$

Побудовані криві повороткості та складання нелінійної моделі автобуса для різних випадків прикладання тягових зусиль, на яких чітко видно, що повздовжнє прискорення першої ланки автопоїзда, до значення $A_y = 0,2 \text{ м/с}^2$ розбіжності в кривих відсутні та співпадають з лінійним наближенням та мають тенденцію до надлишкової повороткості; до значення $A_y = 0,4 \text{ м/с}^2$ криві мають певні розбіжності, але загальних характер співпадає; при значенні $A_y = 0,5 \text{ м/с}^2$ і більше видно як криві повороткості та складання кардинально змінюються для випадка прикладання тягового зусилля на другій осі першої ланки $X_2 \neq 0$, крива повороткості змінюється від надлишкової до недостатньої. Для випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, характер надлишкової повороткості має тенденцію до різкого збільшення при зростанні бокових прискорень $A_y > 0,5 \text{ м/с}^2$. Побудовані прямі повороткості та складання для лінійної (спрощеної) моделі

руху автопоїзда мають практичне повне співпадіння з кривими поворотності та складання для випадку $X_2 \neq 0$, до значення бокового прискорення $A_y = 0,4 \text{ м/с}^2$, а для випадку $X_3 \neq 0$ співпадіння спостерігається до значення $A_y = 0,2 \text{ м/с}^2$. Тобто при малих значеннях A_y можливо користуватися лінійним наближенням, а при збільшенні бічного прискорення треба використовувати нелінійну систему рівнянь.

Встановлені межі втрати дивергентної стійкості для прототипу, розглянутого в роботі, яке відповідає значенню бокового прискорення $A_y = 0,6 \text{ м/с}^2$ для випадку на другій осі першої ланки $X_2 \neq 0$ та $A_y = 0,46 \text{ м/с}^2$ для випадку прикладання тягового зусилля до другої ланки $X_3 \neq 0$.

При чисельному інтегруванні вихідної системи диференціальних рівнянь руху плоскої моделі були побудовані відомі аналітичні залежності фазових змінних u , ω , γ від кута повороту керованого колеса θ , так звані рівноважні криві, які порівнювались з лінійним наближенням. Графіки побудовані методом продовження, що дозволяє отримати результат при значних величинах кута повороту керованого колеса θ по фазовим змінним u , ω , γ та при певних величинах поздовжньої швидкості v , незважаючи на можливу втрату стійкості, рис.1.

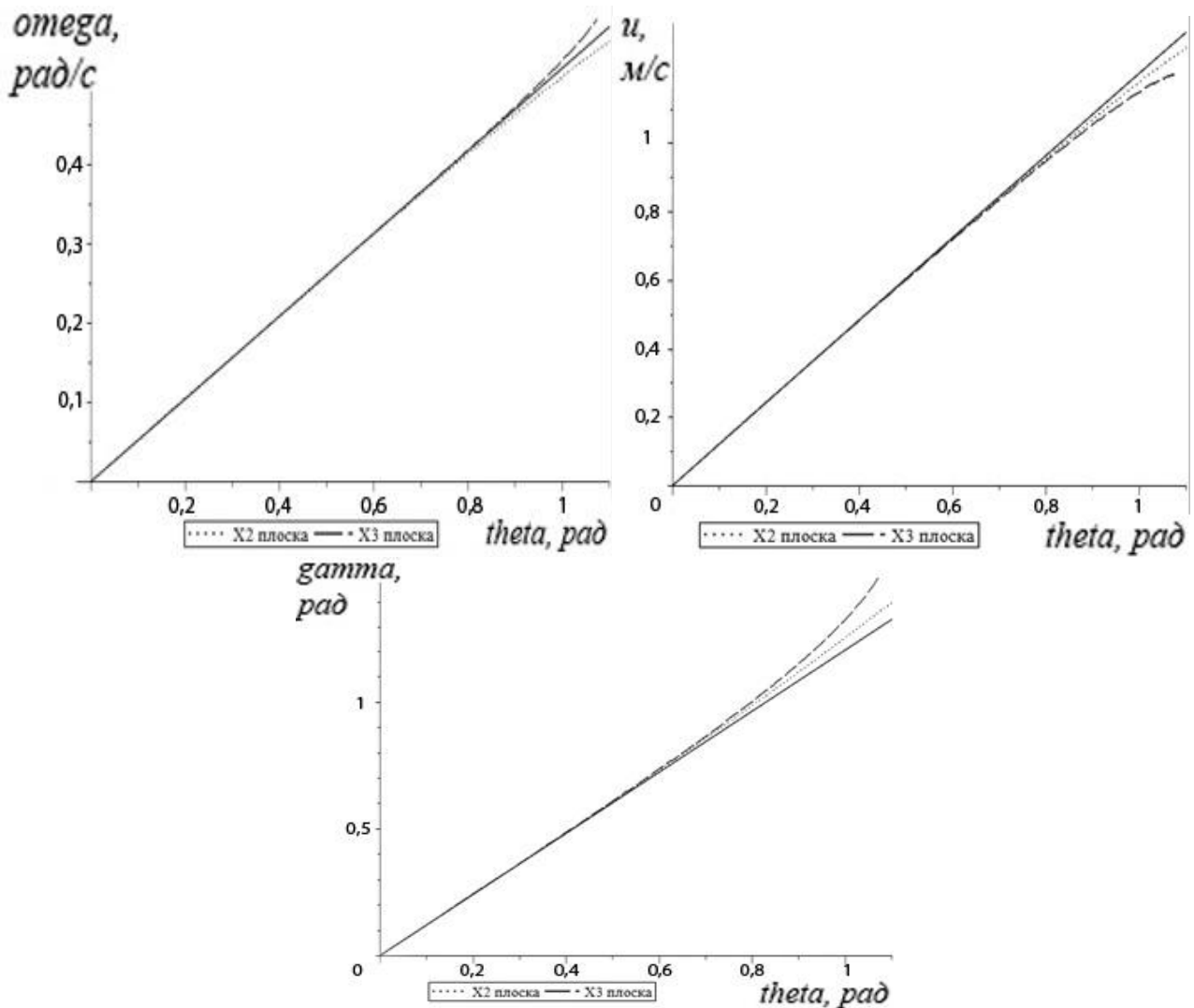


Рисунок 1 – Графіки рівноважних кривих для змінної ω , u , γ , при $v=3 \text{ м/с}$

Спочатку розглянемо графіки рівноважних кривих для значення поздовжньої швидкості $v=3$ м/с. За такої швидкості всі фазові змінні співпадають між собою в усьому діапазоні можливих значень кута повороту, впритул до значення $\theta = 0,8$ рад, хоча зі зростанням кута повороту θ при наявності тягового зусилля $X_3 \neq 0$ дещо змінюється характер кутової швидкості ω . При збільшенні поздовжньої швидкості до $v=8$ м/с фазові змінні u , ω , γ від кута повороту керованого колеса θ спостерігається збіг між різними варіантами прикладання тягового зусилля лише до значення $\theta=0,2$ рад, рис. 2. При цьому видно чітку кардинальну зміну характеру кривих для випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, по змінним ω та γ .

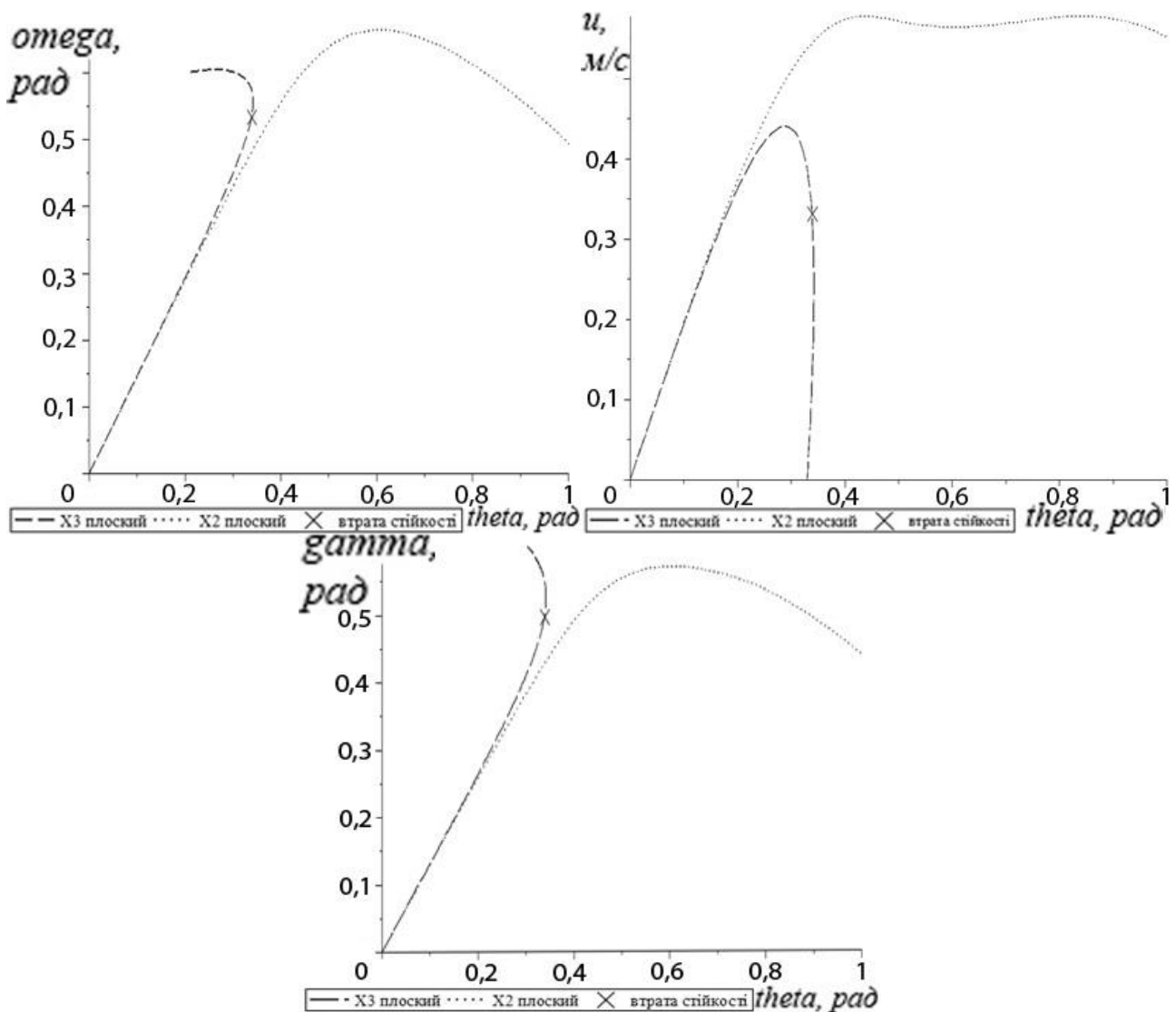


Рисунок 2 – Графіки рівноважних кривих для змінної ω , u , γ , при $v=8$ м/с

Оскільки дані рівноважні криві отримані методом продовження, який може будувати їх навіть при втраті швидкості, додатково проведено аналіз на втрату стійкості за методом Ляпунова та визначені власні значення коренів

характеристичного рівняння на максимальному значенні $\theta=1$ рад та швидкості $v=8$ м/с, для випадку коли тягове зусилля $X_2 \neq 0$. Власні значення вказують на відсутність втрати стійкості навіть для максимальних значень θ , що свідчить про рух без втрати стійкості. Аналогічні розрахунки власних значень проведені і для випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, свідчать про дивергентну втрату стійкості і показані на рис. 2 значком X.

Порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів

У **третьому** розділі визначені основні параметри автопоїзда, що впливають на вертикальну динаміку просторової моделі. Проаналізовано та розраховано вплив лобового опору на критичну швидкість та стійкість для стаціонарних режимів руху зчленованого автобуса.

Розглянуто послідовність побудови математичної моделі, яка б враховувала усі сили та моменти для зчленованого автобуса та об'єднувала б системи вертикальної динаміки і плоскопаралельного руху.

Першою складовою повної просторової системи рівнянь руху автопоїзда є рівняння плоскопаралельного руху, що враховують усі нелінійності, які притаманні плоскій двоколінійній моделі: фізичні (нелінійні сили відведення) та геометричні (тригонометричні функції як від параметра кута повороту керованого модуля і від змінної кута складання) нелінійності. Ця складова рівнянь руху може бути отримана відомим методом «розрізання вузлів» в точці з'єднання двох ланок.

Друга складова просторової моделі утворюються групою рівнянь, що відповідають просторовим коливанням по кутах крену та тангажу обох ланок зчленованого автобуса. Ці рівняння можуть бути отримані на основі формалізації рівнянь Лагранжа другого роду, для чого необхідно визначити кінетичну та потенціальну енергії системи. Коливання по кутах крену та тангажу розглядаються відносно поздовжніх та поперечних осей, що є проекціями відповідних центральних осей інерції на горизонтальну опорну поверхню (в рамках припущення малих кутів тангажу та крену).

Об'єднання цих двох підсистем проводиться шляхом введення в систему просторового руху моментів сил інерції (поздовжніх та поперечних), які визначаються в плоскій моделі, і прикладаються в центрах мас просторової моделі. В свою чергу, отримані в просторовій моделі вертикальні реакції опор використовуються для визначення сил відведення в плоскій моделі. Це наближає таку математичну модель до реального зчленованого автобуса. Необхідність розвитку та її ефективність буде проілюстровано на прикладі аналізу властивостей повороткості дволанкового автобуса з різними варіантами прикладання тягових зусиль (варіант тягового зусилля на другій осі першої ланки та на осі другої ланки автопоїзда)

У підсумку отримано повну систему рівнянь для просторового руху та побудовані графіки рівноважних кривих (аналогічно як і в другому розділі) по кутовій швидкості $\omega(\theta)$ та куту складання $\gamma(\theta)$ на швидкості $v=3$ м/с для випадків прикладання тягового зусилля $X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$. Отримані значення θ , порівнювалися з результатами, отриманими для плоскої задачі та зображені на рис. 3.

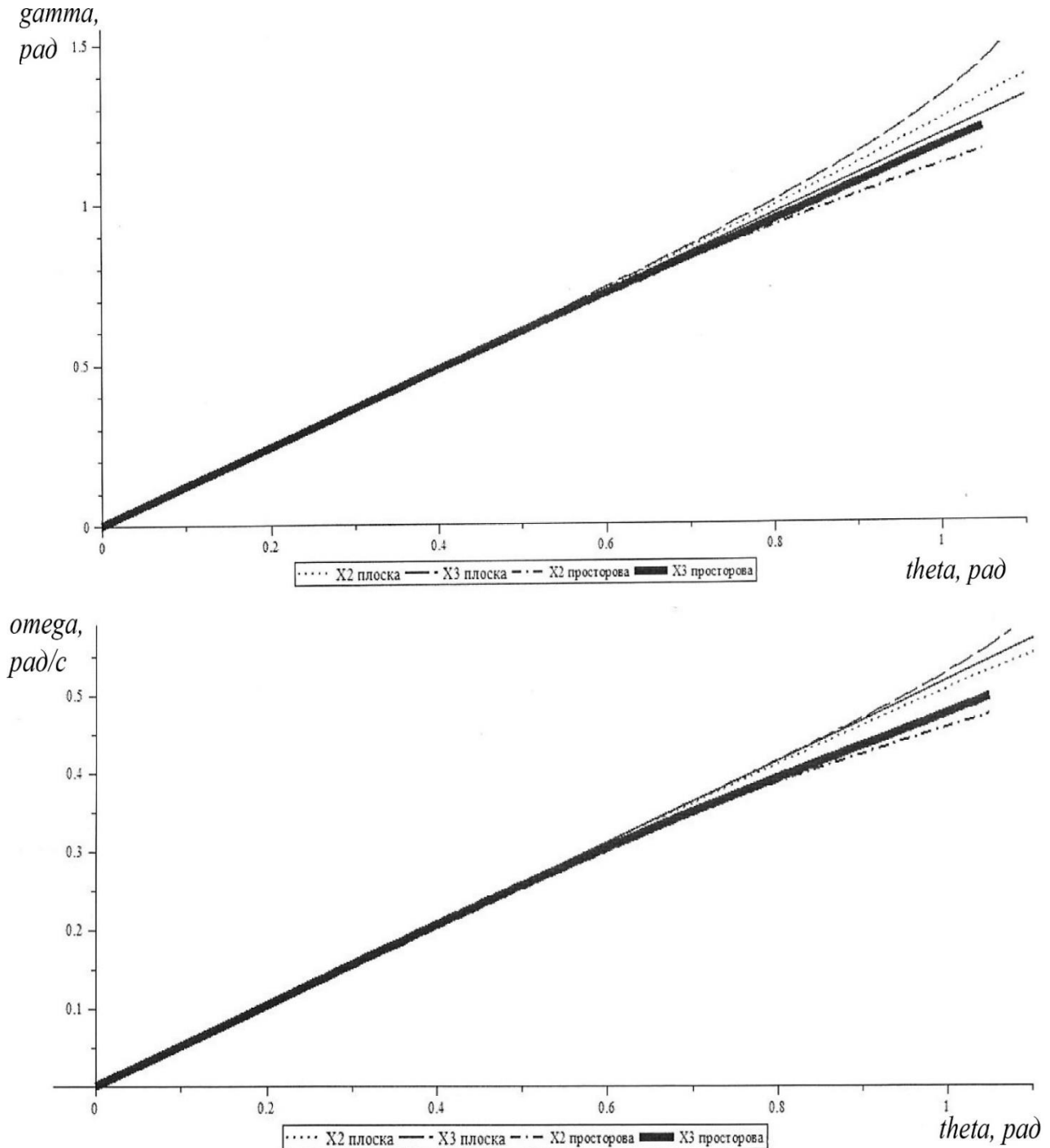


Рисунок 3 – Рівноважні криві, які відповідають змінній ω та γ при $v=3$ м/с

На Рисунок 4 **Ошибка! Источник ссылки не найден.** зображені рівноважні криві, які відповідають різним варіантам тягового зусилля по

кутовій швидкості $\omega(\theta)$ та куту складання $\gamma(\theta)$ для поздовжньої швидкості $v = 8$ м/с.

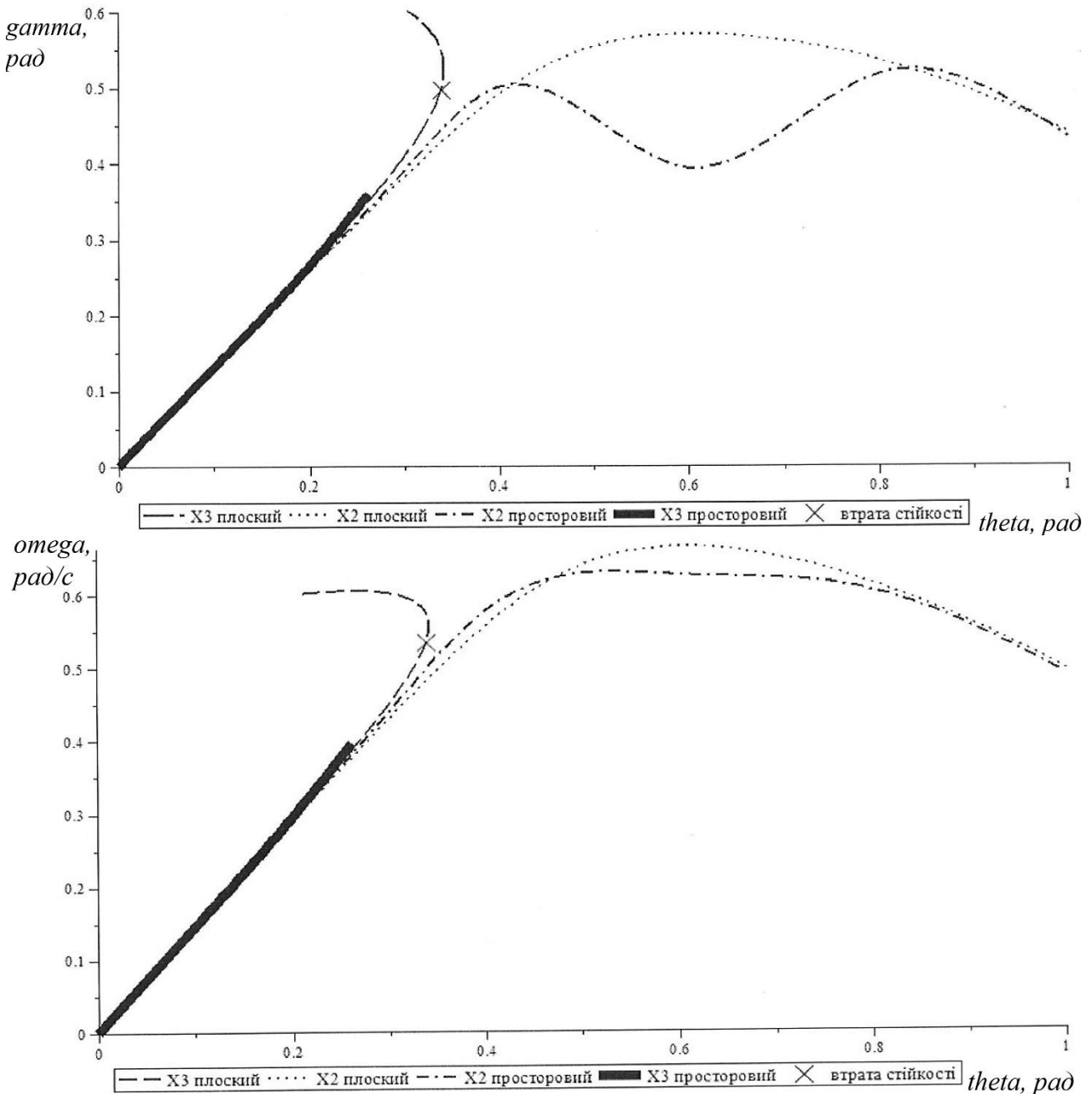


Рисунок 4 – Рівноважні криві які відповідають змінній ω та γ при $v = 8$ м/с

Звернемо увагу, що криві по кутовій швидкості $\omega(\theta)$ та куту складання $\gamma(\theta)$ для просторової моделі отримані шляхом чисельного інтегрування, оскільки для більш складної просторової моделі руху автопоїзда вже неможливо використати метод визначення стійкості по Ляпунову. При цьому на всій множині наведених значень θ , для варіанту поздовжньої швидкості $v=3$ м/с, система не втрачає стійкості на відміну від випадку при $v = 8$ м/с, де спостерігається втрата стійкості в точках закінчення графіків.

Наведений порівняльний аналіз вказує на спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двокільної просторової з урахуванням вертикальних коливань та перерозподілом вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів відведення. А саме до $\theta=0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

Окремо перевірялась працездатність системи рівнянь руху автобуса на зміну навантажень до кожної окремої осі та кожного окремого колеса. Результати зміни навантаження для кожної осі показані на Рисунок 5.

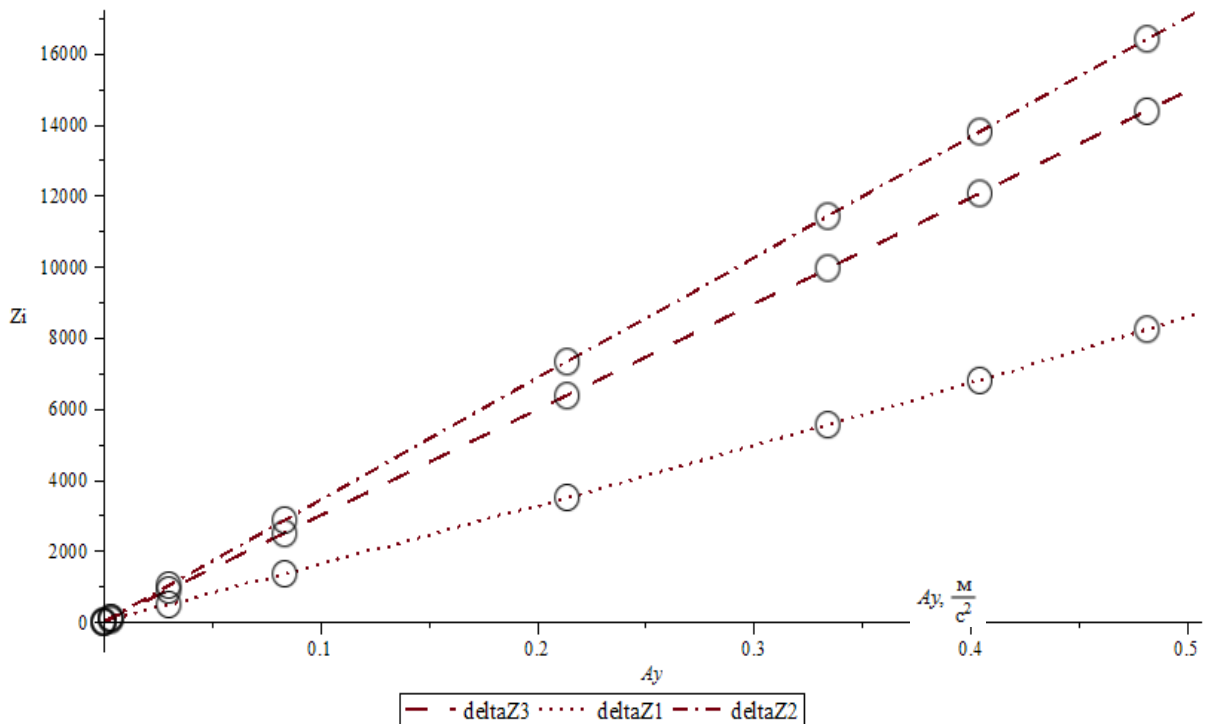


Рисунок 5 – Зміна вертикального навантаження ΔZ_i на кожній осі автобуса

Відповідно до змін перерозподілу вертикальних навантажень змінюються і коефіцієнти опору відведення по бортах на кожному колесі. Нижче наведені залежності коефіцієнтів опору відведення коліс автобуса, як функції бокового прискорення в кривій сталого радіуса (в кривій з постійним кутом Акермана).

В роботі було проведено окремий аналіз та порівняння кривих повороткості та складання для різних варіантів прикладання тягових зусиль для плоскої та просторової моделі. Узагальнений вигляд всіх кривих наведений на рисунку 6 та 7.

Графіки з позначенням точок «коло» відповідають варіантам завантаження за тягового зусилля $X_3 \neq 0$, а позначення точок значком «ромб» - $X_2 \neq 0$. Всі дані отримані шляхом чисельного інтегрування і в точках закінчення кривої закінчується і стійкий рух зчленованого автобуса на цьому круговому режимі. Усі графіки повороткості для варіанту $X_2 \neq 0$ характеризуються більшою стійкістю у порівнянні з варіантом прикладання

тягового зусилля $X_3 \neq 0$, що дозволяє стверджувати про коректність результатів по параметру стійкості.

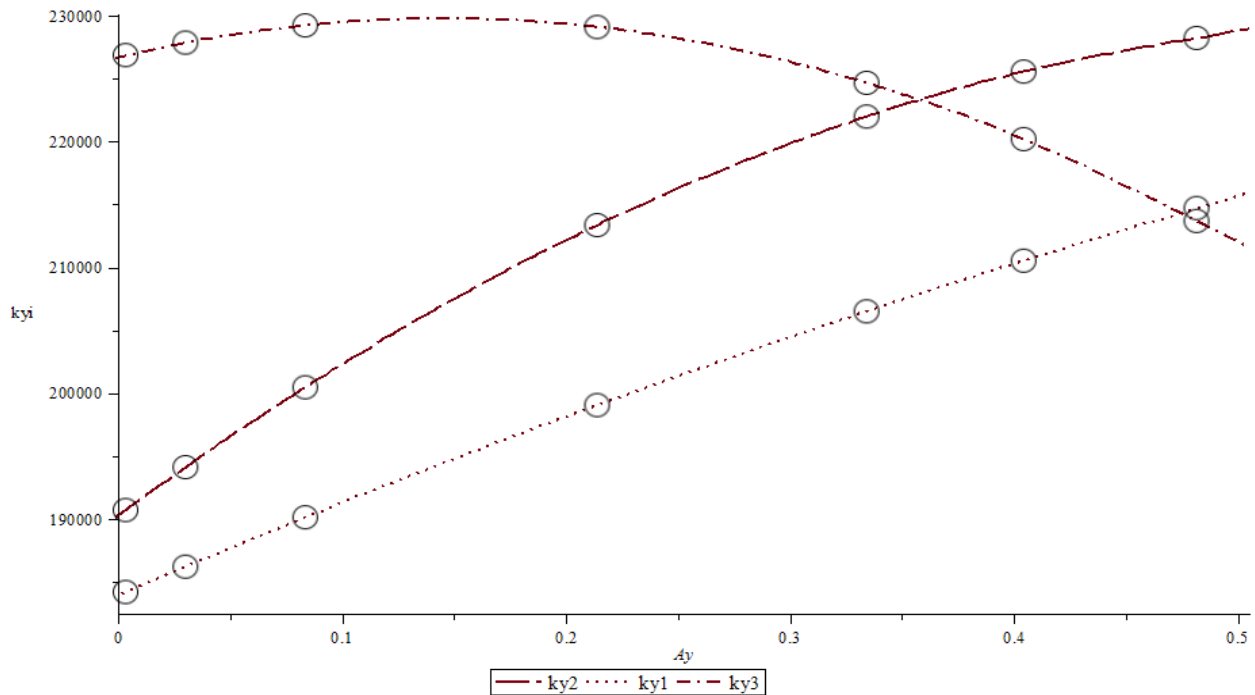


Рисунок 6 – Зміна коефіцієнтів опору відведення при зміні вертикального навантаження на колеса автобуса від бокового прискорення

З точки зору стійкості найгіршими виявилися варіанти для повністю завантаженого зчленованого автобуса та з завантаженням пасажирями другої ланки у випадку прикладання тягового зусилля до другої ланки $X_3 \neq 0$ (для цього радіуса $v=8$ м/с), а для випадку $X_2 \neq 0$ – тільки для повністю завантаженого зчленованого автобуса.

Важливою характеристикою маневреності є проходження «європейського кола» з максимально можливою швидкістю. Моделювання проводилось з максимальним фіксованим кутом повороту керованих коліс $\theta = 46^\circ$ та максимально можливою швидкістю. В роботі наведені результати математичного моделювання траєкторій руху характерних точок зчленованого автобуса при його входженні в європейське коло для різних випадків прикладання тягового зусилля та варіантів завантаження.

Наведений аналіз просторової моделі і плоскої нелінійної моделі дозволяє зробити наступні висновки:

- випадок $X_3 \neq 0$, коли перша ланка ведуча, залишається більш раціональним з точки зору інтервалу стійкості на кривій повороткості;
- випадок $X_3 \neq 0$ (ведуча друга ланка) призводить до збільшення надлишкової повороткості; зростає ширина коридору для реалізації руху в стаціонарних кругових режимах (збільшується кут складання в порівнянні з випадком коли $X_3 \neq 0$).

У порівнянні з плоскою моделлю інтервал стійкості для просторової моделі (реалізація руху зі сталим радіусом руху) – зменшується.

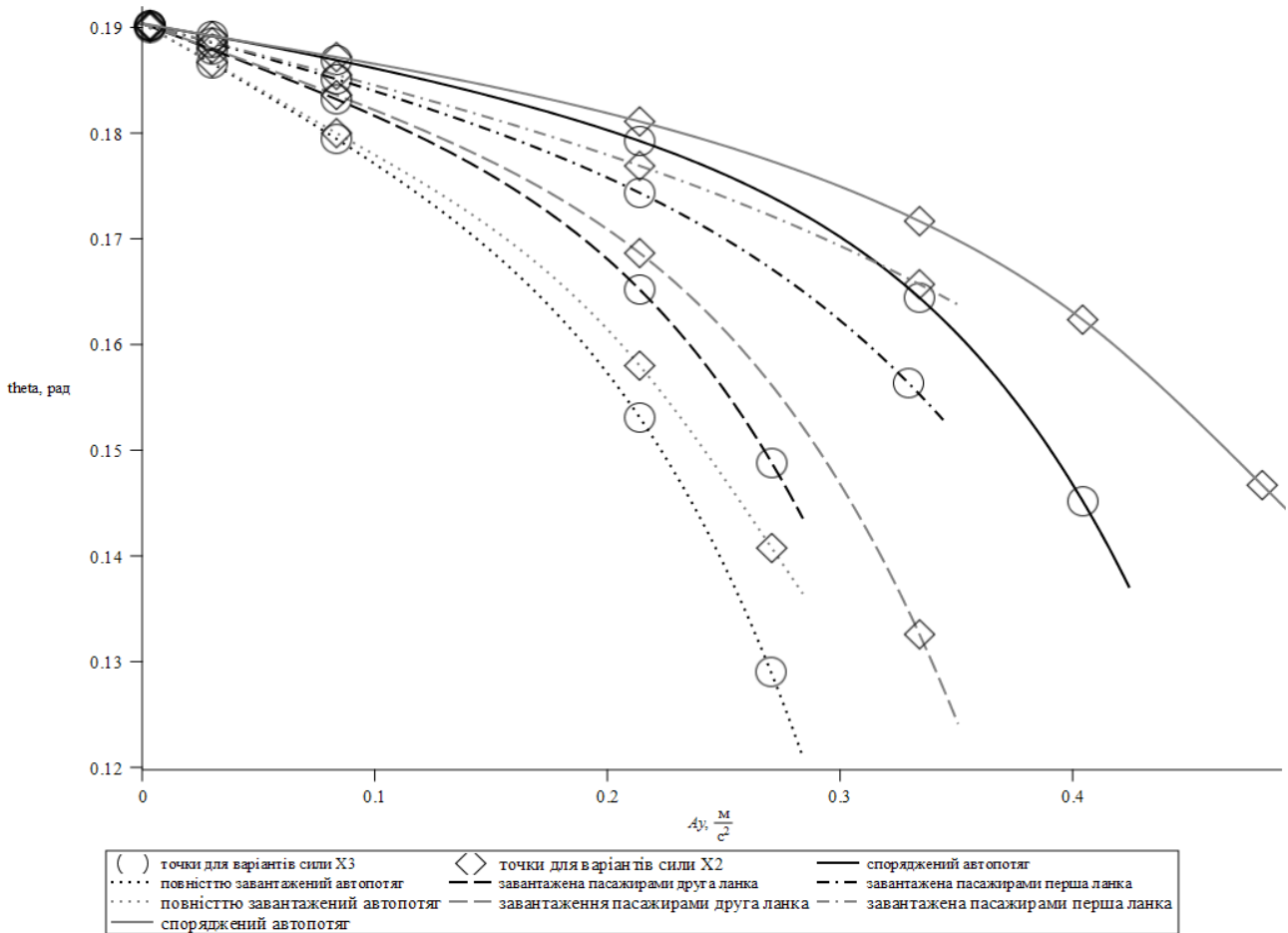


Рисунок 7 – Криві поворотності при різних варіантах завантаження зчленованого автобуса

У **четвертому** розділі проведена перевірка адекватності розроблених моделей для визначення показників маневреності та стійкості руху автобуса.

Наведені мета, задачі та об'єкт експериментального дослідження, проведений огляд вимірювальної та реєструючої апаратури.

Для найбільш точної роботи математичної моделі необхідний мінімальний набір коефіцієнтів та параметрів саме того прототипу, який буде в подальшому порівнюватися з розробленою математичною моделлю. Серед найбільш впливових на характер руху автобуса є жорсткісні характеристики підвіски, які безпосередньо визначають властивості вертикальної динаміки. В роботі проілюстрований метод ідентифікації жорсткісних характеристик підвіски, що отриманий дослідно безпосередньо з досліджуваного прототипу, і відповідає значенню $C_{ж} = 403456,35$ Н/м.

Для коливань будь-якої матеріальної точки, окрім параметру вертикальної жорсткості підвіски, наступним по важливості є параметр вертикального демпфування. Ці два параметри повністю визначають період та амплітуду згасання коливань, які впливають на плавність та хід підвіски транспортного засобу, особливо в нашому випадку, коли комфорт перевезення пасажирів має бути на відповідному рівні. Для ідентифікації параметра демпфування підвіски пропонується комбінований підхід. Спочатку

використовуються результати експериментально отриманих характеристик процесу загасання коливань в стійці підвіски реального прототипу, після чого на основі як повної математичної моделі, так і її спрощень проводиться чисельне моделювання коливання підвіски і отримані результати порівнюються між собою.

Якщо для найпростішої одноступеневої системи характеристика швидкості загасання коливань визначається лише одним наведеним коефіцієнтом демпфування, то для системи з двома ступенями свободи, отримати явний аналітичний вираз для швидкості загасання коливань не представляється можливим. Це призводить до необхідності використання наближених чисельних методів, що включають завдання чисельного інтегрування і апроксимації обвідної експоненти, показник якої буде визначати шукану швидкість загасання коливань.

У широкому діапазоні значень, поки невідомих, коефіцієнтів демпфування аналіз характеру інтегральних кривих вказує на швидке загасання коливань по кутовій координаті (по галопуванню), і в подальшому коливання відбуваються як в системі з одним ступенем свободи (по вертикальному переміщенню). Це дозволяє нам визначити відповідний коефіцієнт демпфування, підбираючи значення показника експоненти, так щоб вона задовольняла властивості обвідної. Коефіцієнт демпфування задньої підвіски, з огляду на конструктивні особливості, відповідає

$$k_{d2} = 2k_{d1} = 31600$$

Оскільки автобус може мати різне завантаження, приділений окремий пункт визначенню графо-аналітичним методом центрів мас пасажирів окремо для повного завантаження пасажирями першої та другої ланки. Результати по значенню та положенню ваги наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Масово-геометричні параметри зчленованого автобуса

Параметр	a , м	b , м	d_1 , м	b_1 , м	m , м	m_1 , м
1. Повне завантаження (повна маса)	3.28	2.52	4.35	0.65	17445	10855
2. Повне розвантаження (споряджена маса)	3.33	2.47	4.41	0.59	11985	5850
3. Завантаження тільки першої ланки	3.28	2.52	4.41	0.59	17445	5850
4. Завантаження тільки другої ланки	3.33	2.47	4.35	0.65	11985	10855
5. Навантаження у центрі мас пасажирів	3.18	2.82	4.27	0.73	5460	5005

Для перевірки адекватності роботи математичної моделі, проведений порівняльний аналіз руху реального прототипу з результатами математичного моделювання, на двох базових маневрах «поворот на 90°» та «розгін-гальмування». В маневрі «поворот на 90°» особлива увага приділялася визначенню зміни курсового кута, кута крену та співпадіння траєкторії руху

прототипу та математичної моделі. Для цього отримані значення зміни кута повороту керованих коліс $\theta(t)$ були оброблені в пакеті математичного моделювання Maple, а масив даних підставили для обчислень по змінній $\theta(t)$, та задали відповідну швидкість. Результати математичного моделювання та реального руху автопоїзда по змінним курсового кута $\epsilon(t)$ та кута складання $\gamma(t)$ наведені на рисунках 8 та 9.

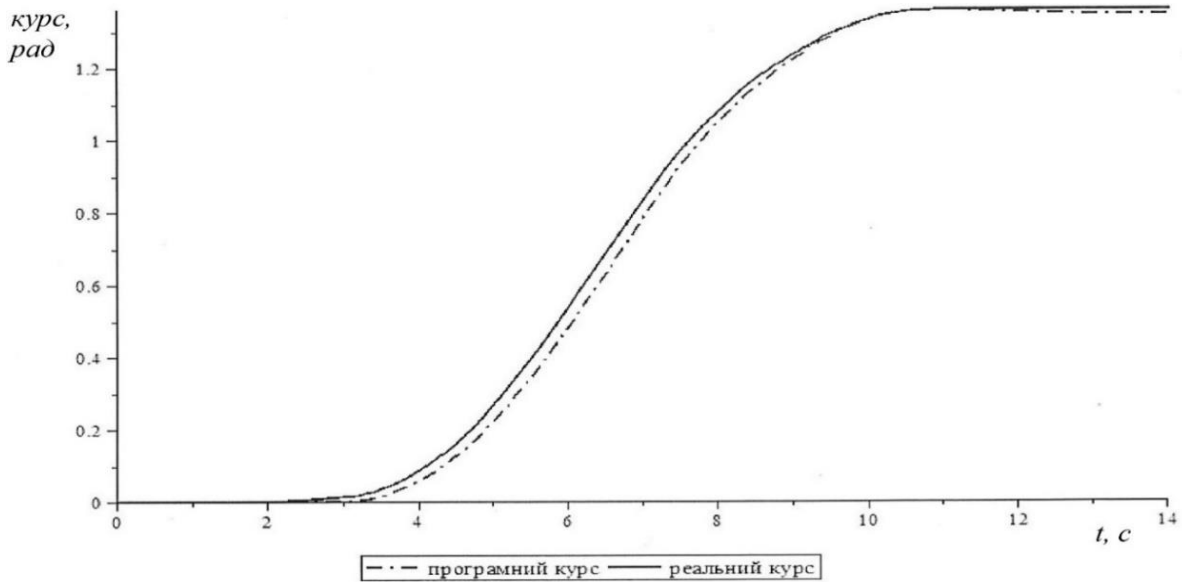


Рисунок 8 – Графік зміни курсового кута від часу $\epsilon(t)$

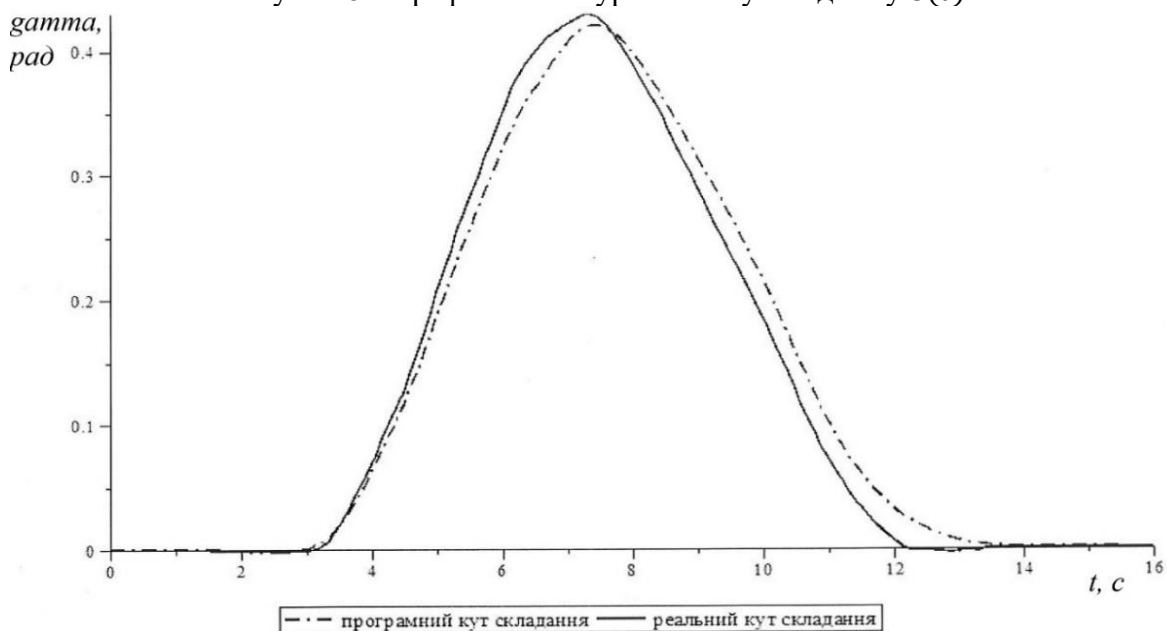


Рисунок 9 – Графік зміни кута складання від часу $\gamma(t)$

В маневрі «розгін-гальмування» приділялася окрема увага визначенню закону руху автопоїзда та зміні кута галопування. Результат чисельного інтегрування кривої кута крену $\psi(t)$ (Рисунок 10) відповідає початку і кінцю руху автопоїзда при ідеальних умовах. Експериментальна крива має значне відхилення на початку, але друга її половина відповідає загальній зміні кута крену, $\psi \approx 2^\circ$.

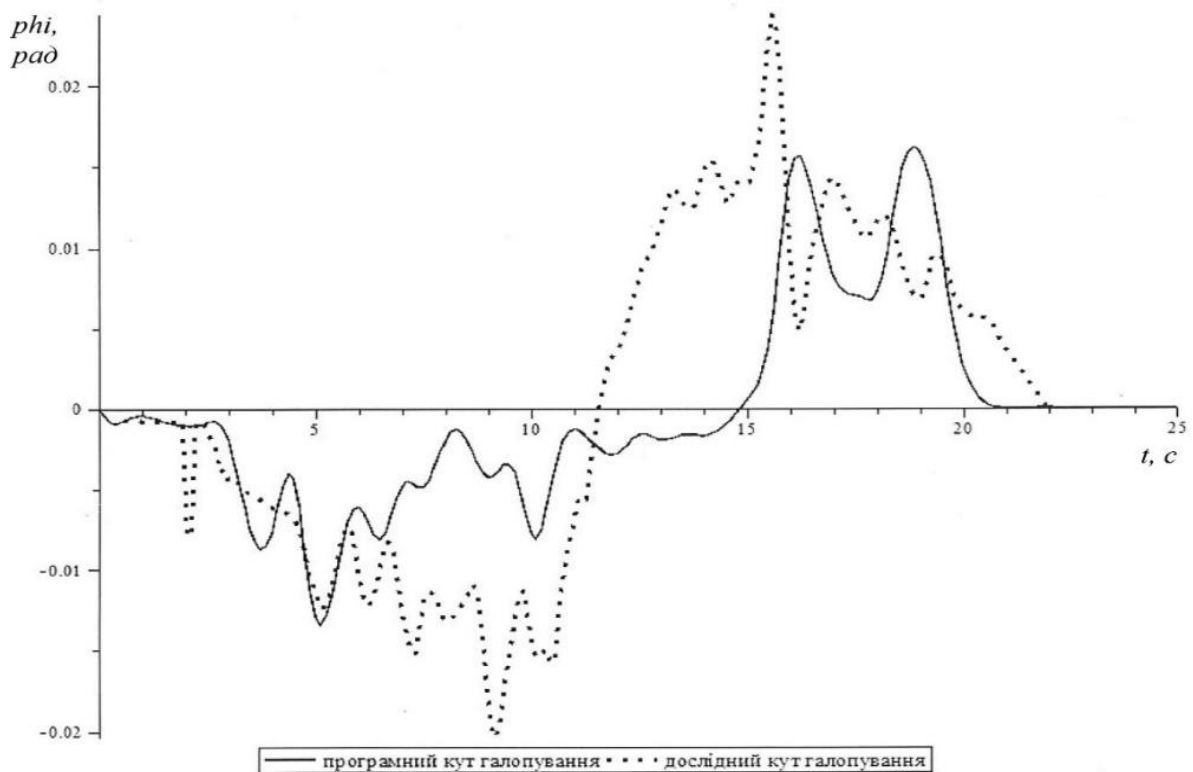


Рисунок 10 – До визначення залежності кута галопування $\varphi(t)$

На етапі порівняльного аналізу виявлені певні кількісні розходження в залежностях по куту тангажу, які можуть бути пояснені не точним завданням головного центрального (поперечного) моменту інерції та похибками в отриманих з експерименту даних (по швидкості), а також за можливої невідповідності розташування центра мас в поперечній площині.

Найбільш повну картину адекватності математичної моделі просторового руху з реальним прототипом було отримано при співставленні результатів маневру «поворот на 90° ». При цьому маневрі залежності курсового кута першої ланки та кута складання між першою та другою ланками повністю підтвердилось в процесі математичного моделювання, причому вхідними параметрами, які використовувались при математичному моделюванні, були середня швидкість поздовжнього руху прототипу та залежність зміни кута повороту керованих коліс як функції часу, що були отримані відповідним датчиком під час експерименту. На виході математичної моделі ми отримували весь набір фазових змінних, серед яких були інтегральні криві кута складання та курсового кута, які повністю співали з даними натурного експерименту.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов'язана з урахуванням впливу компоновальних параметрів та експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних способів прикладення тягового зусилля - або на другу вісь першої ланки, або на вісь другої ланки.

1. Розроблені математичні моделі зчленованого автобуса різного ступеню складності за двох варіантів прикладання тягових зусиль або на другій осі першої ланки, або на осі другої ланки. Встановлена спадкоємність послідовності низки уточнень моделі від лінійної плоскої до двоколіїної просторової з урахуванням вертикальних коливань і перерозподілу вертикальних навантажень та відповідною корекцією коефіцієнтів опору відведення коліс осей автобуса. Показано, що при куті повороту керованих коліс автобуса до $\theta = 0,2$ рад можна користуватися простою лінійною моделлю, а при більших значеннях θ бажано використовувати просторову модель, яка звужує області стійкості для попередніх моделей.

2. Проведена верифікація нелінійної моделі на різних рівнях та порівняння нелінійної з лінійною моделями за параметрами складання і повороткості з урахуванням точки прикладання тягових зусиль ($X_2 \neq 0$ та $X_3 \neq 0$). У випадку $X_2 \neq 0$ – ведуча перша ланка, характер повороткості змінюється від надлишкової до недостатньої при достатньо великих значеннях бокового прискорення центра мас першої ланки автопоїзда, та має місце збереження стійкості на всій кривій повороткості при вибраних в роботі значеннях конструктивних параметрів прототипу; у випадку $X_3 \neq 0$ – ведуча друга ланка, характер надлишкової повороткості має тенденцію до збільшення при зростанні бокових прискорень. При цьому встановлені межі втрати дивергентної стійкості моделі, які відбуваються в межах бокового прискорення $A_y = 0,46$.

3. Отримані рівняння повороткості та кута складання, аналітичні співвідношенням яких визначають множину стаціонарних станів в залежності від параметру поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс автобуса. За малих значень кута повороту та поздовжньої швидкості зчленованого автобуса відповідні характеристики лінійної і нелінійної моделей співпадають, що свідчить про внутрішнє протиріччя у цих моделях.

4. Порівняльний аналіз двох варіантів прикладання тягових зусиль або до другої осі першої ланки, або до осі другої ланки приводить до однозначного висновку про більш раціональну схему, яка відповідає випадку $X_2 \neq 0$, як з точки зору повороткості і стійкості, так і реалізації меншого габаритного коридору за стаціонарних кругових рухів.

5. На основі узагальненої математичної моделі просторового руху зчленованого автобуса встановлена раціональна схема реалізації тягових зусиль на другій осі першої ланки, яка дозволяє зменшити мінімальні радіуси повороту на 10-20% та підвищити стійкість та маневреність автобуса у неусталених режимах руху.

6. Встановлені найбільш сприятливі варіанти завантаження автобуса, які підвищують його маневреність та стійкість руху. Найкращим в плані стійкості є варіант прикладання зусилля до другої осі першої ланки та абсолютно порожнього автопоїзда. Найгіршим – варіант повного завантаження та прикладання тягового зусилля до осі другої ланки. Так, при виконанні маневру «європейське коло» за умови $X_2 \neq 0$ та повній масі зчленованого автобуса стійкість такого варіанту зберігається до швидкості $v=5,3$ м/с, у той час як у

випадку прикладання тягового зусилля до осі другої ланки автопоїзда та повного його завантаження максимальна швидкість зменшується до значення $v=3,7$ м/с.

7. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей автобуса різного ступеня складності. Так, максимальні відхилення експериментальних і розрахункових даних по куту крену, галопуванню і тангажу, а також кута складання при виконанні різних маневрів не перевищували 5^0 . Максимальні відхилення траєкторії другої ланки автобуса від першої не перевищили 6,3% від його колії.

8. Рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості зчленованих автобусів особливо великого класу шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів автобуса і причепа прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Місько Є.М. Ідентифікація параметра демпфірування пневмодпідвіски міського автобуса / Є.М. Місько // Вісник ХНАДУ. – Харків.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 74, С. 106-109;
2. Мисько Е.М. Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105. / Е.М. Мисько // Вестник ДААТ. – Донецк.: ДААТ, 2014. – Вып. 2-3., С. 68-72;
3. Сахно В.П. Ідентифікація параметра жорсткості підвіски колісного транспортного засобу / В.П. Сахно, Є.М. Місько // Наукові нотатки. – Луцьк.: ЛНТУ, 2016. Вип 55., С. 355-359;
4. Бондаренко А. Є. Експериментальне визначення залежностей сил відведення дволанкового автопоїзда / А. Є. Бондаренко, В. Г. Вербицкий, В. Г. Хребет, Є. М. Місько // Науковий журнал "Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті". – Луцьк.: ЛНТУ, 2018., С. 34-37;
5. Вербицкий В.Г. Влияние перераспределения нагрузок по осям на критическую скорость прямолинейного движения автомобиля / В.Г. Вербицкий, Е.М. Мисько // «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту». – Донецк.: ДААТ, 2009. – №2., С. 58-67;
6. Сахно В.П. До порівняльної оцінки триланкових пасажирських автопоїздів за стійкістю руху/В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.М.Поляков, Є.М.Місько//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2019. - №2(13)., С.146-155;
7. Сахно В.П. До порівняльної оцінки транспортних засобів для міських перевезень пасажирів в системі BRT / В.П.Сахно, В.М.Поляков, Є.М.Місько, Омельницький О.Є. // Автошляховик України. – 2019, №6, С. 7-11;

8. Сахно В.П. До аналізу конструкцій транспортних засобів для міських перевезень пасажирів / В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Є.М.Місько // Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(10), 2019. – С. 108-119.

Публікації апробаційного характеру

9. Місько Є.М. Про можливість використання сучасних сенсорів MEMS як основи для інерційно-навігаційної системи / LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – К.: НТУ. 2016. С. 43;

10. Місько Є.М. До експериментального визначення заложеностей сил відведення дволанкового автопоїзда // V міжнародна науково-технічна конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей». – Луцьк-Світязь.: ЛНТУ. 29.05.18-01.06.18. С. 28;

11. Бондаренко А. Є. Аналіз розподілу тягових зусиль на осях на властивість поворотності дволанкового автопоїзда для стаціонарних кругових режимів / А. Є. Бондаренко, Є. М. Місько // Проблеми розвитку транспорту і логістики: Збірник наукових праць за матеріалами VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, Северодонецьк-Одеса, 26-28 квітня 2017 р. – Северодонецьк: вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. - С. 175-176;

12. Місько Є.М. Визначення коефіцієнта бічному відведенню колеса як функції вертикального навантаження / Друга всеукраїнська науково-практична конференція "Автобусобудування та пасажирські перевезення". – Львів.: ЛПП, 2016. С. 59-61;

13. Бондаренко А. Є. Аналіз поворотності дволанкового автопоїзда в залежності від розподілу тягових зусиль на осях / А. Є. Бондаренко, Є. М. Місько // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали Третьої всеукраїнської міжнародної конференції / Національний університет «Львівська політехніка». - Львів, 2018. - С. 81-84.

АНОТАЦІЯ

Місько Є.М. Поліпшення показників поворотності та стійкості руху зчленованого міського автобуса особливо великого класу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – «Автомобілі та трактори» – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-технічної задачі щодо питання маневреності і стійкості руху зчленованого автобуса (у подальшому автопоїзда) з урахуванням можливого прикладання тягового зусилля до різних його осей, а також перерозподілу навантажень по бортам і

осям автобуса і причіпної секції за різних варіантів їх завантаження пасажирями.

За результатами теоретичних досліджень на математичних моделях різного ступеня складності було доведено вплив варіанту прикладання тягового зусилля або на другій осі автобуса, або на осі причіпної секції на параметри поворотності та складання автопоїзда.

Удосконалено двоколіїну плоску математичну модель руху автопоїзда до просторової, з урахуванням вертикальних коливань коліс усіх його осей. Це дало можливість врахувати зміну вертикальних навантажень зі зміною бічних сил відведення і їх вплив на зміну поворотності автопоїзда.

За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що запропонована просторова математична модель відповідає характеру руху реального автопоїзда.

Ключові слова: міський автобус особливо великого класу, маневреність, поворотність, курсова стійкість, вертикальні коливання, автопоїзд, кут складання, коефіцієнт бічного відведення.

АННОТАЦІЯ

Мисько Е.М. Улучшение показателей поворачиваемости и устойчивости движения сочлененного городского автобуса особо большого класса. - Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 - «Автомобили и тракторы» - Национальный транспортный университет, Киев, 2020.

Диссертация посвящена решению научно-технической задачи по вопросу маневренности и устойчивости движения сочлененного автобуса (в дальнейшем автопоезда) с учетом возможного приложения тягового усилия к различным его осям, а также перераспределения по бортам и осям автобуса и прицепной секции при различных вариантах их загрузки пассажирами.

Установлены наиболее благоприятные варианты загрузки автобуса, которые повышают его маневренность и устойчивость движения. Лучшим в плане устойчивости является вариант приложения усилия ко второй оси первого звена для автопоезда без пассажиров. Худшим - вариант полной загрузки и приложения тягового усилия к оси второго звена. Так, при выполнении маневра «европейское кольцо» при $X_2 \neq 0$ и полной массе сочлененного автобуса устойчивость такого варианта сохраняется до скорости $v = 5,3$ м / с, в то время как в случае приложения тягового усилия к оси второго звена автопоезда и полного его загрузки максимальная скорость уменьшается до значения $v = 3,7$ м / с.

Результатами экспериментальных исследований доказана адекватность предложенной пространственной математической модели автопоезда.

Предложена методика идентификации жесткостных и демпфирующих свойств подвески колес автобуса и прицепной секции. На основе полученных

параметров была создана математическая модель колебания колеса с учетом соответствующих диссипаций, что в свою очередь позволило усовершенствовать двухколейную математическую модель движения автопоезда в пространстве, с учетом вертикальных колебаний колес всех его осей. Это позволило учесть изменение вертикальных нагрузок с изменением боковых сил увода и их влияние на изменение поворачиваемости автопоезда.

Ключевые слова: городской автобус особо большого класса, маневренность, поворачиваемость, курсовая устойчивость, вертикальные колебания, автопоезд, угол складывания, коэффициент бокового увода.

ABSTRACT

Misko E.M. Improvement in maneuverability and stability of motion of an articulated urban bus of extra-large class. – Qualification scientific work on the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical Sciences, specialty 05.22.02 – "Automobiles and tractors" – National transport University, Kyiv, 2020.

The dissertation is devoted to the problem of solving the scientific and technical task about the maneuverability and stability of motion of the jointed bus (later trains) with the possible application of traction in different axes and redistribution u on the sides and axles of the bus and trailer sections on different options for loading passengers.

According to the results of theoretical research on mathematical models of various complexity has been proven effect of application of traction or the second axis of the bus, or on the axis of the trailer section on the parameters of maneuverability and folding train.

The technique of identifying hard and damping properties of the suspension of the wheels of the bus and trailer section. Based on the obtained parameters, a mathematical model of the oscillations of the wheel taking into account the relevant dissipate, which, in turn, allowed to improve two-track mathematical model of motion of lorry convoy to spatial, taking into account the vertical oscillations of the wheels of all axles. This gave the opportunity to consider the change of vertical loads with changes in lateral forces of withdrawal and their influence on the change in the maneuverability of the road train.

According to the results of experimental researches it is established that the proposed spatial mathematical model corresponds to the real nature of the road train.

Key words: City bus of extra-large class, agility, maneuverability, directional stability, vertical oscillation, combination, corner folding, the coefficient of slip.