

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Омельницький Олег Євгенович



УДК 629.113

ПОЛІПШЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ МЕТРОБУСІВ

Спеціальність 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному транспортному університеті (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
Гандзюк Микола Олександрович,
Луцький національний технічний університет
Міністерства освіти і науки України, доцент
кафедри автомобілів і транспортних технологій
(м. Луцьк).

Захист відбудеться «27» квітня 2021 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 «25» березня 2021 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С. В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В рамках Міжнародного саміту мерів (ІМС) міст, який пройшов 9 жовтня 2018 року в Києві, концерн Daimler запропонував українським містам реалізувати систему транспорту BRT (Bus Rapid Transit), яка вже функціонує в 200 мегаполісах світу. Вона цілком може замінити дорогий метрополітен, а реалізована може бути за 1-2 роки. Також важливою складовою BRT системи є спеціальні зупинки. Посадка пасажирів в автобуси відбувається не на звичайних зупинках, а на спеціальних терміналах (станціях), які обладнані турнікетами, де відбувається оплата за проїзд.

Головною економічною перевагою швидкісного автобуса перед звичайним є значно менша витрата палива в перерахунку на перевезення одного пасажирів. Цього досягають за рахунок раціональних, спеціально розрахованих режимів руху. На лінії BRT, як правило, курсують автобуси особливо великої місткості (18 або 22, 24, 25 м), однак головною відмінністю від звичайних міських маршрутів є те, що вони їздять по окремії (виділеній) смузі з невеликими інтервалами, наприклад 1 хвилина. Поряд з незаперечними перевагами трисекційних зчленованих автобусів і тролейбусів (які в системі BRT називають метробусами) їм притаманні і недоліки - гірше маневреність і стійкість руху. Тому вирішення питань, пов'язаних з поліпшенням маневреності і стійкості руху триланкових метробусів є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до НДР "Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів" № держреєстрації РК 0104U003341, що виконується кафедрою автомобілів Національного транспортного університету.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є покращання маневреності та стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоновальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

Відповідно до мети **завдання** дослідження визначені в такий спосіб :

- вибір та обґрунтування показників для оцінки маневреності та стійкості руху триланкового метробуса;
- розробка математичної моделі неусталеного криволінійного руху триланкового метробуса і на її основі проведення розрахунково-теоретичних досліджень для визначення і порівняльної оцінки рівня маневреності і стійкості руху метробусів різних компоновальних схем за обраною системою оціночних показників;
- аналіз впливу конструктивних і компоновальних параметрів метробуса на показники маневреності і стійкості руху;
- експериментальні дослідження моделі триланкового метробуса, перевірка адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам.
- розробка рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників маневреності триланкових метробусів різних компоновальних схем.

Об'єкт дослідження – маневреність і стійкість руху триланкових метробусів різних компоновальних схем.

Предмет дослідження – вплив конструктивних і компоновальних параметрів триланкових метробусів на показники маневреності та стійкості їх руху.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання для визначення параметрів маневреності та стійкості руху метробуса; багатоваріантні розрахунки показників маневреності і стійкості руху метробусів різних компоновальних схем; експериментальні дослідження моделі триланкового метробуса для визначення показників маневреності і перевірки адекватності розроблених математичних моделей.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-практичної задачі підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів:

вперше отримані якісні і кількісні оцінки ступеня впливу різних конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності і стійкості руху триланкових метробусів різних компоновальних схем;

удосконалено багатомасову нелінійну математичну модель динаміки керованого руху триланкових метробусів різних компоновальних схем, на основі якої визначені показники їх маневреності, критичної швидкості і швидкості появи коливальної нестійкості;

отримало подальший розвиток питання порівняльної оцінки показників маневреності триланкових метробусів на жорстких і еластичних у бічному напрямку колесах.

Практичне значення одержаних результатів складають:

- математична модель керованого руху триланкових метробусів, методика і програма розрахунків оціночних показників і характеристик маневреності і стійкості руху таких транспортних засобів, а також результати розрахунково-теоретичних досліджень, що можуть бути використані заводами і проектними організаціями автомобільної промисловості при їх створенні як на стадії проектування, так і при їх доводці;

- рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів, що можуть бути використані підприємствами автомобільного транспорту при оцінці можливості їх експлуатації, виборі раціонального складу, внесенні необхідних змін у конструкцію окремих ланок метробуса, а також виборі безпечних умов і режимів їх руху.

Матеріали дисертації прийняті до використання ТОВ «Чернігівський автозавод», Автомобільною компанією «Богдан Моторс» та відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 12 друкованих працях. Робота [2] написана самостійно. У роботах виконаних у співавторстві здобувачу належать: у роботі [1] - визначені масові та габаритні показники триланкового

метробуса; у роботі [3] - визначені показники маневреності некерованого триланкового метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах; у роботі [4] – визначені показники маневреності триланкового метробуса з керованим другим причепом; у роботі [5] – проаналізовано вплив конструктивних параметрів метробуса на показники його маневреності; у роботі [6] – визначена критична швидкість руху метробуса та проаналізовано фактори, що впливають на її чисельне значення; у роботі [7] – визначена габаритна смуга руху метробуса та проаналізовані фактори, що на неї впливають; у роботі [8] – визначені кути складання метробуса для різних стадій повороту; у роботі [9] – визначені переваги, недоліки та перспективи метробусів в Україні; у роботі [10] – проаналізовано вплив компоновальних параметрів метробусів на показники їх маневреності; у роботі [11] – визначені умови для використання метробусів в Україні; у роботі [12] – розглянуті можливості поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались на LXXIII науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету у 2018 р.; на II Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 – 26 квітня 2018 року, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава); на VI міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет; на 9-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: Херсонська державна морська академія, 13-14 вересня 2018; на IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. Миколаїв-Коблево, 20-22 вересня 2018 року; на міжнародній науково-практичній конференції «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych» (Польща, Жешув, 2018 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018.

Публікації. Матеріали дисертації висвітлені у 12 роботах, зокрема 5- у фахових виданнях; 1 – у науковому фаховому виданні, індексованому у Scopus; 1 - у закордонному виданні та 5 – у матеріалах міжнародних конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 144 найменувань, містить 12 таблиць, 54 рис. і 3 додатки. Роботу виконано на 176 сторінках машинописного тексту, з яких 154 сторінки основного тексту.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми роботи, сформульовано мету та задачі дослідження, наукову новизну та практичну значимість отриманих результатів, представлено дані про зв'язок роботи з науковими програмами і темами, наведено інформацію про апробацію, публікації.

У першому розділі виконано аналіз конструкцій шарнірно-з'єднаних автобусів особливо великого класу, а також приводів управління причіпною ланкою за різних керуючих зв'язків, на основі якого визначені їх переваги та недоліки. Відмічені сучасні тенденції в розвитку конструкцій шарнірно-зчленованих автобусів (ШЗА) та сформульовано засади щодо їх безпечної і максимально ефективної експлуатації.

Виконано аналіз літературних джерел, пов'язаних з дослідженнями автомобільних поїздів та розглянуто можливі варіанти підвищення ступеня пристосованості ШЗА до конкретних умов експлуатації за маневреністю і стійкістю руху. Показано, що для поліпшення маневреності триланкових метробусів варто керувати колесами першого або другого причепа. При цьому синтез закону керування представляє досить складну задачу, але її вирішення у ряді випадків дозволяє суттєво зменшити габаритну смугу руху метробуса. Вибір закону керування колесами першого або другого причепа, а також компонувальних параметрів метробуса є основною задачею маневреності та стійкості руху таких автотранспортних засобів. Звертається увага на негативний вплив системи керування поворотом коліс причіпної ланки на стійкість руху ШЗА. Показано, що критична швидкість ШЗА з керованим причепом завжди нижча, ніж в автопоїздів із некерованими ланками. На підставі проведеного аналізу сформульована мета та завдання дослідження.

У другому розділі визначені показники маневреності, зокрема габаритної смуги руху (ГСР) метробуса, на жорстких і еластичних у бічному напрямку колесах. Методика розрахунку ГСР на жорстких у бічному напрямку колесах базується на визначенні кутів складання ланок автопоїзда і зміщення траєкторій ведених ланок щодо траєкторії ведучої.

Траєкторія кожної ланки метробуса визначається траєкторією її головної точки, тобто при розгляді питань кінематики повороту триланкового метробуса його можна звести до двовісного автобуса і двох одновісних причепів, який можна розділити на дві пари кінематичних ланок – автобус + перший причіп з некерованими колесами (осями) і перший причіп + другий причіп як з некерованою, так і керованою задньою віссю.

При односторонньому криволінійному русі кожна пара ланок метробуса проходить декілька стадій, зокрема стадія початкового прямолінійного руху (перед поворотом); стадія входження в поворот; рух метробуса по коловій траєкторії з постійним радіусом; стадія виходу з повороту; вихід автобуса на прямолінійну траєкторію.

Аналіз залежностей криволінійного руху метробуса дає чітку картину процесу повороту. Для визначення положення його причіпних ланок на повороті необхідно знайти величини кутів складання, які визначають положення ведених

причіпних ланок автопоїзда на повороті. Ці кути визначаються такими рівняннями:

$$\begin{aligned}\frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_0 - \omega_1, \\ \frac{d\gamma_2}{dt} &= \omega_1 - \omega_2,\end{aligned}\quad (1)$$

де γ_1, γ_2 – перший і другий кути складання;

$\omega_0, \omega_1, \omega_2$ – кутова швидкість повороту автобуса, першого і другого причепа.

Система рівнянь (1), що у загальному вигляді описує кожну стадію повороту, після ряду перетворень записана у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_0)}{K_{II} \cdot L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0)} \cdot \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \cos \gamma_1 \right)}{L_1} \right), \quad (2)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \cos \gamma_1 \right)}{K_{II} \cdot L_1} - \frac{\left(\cos(\gamma_1) + \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \sin(\gamma_1) \right) \cdot \sin\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)}{K_{II} \cdot \cos\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)} \cdot \frac{1}{L_2} \quad (3)$$

З формул (2) і (3) видно, що отримані рівняння не складають систему, бо перше рівняння зовсім не залежить від другого. Така схема дуже ідеалізована, але враховуючи, що триланковий метробус не може виконувати поворот з високою швидкістю, на практиці розходження між розрахунковими і дійсними значеннями лежать у допустимих межах.

Для визначення кутів складання метробуса рівняння (2) і (3) бути перетворені до кожної стадії повороту.

За знайденими кутами складання були визначені зміщення траєкторій ланок триланкового метробуса і габаритна смуга руху необхідна для повороту метробуса на 90^0 , 180^0 і за колового руху, табл.1. Розрахунки виконані для триланкового метробуса з базою автобуса $L_0=6,0$ м, базою причепів $L_1=L_2=6,39$ м і з задньою керованою віссю другого причепа за прямого приводу на цю вісь і передаточного відношення приводу управління 0,5.

Таблиця 1 - Габаритна смуга руху триланкового метробуса

Габаритна смуга руху триланкового метробуса, м					
Поворот 90^0		Поворот 180^0		Коловий рух	
некерований	керований	некерований	керований	некерований	керований
6,72	6,13	7,45	6,57	7,79	7,11

Аналіз даних кутів складання і табл.1 дозволяє зробити наступні висновки:

- при неграничному повороті поворот усіх елементарних кінематичних ланок здійснюється на першій стадії послідовно, причому друга ланка забігає більш інтенсивно у внутрішню сторону повороту, збільшуючи другий кут складання у порівнянні з першим. Аналогічні змінюються і швидкості обертання ланок метробуса незалежно від режиму його повороту;

- поліпшити показники маневреності триланкового метробуса за рахунок компоновальних параметрів автобуса і причіпних ланок у граничних режимах руху практично неможливо;

- нормоване значення габаритної смуги руху за реальних конструктивних параметрів триланкового метробуса з урахування усіх його можливих обмежень (бази автобуса, розташування точок зчеплення, бази причепа тощо) може забезпечити тільки метробус з керованим другим причепом.

Траєкторії характерних точок автобуса і причепів, а відповідно і ГСР метробуса отримані без урахування бічного відведення шин, що може суттєво вплинути (в межах 15%) як на маневреність, так і стійкість його руху. Тому розглянемо маневреність метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах.

При розгляді питань маневреності і стійкості метробуса на еластичних у бічному напрямку на відміну від метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах не можна зводити дві осі причіпних ланок до однієї. Крім того, важливим при розгляді питань стійкості є наявність системи управління колесами передньої або задньої осі другого причепа.

Для визначення показників маневреності метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах розглянута загальна компоновальна сема, рис. 1, з якої можна отримати усі інші компоновальні схеми, що розглядаються. Система рівнянь його плоскопаралельного руху записана у вигляді:

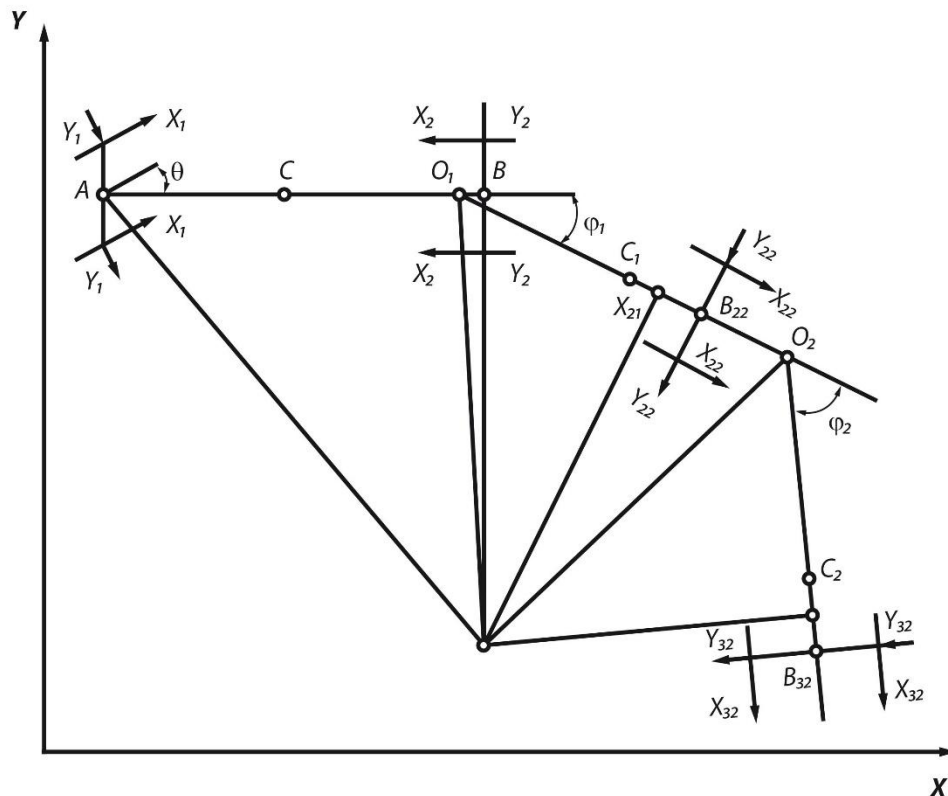


Рисунок 1 – Схема сил і моментів, що діють на триланковий метробус

- по змінній v

$$(m_1 + m_2 + m)(\dot{v} - u\omega) - [(m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)](\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + c(m_1 + m_2)\omega^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1) - X_2 - X_{3\rho} \cos \varphi_1 + Y_{3\rho} \sin \varphi_1 - [X_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1)] + X_{42} \cos(\varphi_2 + \varphi_1);$$

- по змінній u

$$(m_1 + m_2 + m)(\dot{u} + v\omega) - (m_1 + m_2)c\dot{\omega} - [(m_1 d_1 + m_2 l_1)m_2 d_2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 - (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 - m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) + Y_2 + (X_{3\rho} \sin \varphi_1 + Y_{3\rho} \cos \varphi_1) + [X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{42} \cos(\varphi_2 + \varphi_1)];$$

- по змінній ω

$$[I + (m_1 + m_2)c^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)c \cos \varphi_1 + m_2 d_2 c \cos(\varphi_1 + \varphi_2)]\dot{\omega} - (m_1 + m_2)c(\dot{u} + v\omega) - c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2)]\ddot{\varphi}_1 - m_2 d_2 c \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] = -a_i(X_{1i} \sin \theta_i - Y_{1i} \cos \theta_i) - \sum_{j=1}^{n=2} b_j Y_{2j} - c(Y_{31} + Y_{32}) \cos \varphi_1 - c[X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{42} \cos(\varphi_1 + \varphi_2)];$$

по змінній φ_1

$$(I_1 + m_1 d_2 + m_2 l_1^2 + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2)(\ddot{\varphi}_1 - \dot{\omega}) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times [\dot{v} \sin \varphi_1 + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos \varphi_1] + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega \times [v \cos \varphi_1 - (u - c\omega) \sin \varphi_1] - m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 \quad (4) = -M_{c2} + \sum_{\rho=1}^{n=2} (d_1 + b_{1\rho}) Y_{3\rho} + l_1 X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{42} \cos \varphi_2];$$

- по змінній φ_2

$$(I_2 + m_2 d_2^2)(\ddot{\varphi}_2 - \dot{\omega}) + m_2 d_2 [\dot{v} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + [I_2 + m_2 d_2 (d_2 + l_1 \cos \varphi_2) + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2] \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_2 - m_2 d_2 \omega [(u - c\omega) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - v \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] = -M_{c3} + [(d_2 + b_{21})(X_{41} \sin \theta_{2s} + Y_{41} \cos \theta_{2s}) + Y_{42} (d_2 + b_{22})],$$

де m, I – маса центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас т. С;

x, y – абсциса і ордината т. С в інерційній системі координат;

m_k, C_k, I_k ($k=1,2$) – ж саме для першої і другої ведених ланок;

$\mathcal{G}, \mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$ – курсові кути ланок автопоїзда;

$v = \dot{x} \cos \mathcal{G} + \dot{y} \sin \mathcal{G}, \quad u = -\dot{x} \sin \mathcal{G} + \dot{y} \cos \mathcal{G}$ – проєкції швидкості т. С на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;

M_{c2}, M_{c3} – моменти опору повороту ланок автопоїзда;

$\omega, \omega_1, \omega_2$ – кутові швидкості ланок автопоїзда;

θ_1, θ_{2s} – кути повороту осей автобуса і другої причіпної ланки метробуса;

$X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ – поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда;

$a=CA, b=CB, L=AB, c=O_1C, d=O_1C_1, a_{21}=C_1B_{21}, b_{21}=C_1B_{22}, l_1=O_1B_{22}, c_l=O_2C_1,$

$l_l=O_2O_1, a_{2l}=C_2B_{31}, b_{2l}=C_2B_{32}, L_2=O_2B_{32}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Величина і напрямок поздовжніх реакцій X_i залежать від режиму руху метробуса (розгін, усталений вільний рух, гальмування). Бічні реакції Y_i

залежать від прийнятої моделі деформації колеса у бічному напрямку. Моменти опору повороту ланок визначаються залежностями

$$M_1 = h_1 \dot{\phi}_1; \quad M_2 = h_2 \dot{\phi}_2. \quad (5)$$

де: h_1 і h_2 - коефіцієнти в'язкого тертя в шарнірах вузлів зчеплення ланок метробуса.

Поздовжні сили на колесах осей автопоїзда визначені як

$$X_i = Z_i \times k_f, \quad (6)$$

Поперечні сили на колесах осей автопоїзда визначені як

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + \frac{k_i^2 \delta_i^2}{(\phi Z_i)^2}}}. \quad (7)$$

Після визначення усіх складових системи рівнянь (4) її інтегрування здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple. При цьому кожний з режимів моделювався тим чи іншим законом повороту рульового колеса тягача. Для комп'ютерного моделювання найбільш типового повороту автопоїзда на 90° , що рухався перед тим прямолінійно, закон управління керованими колесами тягача задається у вигляді:

$$\theta = \begin{cases} 0 & \text{нпу } 0 \leq t \leq t_0 \\ \beta t & \text{нпу } t_0 < t \leq t_1 \\ \beta t & \text{нпу } t_1 \leq t \leq t_2, \\ -\beta t & \text{нпу } t_2 < t \leq t_3 \\ 0 & \text{нпу } t > t_3 \end{cases} \quad (8)$$

де $[0; t_0]$ і $[t_3; t_k]$ – час руху автопоїзда по прямій відповідно до входу в поворот і після виходу із повороту;

$[t_0; t_1]$ – інтервал часу входження в поворот, керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta = 0,05 \text{ с}^{-1}$;

$[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автопоїзда по колу (може бути відсутнім);

$[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автопоїзда із повороту (керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються у нейтральне положення).

Для вивчення поведінки автопоїзда у такому повороті приймалися швидкості 5 м/с за кута повороту керованих коліс тягача від $\theta = 3,0 \dots 35$ град.

Інтегрування рівнянь руху виконано за таких вихідних даних:

$v = 5$, $a = 3,68$; $b = 2,32$; $c = 8,71$; $d_1 = 4,17$; $d_2 = 4,17$; $m = 18000$; $J = 38500$; $m_1 = 9500$; $J_1 = 31200$; $m_2 = 9500$; $J_2 = 31200$; $k_f = 0$; $k_1 = 160000$; $k_2 = 32000$; $k_3 = 180000$; $k_4 = 180000$; $kk_1 = 2600$, $kk_2 = 1800$; $h_1 = 30$, $h_3 = 30$; $\phi_{11} = 0,8$; $\phi_{22} = 0,8$; $\phi_{33} = 0,8$; $\phi_{44} = 0,8$; $\theta_0 = 0$; $\theta = \theta_0 + k_\theta \times n$; $k_\theta = 0,05$; $n = 1, 2 \dots 10$; $\theta_3 = 0,2 \times \theta$, $V = 0$.

На рис. 2 наведені траєкторії руху характерних точок (середин осей B_i) ланок метробуса за некерованого (а) і керованого (б) при повороті метробуса на 90° .

Як слідує з рис.2, зміщення траєкторії другого некерованого причепа (3,1 м) на 29,1 % менше, ніж керованого (2,2 м), що зменшує ГСР метробуса.

Окрім повороту метробуса на 90° , розглядалися і інші режими повороту, зокрема рух по колу, маневр ISO, переставка тощо.

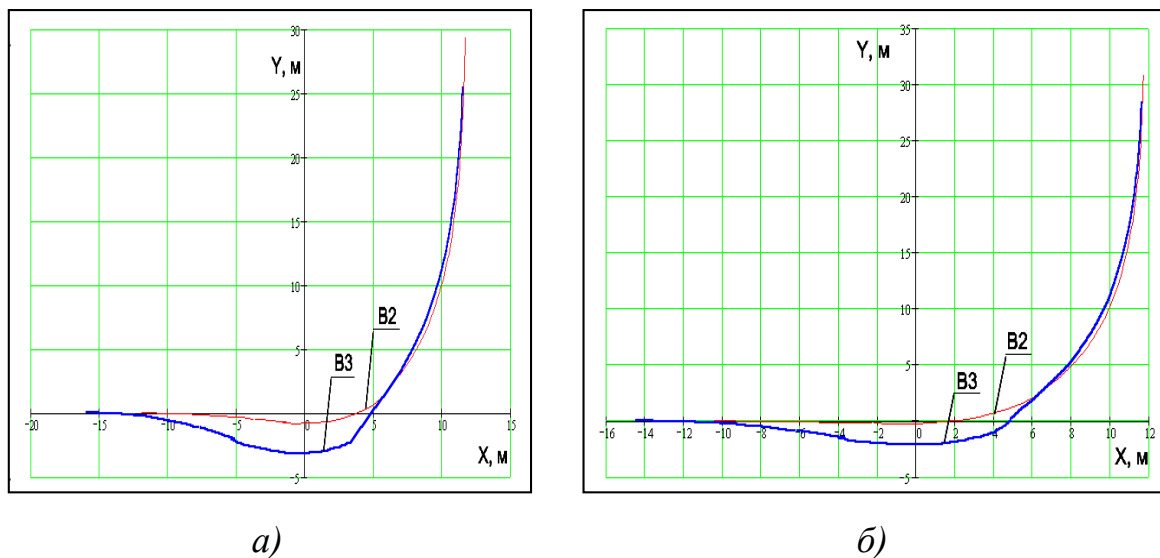


Рисунок 2– Траєкторії характерних точок B_2 першого та B_3 другого причепа: за некерованого другого причепа (а) і керованого (б)

За колового руху метробуса задавалися кути повороту керованих коліс автобуса і другого причепа, а також швидкість руху автопоїзда і знаходилися траєкторії руху центра мас автобуса, за якими у подальшому будувалася ГСР метробуса, рис 3.

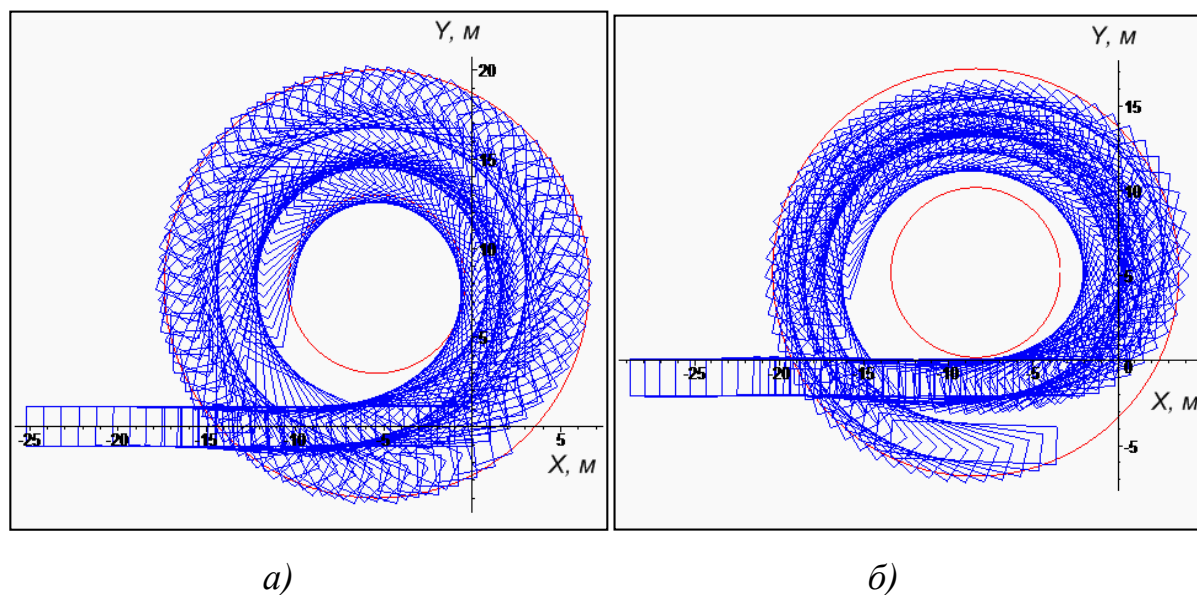


Рисунок 3 – Габаритна смуга руху метробуса з другим некерованим причепом (а) і другим керованим причепом (б) за швидкості 5 м/с

З рис. 3 слідує, що урахування бічного відведення шин коліс метробуса зменшує ГСР метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах у порівнянні з метробусом на жорстких у бічному напрямку колесах. Так, ГСР при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,58 м, а з некерованим – 6,73 м, що на 7,65 і 5,21% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах.

При виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як автопоїзд з некерованим другим причепом (автопоїзд 1), так і автопоїзд з керованим другим причепом (автопоїзд 2) вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання автопоїзда № 2, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для автопоїзда № 1.

У третьому розділі проаналізовано вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на стійкість руху метробуса.

При дослідженні такої складної динамічної системи, як ШЗА із керованою віссю причепа, гостро стоїть питання про дослідження стійкості його руху, причому до традиційної для одиночних автомобілів стійкості проти бічного заносу (курсва стійкість) і проти перекидання (стійкість щодо кута крену) добавляється стійкість проти складання. Керованим автопоїздам притаманні властивості, які відсутні у випадку одиночних транспортних засобів. Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового метробуса як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда, яка має два підходи до своєї кількісної оцінки: перший зв'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова) чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова), другий – з виходом параметрів руху за припустиму область. Критерій $v_{кр}$ зв'язує конструктивні й експлуатаційні параметри автопоїзда та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої приводить до втрати стійкості руху.

Аналітичні вирази для змінних $U(\theta_1), \omega(\theta_1), \varphi_i(\theta_1)$, що відповідають ustalеним рухам ($\dot{U} = 0, \dot{\omega} = 0, \dot{\varphi}_i = 0, \ddot{\varphi}_i = 0$ ($i=1,4$)) метробуса, можна отримати із системи рівнянь стаціонарних рухів триланкового метробуса з трьома кінематично незалежними елементами на коловій траєкторії досить великого радіуса за умови, що $v = \text{const}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + m_1 + m_2)\omega V = Y_1 + \sum_{i=1}^2 Y_{1i} + \sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}; \\ -c(m + m_1)\omega V = aY_1 - b_{1i} \sum_{i=1}^2 Y_{1i} - c(\sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}) + M_1; \\ [md_1 + m_1 l_1 + m_2 l_2]\omega V = l_1 \sum_{i=1}^2 Y_{2j} + l_2 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_{01} + M_1 - M_2; \\ m_1 d_1 \omega V = \sum_{j=1}^2 Y_{2j} (d_2 + b_{2j}) + M_2; \\ (m_1 l_1 + m_2 l_2)\omega V = l_2 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_3 - M_2; \\ m_2 d_2 \omega V = \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} (d_4 + b_{4\rho}) + M_3. \end{array} \right. \quad (9)$$

У системі рівнянь (9) прийняті такі позначення: $a, b_{1i}, d_i, b_{2j}, l_i, b_{4\rho}$ - геометричні параметри автопоїзда; i, j, ρ - відповідно кількість некерованих осей

автобуса, осей першого і другого причепа; 1, 2, 4 – індекси, що відносять до некерованих осей автобуса, відповідно першого і другого причепа.

Розв'язати систему рівнянь (9) у загальному вигляді і проаналізувати залежності величин бічної і кутової швидкості автобуса u і ω та кутів складання метробуса ϕ_1 від його конструктивних параметрів неможливо із-за складності розкриття визначника шостого порядку і громіздкості самих виразів. Тому для обчислення визначників системи (9) необхідно залучити числові методи, наприклад, програмне забезпечення Maple. Тоді змінні, що отримані за допомогою програмного забезпечення Maple, дозволять визначити вплив різноманітних конструктивних і експлуатаційних чинників на показники стійкості руху метробуса.

За лінійності сил бічного відведення Y_{ij} у функції кута відведення δ_{ij} розв'язками лінеаризованої системи рівнянь (9) будуть значення змінних, що відповідають стаціонарним режимам, а саме:

$$U = \frac{\Delta_U}{\Delta}; \quad \omega = \frac{\Delta_\omega}{\Delta}; \quad \phi_1 = \frac{\Delta_{\phi_1}}{\Delta}; \quad \phi_2 = \frac{\Delta_{\phi_2}}{\Delta}, \quad (10)$$

де Δ - головний визначник системи, Δ_U , Δ_ω , Δ_{ϕ_1} , Δ_{ϕ_2} – визначники системи для знаходження відповідних змінних.

Корені характеристичних рівнянь можна визначити чисельними методами. Зауважимо при цьому, що опис руху автопоїзда, що реально є нелінійним об'єктом, лінійними рівняннями є заміною однієї задачі іншою, з яким перша може не мати нічого спільного (через неврахування нелінійності відведення і членів вище першого порядку рівнянь руху).

Звідси виникає наступна задача: установити необхідні і достатні умови стійкості за першим наближенням. Відповідно до теореми Ляпунова про стійкість сталого руху за першим наближенням, якщо всі корені характеристичного рівняння системи першого наближення рівнянь збуреного руху мають від'ємні дійсні частини, то незбурений рух є стійким і притому асимптотично стійким, якими б не були члени вищих порядків у диференціальних рівняннях збуреного руху.

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Льенара-Шипара: для того щоб характеристичне рівняння мало всі корені з від'ємними дійсними частинами, необхідно і достатньо, щоб:

1) усі коефіцієнти характеристичного рівняння були позитивні;

2) були позитивними головні діагональні мінори матриці Гурвіца, що складені для даного характеристичного рівняння. Ці умови виконуються у разі додатності знаменника головного визначника системи, що має вигляд:

$$V < V_{kp} = \beta / (-\alpha), \quad (11)$$

де α і β - постійні коефіцієнти, що визначаються масовими і компоновальними параметрами метробуса.

Розв'язок рівняння (11) здійснено за допомогою програмного забезпечення

Maple. При цьому встановлено, що для метробуса з некерованим причепом до швидкості 32,2 м/с, а для метробуса з керованим причепом до швидкості 29,0 м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху є стійким. При збільшенні швидкості руху метробуса з керованим причепом понад 29 м/с (до швидкості 29,2 м/с) один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості метробус з керованим причепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

Для розгляду показників стійкості метробуса у загальному випадку руху було проведено інтегрування системи рівнянь (4) за допомогою програмного забезпечення Mathcad 2014. При цьому було проаналізовано вплив стабілізуючого моменту шин керуючого колісного модуля (ККМ) автобуса та моменту сил пружності деталей його рульового приводу; кутів повороту керованих коліс автобуса і передньої осі другого причепа; кутів відведення коліс усіх осей та складання метробуса, бічних сил на колесах ККМ та передній керованій осі другого причепа; залежності кутової швидкості автобуса і повороту передньої осі другого причепа, а також бічної швидкості центра мас автобуса у часі перехідного процесу. Всі розрахунки виконані за швидкості 10 і 15 м/с і початковому збуренні $\omega = 0,05 \text{ c}^{-1}$.

Встановлено, що перший кут складання у разі лінійної моделі метробуса в 2,1...2,3 рази більше кута повороту керованих коліс автобуса, у той час як другий кут складання для метробуса з керованим другим причепом не перевищує 1,47...1,61. Зміна першого кута складання для метробуса відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху. При швидкості 12,0 м/с маємо стійкий рух метробуса з керованими колесами другого причепа, незважаючи на коливальний характер усіх параметрів. Але стійкий рух автопоїзда з керованими колесами другого причепа спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху метробуса.

Якісно такі ж результати були отримані при інтегруванні рівнянь руху і використанні нелінійних залежностей бічних реакцій на колесах осей метробуса від кутів відведення. При невеликих швидкостях руху ($v=5 \text{ м/с}$) і малих початкових збуреннях $d\theta/dt = \omega_e = 0,01 \text{ c}^{-1}$ бічна і кутова швидкості автобуса незначно відрізняються від їхніх значень, отриманих при лінійній постановці задачі. Проте зі збільшенням швидкості руху до 15 м/с, початкових збурень до $d\theta/dt = \omega_e = 0,1 \text{ c}^{-1}$ аперіодичний характер зміни перемінних φ , u , ω перетворюється в коливальний, що обумовлює його нестійкий рух. Крім того, було встановлено, що для першого причепа з некерованими осями навіть при швидкості 1 м/с (коли поперечні складові сили інерції близькі до нуля) кути відведення всіх його коліс відмінні від нуля. При цьому, якщо швидкість руху не перевищує 15 м/с, кути відведення коліс передньої осі мають знак, протилежний знаку кута відведення коліс задньої осі. Для другого причепа зі збільшенням кута повороту коліс передньої осі навіть при швидкості 1 м/с кути відведення коліс усіх осей зростають.

У результаті проведених розрахунків встановлено, що на підвищення критичної швидкості руху метробуса позитивно позначається зменшення коефіцієнта опору відведенню коліс керованих осей автобуса і другого причепа (наприклад, зменшенням тиску повітря в шинах коліс цих осей), підвищення коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепів, зменшення відстані між центром мас автобуса і точкою його зчипки з першим причепом.

Отримані залежності кутів відведення першого і другого некерованого причепів, а також кутової і бічної швидкості центра мас автобуса. Показано, що за швидкості $v=5$ м/с змінні бічна і кутова швидкості центра мас автобуса, кути відведення коліс причепів з плином часу стабілізуються, чим забезпечується стійкість його руху. При збільшенні швидкості руху до $v=15$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* - швидкість появи коливальної нестійкості), для поведінки змінним характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автобуса, що призводить до порушення стійкості руху метробуса.

Про стійкість метробуса у неусталених режимах можна судити і по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас окремих ланок. Ці прискорення визначалися шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки автопоїзда не перевищували $4,5$ м/с².

На рис. 4 у якості прикладу наведені результати розрахунку бічного прискорення і кутової швидкості повороту ланок метробуса при виконанні маневру „ривок рульового колеса” як з керованим (автопоїзд 1), так і некерованим (автопоїзд 2) другим причепом за швидкості 10 м/с.

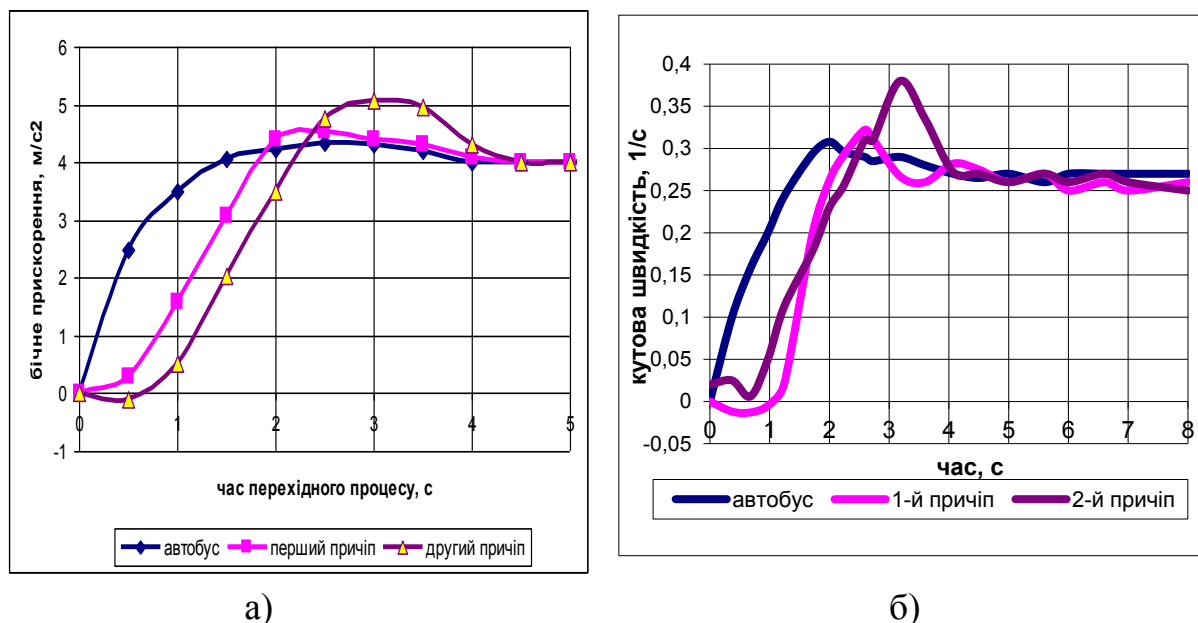


Рисунок 4 – Залежність бічного прискорення ланок (а) і кутової швидкості повороту (б) ланок метробуса у часі перехідного процесу

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень маневреності моделі триланкового метробуса.

Показники маневреності і стійкості руху триланкового метробуса визначалися за допомогою математичних моделей різного ступеня складності. У

цих моделях використовувалися як жорсткі у бічному напрямку колеса, так і еластичні, опір відведенню яких визначався за гіпотезою І.Рокара. Тому дуже важливим є перевірка отриманих залежностей та межі застосування кожної з них. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності триланкових метробусів.

Рух триланкового метробуса на заокругленнях доріг, при маневруванні у пунктах посадки-висадки пасажирів здійснюється з малими швидкостями. Бічне відведення коліс у цьому випадку помітно не впливає на кінематику повороту автопоїзда. Ковзання коліс і інші попутні явища не значні. Це дозволяє не враховувати відмічені фактори при розробці моделі автопоїзда.

Оскільки розглядається задача дослідження поведінки триланкового метробуса, що здійснює плоскопаралельний рух, то це дозволяє покласти в основу розробки моделі критерій геометричної подоби $m_l = \frac{l_n}{l_m}$. Цей критерій виражає подобу геометричних параметрів натурального зразка l_n і моделі автопоїзда l_m , тобто сталість їх однакових лінійних розмірів (колії, бази автобуса і причіпних ланок), а також рівність відповідних кутів (кутів повороту керованих коліс і складання ланок автопоїзда), у результаті чого положення моделі на площині повністю визначає собою положення автопоїзда на дорозі.

Масштаб для зменшення 1:20. База автобуса і причепів – фіксовані. Довжина моделі автобуса 555 мм, колісна база 300 мм, колія 145 мм. Довжина моделі першого причепа 350 мм, довжина другого причепа – 375 мм, відстань від задньої осі автобуса до точки зчеплення з першим причепом - 125 мм, відстань від точки зчеплення першого причепа з другим – 125 мм. колісна база першого і другого причепів - 225 мм, колія 140 мм.

Модель обладнана необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою.

Для відстеження траєкторії руху характерних точок причепів на них встановлено світлодіоди, червоного кольору для осі першого причепа і зеленого – для осі другого причепа. Над тестовим стендом розміщено камеру, яка робить знімки через задані проміжки часу. Отримані фотографії оброблюються програмно, із зображення відсіюється все, крім маркерів. Потім отримані точки групуються за заїздами і з'єднавши їх можна отримати траєкторію руху характерних точок моделі метробуса для кожного тестового заїзду.

Програма експериментальних досліджень моделі метробуса включала визначення показників маневреності за колового руху, повороті на 90^0 і виконанні маневру «переставка»

Результати 4-х тестових заїздів моделі з базою причепа 300 мм за кінематичного способу повороту передньою віссю причепа прямим приводом управління з передаточним відношенням 0,5 при русі по колу зображено на рис. 5. У кожному заїзді внутрішня габаритна точка моделі метробуса рухалася радіусом 260 мм (5,2 м відповідно до вимог Правил №36 ЄЕК ООН). Точки на даній схемі відповідають положенню характерних точок у момент фотографування. Усереднена траєкторія руху середини керованих осей

визначалась як середина між точками, які найменше і найбільше віддалені від центра описуваного кола. Усереднені траєкторії руху обох маркерів мають незначні відхилення, поведінку моделі можна вважати адекватною для маневру кола.

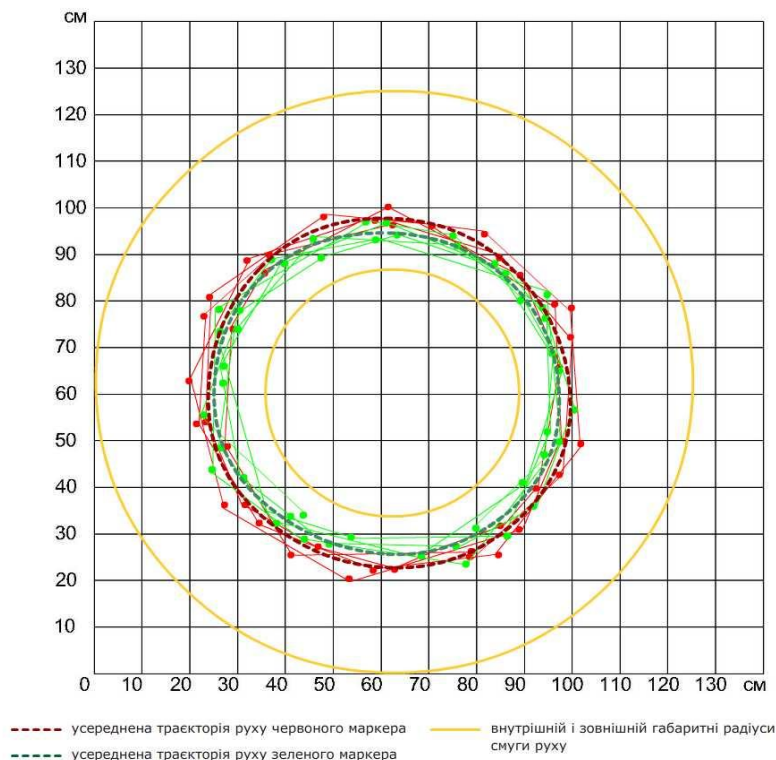


Рисунок 5 – Результати експерименту «рух по колу»

Для аналізу маневреності ШЗА при виконанні маневрів «поворот на 90^0 » і «переставка» за різних схем управління колесами другого причепа були застосовані методи планування експерименту. При плануванні експерименту були розглянуті наступні чинники: база другого причепа, гальмівний момент на одному з його коліс, швидкість руху ШЗА.

Визначені аналітично (розділ 2) величини зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача порівнювалися з таким ж зміщеннями, отриманими при керуванні передньою віссю причепа прямим приводом управління з передаточним відношенням приводу 0,5 за прийнятих умов проведення експерименту (внутрішній габаритний радіус – 260 мм). Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача склали відповідно до бази причепа 350 мм – 52 мм (5,45%), бази причепа 250 мм – 37 мм (7,5%), бази причепа 300 мм – 46 (8%) мм незалежно від швидкості руху ШЗА, тобто гальмування одного з коліс причепа ідентично керування передньою віссю причепа.

Отриманими результатами експериментальних досліджень доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі, 6,1% - при повороті на 90^0 , 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

2. За допомогою розробленої математичної моделі плоскопаралельного руху триланкового метробуса визначені показники маневреності і стійкості руху. Зокрема, встановлено, що габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65 і 5,21%% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. При виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як метробус з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання керованого другого причепа, а відповідно і метробуса, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим другим причепом.

3. Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. При цьому встановлено, що для метробуса з некерованим причепом до швидкості 32,2 м/с, а для метробуса з керованим причепом до швидкості 29,0 м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху є стійким. При збільшенні швидкості руху метробуса з керованим причепом понад 29 м/с (до швидкості 29,2 м/с) один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості метробус з керованим причепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

4. Отримані залежності кутів відведення першого і другого некерованого причепів, а також кутової і бічної швидкості центра мас автобуса. Показано, що за швидкості $v=5$ м/с змінні бічна і кутова швидкості центра мас автобуса, кути відведення коліс причепів з плином часу стабілізуються, чим забезпечується стійкість його руху. При збільшенні швидкості руху до $v=15$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* - швидкість появи коливальної нестійкості), для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автобуса, що призводить до порушення стійкості руху метробуса.

5. Визначені бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок, шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5$ м/с². Встановлено, що за швидкості 10 м/с бічні прискорення, що діють на окремі ланки метробуса з некерованим другим причепом при виконанні маневру „поворот”, менші у порівнянні з керованим метробусом на 22... 29 %%. При виконанні маневру „ривок рульового колеса” за швидкості 10 м/с обидва варіанти метробуса не забезпечують стійкість руху, бо максимальні бічні

прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – 4,5 м/с².

6. Показано, що при аналізі стійкості руху метробуса більш інформативним, ніж бічні прискорення, є коефіцієнт посилення бічного прискорення останнього причепа. Аналіз результатів розрахунку показав, що для метробуса з некерованим другим причепом коефіцієнт посилення значно менший у порівнянні з керованим метробусом, тобто за показниками стійкості у неусталених режимах перевагу слід віддати метробусу з некерованим другим причепом.

7. За допомогою розробленої самохідної масштабованої моделі триланкового метробуса доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі; 6,1% - при повороті на 90⁰; 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у спеціалізованих фахових виданнях, рекомендованих МОН України

1. 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.

2. Омельницький О.Є. Аналіз конструкції метробусів /О.Є.Омельницький // Автошляховик України. – 2018, №3, С.7-11

3. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту : науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет–Вінниця: ВНТУ, № 2(6), 2018. – С.131-140.

4. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.В.Стельмащук, В.П.Онищук, О.Є.Омельницький//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. - №2. – С.122-133.

5. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса /В.П.Сахно, В.М.Поляков, С.М.Шарай, О.Є.Омельницький //Вісник ЖДТУ, 2018, №2 (77), с.248-256.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

6. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.

7. Sakhno Volodymyr. До питання щодо маневреності метробуса/Sakhno Volodymyr, Omelnytskyi Oleg, Poliakov Victor// Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia. Wybrane zagadnienia. – Monografia nr 12, Seria: Transport. – Rzeszow, 2018 – С. 101–108.

Публікації апробаційного характеру

8. Сахно В.П. Маневреність триланкового метробуса/ В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //НАУКОВІ ПРАЦІ Міжнародної науково-практичної конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018. – С. 305-308.

9. Сахно В.П. Переваги, недоліки та перспективи метробусів/В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький//Матеріали УІ-ої міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет. – С. 176-178.

10. Сахно В.П. Пути улучшения маневренности метробусов /В.П.Сахно, В.П.Онищук, О.Е.Омельницький //Материалы Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, Белорусский национальный технический университет, 2018. – С. 45-48.

11. Сахно В.П. Перспективи використання метробусів в Україні /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Матеріали 9-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 313-318.

12.Сахно В.П. Поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Збірник наукових праць ІУ Всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів». – Миколаїв: ТОВ «МІПРО», 2018. – С.63-64.

АНОТАЦІЯ

Омельницький О.Є. Поліпшення маневреності та стійкості руху метробусів. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет. – Київ, 2021.

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоновальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

За допомогою розроблених математичних моделей визначені показники маневреності і стійкості руху. Зокрема, встановлено, що габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65 і 5,21% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах.

Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів, яка склала 32,2 м/с для метробуса з некерованим другим причепом, і 29,0 м/с – для метробуса з другим керованим причепом. Визначені бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок, за величиною яких визначався режим руху. Режим

руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5 \text{ м/с}^2$.

За допомогою розробленої самохідної масштабованої моделі триланкового метробуса доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі; 6,1% - при повороті на 90° ; 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

АННОТАЦИЯ

Омельницький О.Е. Улучшение маневренности и устойчивости движения метробуса. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 - автомобили и тракторы - Национальный транспортный университет. - Киев, 2020.

В диссертационной работе решена научно-практическая задача повышения показателей маневренности и устойчивости движения трехзвенных метробусов путем выбора рациональной компоновочной схемы и конструктивных параметров его прицепных звеньев.

При одностороннем криволинейном движении каждая пара звеньев метробуса проходит несколько стадий, а именно стадия начального прямолинейного движения (перед поворотом), стадия вхождения в поворот, стадия кругового поворота, стадия выхода из поворота. Каждая из стадий поворота описана своей системой дифференциальных уравнений движения, решение которых позволило установить, что при непределельных повороте поворот всех элементарных кинематических звеньев осуществляется на первой стадии последовательно, причем второе звено забегает более интенсивно во внутреннюю сторону поворота, увеличивая второй угол составления и смещение траекторий прицепных звеньев по отношению к траектории метробуса, а соответственно и ГСР.

Наличие управляемого второго прицепа показывает на довольно сложные зависимости углов складывания от угла поворота управляемых колес метробуса, однако габаритная полоса движения трехзвенного метробуса уменьшается по сравнению с неуправляемым на 10,5%. При этом неуправляемый метробус не вписывается в допустимую полосу движения, регламентированную DIRECTIVE 2002/7 / ЕС. Это необходимо учитывать при проектировании трассы для движения трехзвенных метробусов.

С помощью разработанной математической модели плоскопараллельного движения трехзвенного метробуса определены показатели маневренности и устойчивости движения. В частности, установлено, что габаритная полоса движения при движении круговой траекторией автопоезда с управляемым вторым прицепом составляет 6,78 м, а с неуправляемым - 7,43 м, что на 7,65 и 5,21 %% соответственно меньше, чем для метробуса на жестких в боковом направлении колесах.

Определена критическая скорость трехзвенных метробусов. Для метробуса с неуправляемым вторым прицепом она составила 32,2 м/с, а для метробуса с

управляемым вторым прицепом - 29,0 м/с. Определены боковые ускорения, действующие в центре масс отдельных звеньев. Режим движения считался устойчивым, если ускорение любого звена метробуса не превышали 4,5 м/с².

Также в ходе работы было определено, что более информативным показателем при анализе устойчивости движения метробуса, чем боковые ускорения, является коэффициент усиления бокового ускорения последнего прицепа. Анализ результатов расчета показал, что для метробуса с неуправляемым вторым прицепом коэффициент усиления значительно меньше по сравнению с управляемым метробусом, то есть по показателям устойчивости в неустановившихся режимах предпочтение следует отдать метробусом с неуправляемым вторым прицепом.

С помощью разработанной самоходной масштабируемой модели трехзвенного метробуса доказана адекватность разработанной математической модели для определения показателей маневренности метробуса на жестких в боковом направлении колесах. Максимальные отклонения траектории второго прицепа от траектории автобуса не превысили 8,5% при круговом движении; 6,1% - при повороте на 90°; 7,2% - при выполнении маневра «переставка» и 3,5% - при прямолинейном движении с неуправляемым вторым прицепом.

SUMMARY

Omelnyskyi O.E. Improving the maneuverability and stability of metro buses. The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.22.02 - cars and tractors. - National Transport University. - Kyiv, 2021.

In the dissertation work the scientific and practical problem of increase of indicators of maneuverability and stability of movement of three-link metrobuses by a choice of the rational layout scheme and constructive parameters of its trailer links is solved. With the help of the developed mathematical models the indicators of maneuverability and stability of movement are determined. In particular, it was found that the overall lane when driving on a circular trajectory of a road train with a controlled second trailer is 6.78 m, and with an uncontrolled - 7.43 m, which is 7.65 and 5.21 %%, respectively, less than for a minibus on rigid lateral wheels.

The critical speed of three-link metrobuses was determined, which was 32.2 m / s for a metro bus with an uncontrolled second trailer, and 29.0 m / s for a metro bus with a second controlled trailer. The lateral accelerations acting in the center of mass of separate links on which size the mode of movement was defined are defined. The mode of movement was considered stable if the acceleration of any part of the bus did not exceed 4.5 m / s².

With the help of the developed self-propelled scalable model of the three-link metrobus the adequacy of the developed mathematical model for determination of indicators of maneuverability of the metrobus on rigid in the lateral direction wheels is proved. The maximum deviations of the trajectory of the second trailer relative to the trajectory of the bus did not exceed 8.5% in circular motion; 6.1% - when turning 90°; 7.2% - when performing the maneuver "permutation" and 3.5% - when moving in a straight line.