

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національний університет “Львівська політехніка”

Онищук Василь Петрович



УДК 629.3.017.2:656.073/656.136

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОПОЇЗДА ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ
КОНТЕЙНЕРІВ**

05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2012

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Луцького національного технічного університету (Луцького НТУ) Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Луцьк.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Кузнєцов Руслан Михайлович,
Луцький національний технічний університет,
декан факультету комп'ютерних наук та інформаційних
технологій, доцент кафедри автомобілів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри “Технологія
машинобудування і ремонт машин”;

кандидат технічних наук, доцент
Поляков Віктор Михайлович,
Національний транспортний університет,
доцент кафедри “Автомобілі”.

Захист відбудеться «25» квітня 2012 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 35.052.20 в Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, корпус XIV, ауд. 61.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий

«___» березня 2012 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.В. Дубянський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для будь-якого транспортного засобу, зокрема і для автопоїзда-контейнеровоза, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, параметри виконуваної транспортної роботи тощо. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для автопоїздів-контейнеровозів – це вантажопідйомність, динаміка розганяння, стійкість, керуваність, а зважаючи на те, що ці автопоїзди можуть експлуатуватися і в містах, крім того, маневреність, показники якої залежать як від габаритної довжини автопоїзда, так і системи управління його ланками. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12 м, сидельних автопоїздів – на рівні 16,5 м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35 м. Ці автопоїзди складаються з автомобіля-тягача (сидельного або з універсальним кузовом) і напівпричепа (причепа). Більш економічним є перевезення контейнерів сидельними автопоїздами.

Під час перевезення усієї гами контейнерів (від 20 до 40 футів) не повністю використовується нормована довжина автопоїзда (22 м). Крім того, під час перевезення легких вантажів також не повністю використовується і максимально допустима маса автопоїзда (40–42 т). Тому доцільним є розробка конструкції автопоїзда-контейнеровоза, яка могла б нівелювати ці недоліки. Основними напрямками розробки такої конструкції є збільшення бази автомобіля для розміщення на ньому 20-футового контейнера, а також сидельно-зчіпного пристрою для напівпричепа, здатного перевозити 40-футовий контейнер. Загальна довжина такого автопоїзда не перевищує 22 м. Досягнення нормованих показників руху такого автопоїзда можливе як за рахунок відповідних компоновальних схем тягача і напівпричепа, так і шляхом застосування системи управління автопоїздом.

Дослідженню стійкості автопоїздів присвячені праці Закіна Я.Х., Фаробіна Я.Е., Литвинова А.С., Антонова Д.А., Аксьонова П.С., Смирнова Г.А., Лобаса Л.Г., Вербицького В.Г., Сахна В.П., Полякова В.М., Солтуса А.П., Радієвського Н.В., Segel L., Besselink I. J., Ervin R.D., Mitschke M., Sachs H.K., Ellis I.R. та інших вчених.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконана в рамках 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 у співпраці з кафедрою автомобілів Луцького національного технічного університету.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є забезпечення стійкості автопоїзда-контейнеровоза за рахунок раціонального вибору параметрів системи управління і конструктивних параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа.

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

1. Вибрати та обґрунтувати показники для оцінки стійкості руху, опису відведення шин та математичної моделі автопоїзда-контейнеровоза.

2. Розробити математичну модель просторового руху автопоїзда-контейнеровоза з некерованими і керованими осями напівпричепа і методику визначення показників стійкості його руху.

3. Розробити методику для визначення критичної швидкості прямолінійного руху і змінних, що описують автопоїзд-контейнеровоз під час його руху дугами кіл достатньо великих радіусів.

4. Виконати комп'ютерне моделювання руху автопоїзда-контейнеровоза і провести аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на його стійкість руху.

5. Провести експериментальні дослідження автопоїзда-контейнеровоза і встановити адекватність математичної моделі реальним процесам.

6. Розробити рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза.

Об'єкт дослідження – показники стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза при розташуванні сидельно-зчіпного пристрою за межами бази автомобіля-тягача.

Предмет дослідження – вплив компоновальних і масових параметрів автопоїзда-контейнеровоза і системи управління його ланками на показники стійкості руху.

Методи дослідження – передбачали математичне моделювання руху автопоїзда-контейнеровоза, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) показників стійкості руху за різних масових і компоновальних параметрів ланок автопоїзда та перевірку адекватності розробленої математичної моделі шляхом проведення експериментальних досліджень автопоїзда.

Наукову новизну результатів дослідження складають:

- узагальнена математична модель просторового руху автопоїзда-контейнеровоза, що дозволяє досліджувати вплив компоновальних параметрів ланок автопоїзда (зокрема, розташування точок зчипки щодо центрів мас ланок, типу приводу керування причіпними ланками, ступеня завантаженості ланок) на показники стійкості руху автопоїзда;

- порівняльна характеристика показників стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза за його просторовою і плоскою моделлю;

- алгоритм рішення задачі про кругові рухи автопоїзда-контейнеровоза у нелінійній постановці, що дозволяє встановити область реалізації цих рухів без відриву і повного бічного ковзання коліс напівпричепа, а також кількість стаціонарних рухів автопоїзда і характер їх стійкості;

- кількісна оцінка ступеня впливу різних експлуатаційних і конструктивних параметрів на стійкість руху автопоїзда-контейнеровоза, визначення оптимальних значень цих параметрів і раціонального складу автопоїзда з позиції стійкості руху.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів, основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-вимірювальної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень автопоїзда-контейнеровоза та підтверджується задовільним збігом

результатів аналітичних й експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, отриманими іншими авторами.

Практичне значення результатів роботи складають:

- розроблена компоновальна схема автопоїзда-контейнеровоза, яка дозволяє одночасно перевозити 20- і 40-футовий контейнери;
- методика вибору конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза, за яких забезпечуються необхідні показники керованості і стійкості руху.

Методика визначення показників керованості та стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза використовується відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП “ДержавтотрансНДІпроект” під час розробки нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання автопоїздів (тягачів категорії N_3 та напівпричепів O_4), шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби, а також для визначення оптимальних компоновальних параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа за показниками керованості і стійкості руху автопоїзда під час проектування та розробки нових та переобладнанні існуючих конструкцій напівпричепів.

Результати досліджень, зокрема підходи до вибору типу автомобіля-тягача і напівпричепа, а також їх систем управління на основі розробленої математичної моделі і розрахунково-теоретичного методу оцінки стійкості руху прийняті до практичного впровадження в Територіальному управлінні Головної державної інспекції на автомобільному транспорті у Волинській області та СП ТзОВ «Алвітранс ЛТД» під час створення автопоїзда-контейнеровоза та дослідній його експлуатації.

Реалізація результатів роботи підтверджена трьома актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 14 наукових працях у спеціалізованих наукових журналах, що входять до переліку наукових фахових видань України. Робота [14] написано самостійно. У роботах виконаних у співавторстві здобувачу належать: [1] – визначені показники повороткості автопоїзда типу “B-Double”; [2] – визначені можливості застосування подвійного приводу управління поворотними осями напівпричепа; [3] – визначені показники маневреності автопоїзда-контейнеровоза; [4] – визначені показники стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза; [5] – визначені основні параметри закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза; [6] – порівняльна оцінка показників стійкості руху автопоїзда за різних конструктивних схем підвіски напівпричепа; [7] – аналіз конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїзда; [8] – визначено критичну швидкість автопоїзда-контейнеровоза; [9] – визначені показники маневреності автопоїздів типу “B-Double”; [10] – визначені кути відведення коліс осей ланок напівпричепа; [11] – проаналізовані фактори, що впливають на показники стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза; [12] – визначені конструктивні і компоновальні параметри, що впливають на показники стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза;

[13] – визначені конструктивні і компонувальні параметри автопоїзда-контейнеровоза.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ, 2009–2011р.р.); на науково-практичних конференціях Луцького національного технічного університету (Луцьк, Луцький НТУ, 2009–2011р.р.); на міжнародних науково-технічних конференціях “Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы” (Севастополь СевНТУ, 2010–2011 рр.); на 13 Міжнародній науково-практичній конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики» (Київ, 2011 р.); на VI Міжнародній науково-практичній конференції «Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти» (Донецьк, ДААТ, 2011р.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 19 наукових праць. З них 14 статей у спеціалізованих наукових журналах, що входять до переліку наукових фахових видань України, 5 – у збірниках наукових праць за матеріалами науково-практичних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків і додатків. Повний обсяг дисертації складає 151 сторінку тексту, у тому числі 130 сторінок основного тексту, 42 рисунки, 4 таблиці та 3 додатки. Список використаних джерел містить 151 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** до дисертації обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та задачі дослідження, викладено наукову новизну результатів та їх практичне значення, надані відомості про апробацію та публікацію основних положень роботи.

У **першому** розділі проведено аналіз літератури, розглянуті напрямки досліджень, проведених ученими різних країн з вивчення питань стійкості автомобілів і автопоїздів (АТЗ).

Історично склалося так, що питання стійкості, як правило, вивчалися стосовно до автомобілів, що рухаються криволінійними траєкторіями.

До розробки теорії повороту автомобіля з урахуванням відведення його коліс практично використовувалися лише оцінні параметри стійкості автомобіля під час його кругового руху (критичні швидкості по перекиданню і заносу) і русі на дорогах з поперечним ухилом (критичні кути по перекиданню і бічному ковзанню на косогорі). Ці оцінні параметри застосовуються і зараз. І в значно меншій мірі досліджені питання стійкості і керованості прямолінійного руху автомобіля і особливо автопоїзда.

Дослідження АТЗ як системи кількох тіл, що з'єднані голономними і неголономними в'язями, призводить до вивчення складної механічної системи з великою кількістю ступенів вільності, яка описується системою диференціальних рівнянь високого порядку. Одержати будь-які аналітичні співвідношення і з'ясувати властивості такої моделі за довільних значень параметрів – практично нездоланна задача. Ця обставина визначає гостру потребу в певних припущеннях, без яких проведення аналітичних досліджень неможливе навіть за допомогою ЕОМ.

На основі проведеного аналізу літературних джерел визначені мета і задачі дослідження.

У **другому** розділі наведена розроблена математична модель просторового руху автопоїзда-контейнеровоза на основі моделей, що описують плоскопаралельний рух і рух ланок автопоїзда-контейнеровоза у поперечній площині.

Під час розгляду плоскопаралельного руху вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Високе розташування центра мас автомобіля-тягача і напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса його ланок під час криволінійного руху. Тому необхідно розглянути рух автопоїзда в поздовжній вертикальній і поперечній площинах. При цьому слід враховувати, що зв'язок між підресореними і непідресореними масами реальної конструкції автопоїзда здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними, і демпфуючими властивостями. За відносно невеликих швидкостей руху автопоїзда в умовах маневрування можна вважати, що переміщення підресорених і непідресорених мас здійснюються синхронно, при цьому має місце якби статичне стискання елементів підвіски і шин за незначного опору амортизаторів. За таких обставин можна припустити, що підресорені маси здійснюють коливання на пружних елементах з приведеною жорсткістю.

У випадку, що розглядається, сили взаємодії в опорно-зчіпному пристрої не впливають на перерозподіл навантажень по бортах ланок автопоїзда. Тому досить складну систему – автопоїзд-контейнеровоз можна розглядати як дві системи – тягач і напівпричіп, що креняться незалежно. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий і поздовжньо-поперечний. Ця обставина покладена у розробку математичної моделі автопоїзда-контейнеровоза, що досліджується.

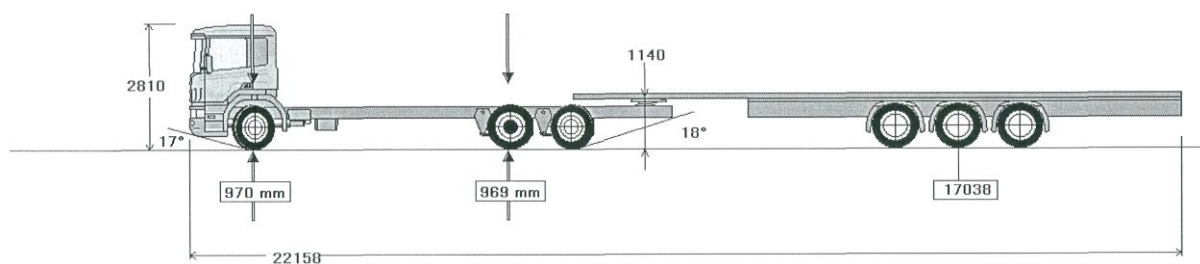


Рис. 1. Компонувальна схема автопоїзда-контейнеровоза

Для математичного опису плоскопаралельного руху автопоїзда-

контейнеровоза були введені наступні спрощення та припущення:

- гіроскопічні моменти та неврівноважені моменти частин, які обертаються, не враховувалися;
- в шарнірах рульового приводу відсутні люфти;
- автомобіль-тягач і напівпричіп рухається рівною горизонтальною поверхнею.

З урахуванням вищенаведених припущень автопоїзд можна представити у вигляді, умовно розділеному на чотири модулі (ланки):

- керуючий колісний модуль (ККМ) автомобіля-тягача;
- кістяк автомобіля-тягача з ведучою віссю;
- кістяк напівпричепа;
- тривісний возик з усіма поворотними осями.

Припустимо далі, що:

- кістяк автомобіля-тягача і напівпричепа є тверді тіла, що мають поздовжню площину симетрії, деформації рами на кручення та вигин відсутні;
- координати центрів невідвіснених і відвіснених мас визначаються у положенні статичної рівноваги ланок автопоїзда;
- вантаж на напівпричепі розташований так, що центри мас ланок, а також опорно-зчіпні пристрої, що з'єднують їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланок;
- пружні елементи підвіски вважаємо безмасовими, тобто вони характеризуються тільки податливістю, а маса елементів віднесена до відвісненої та невідвісненої частин автомобіля-тягача і напівпричепа, демпфуючі властивості підвіски і шин не враховуються;
- маса напівпричепа розподілена пропорційно координатам його центра мас між автомобілем тягачем і возиком напівпричепа, які з'єднані між собою безінерційною ланкою;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас тягача;
- автопоїзд рухається рівною горизонтальною опорною поверхнею;
- гіроскопічні моменти і моменти від неврівноважених обертових мас не враховуються;

– розглядається усталений рух автопоїзда;

– на автопоїзд діють сили опору коченню X_{ij} , сили опору бічному відведенню шин Y_{ij} , вертикальні реакції опорної поверхні Z_{ij} , сили інерції P_i , моменти опору повороту окремих ланок автопоїзда M_i . Диференціальні рівняння руху автопоїзда-контейнеровоза складено з використанням методу квазікоординат. З урахуванням узагальнюючих сил і моментів та кінетичної енергії записані диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда-контейнеровоза.

Для визначення показників стійкості руху автопоїзда система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, була доповнена рівняннями у поздовжній та поперечній площині.

У третьому розділі показано, що отримана система рівнянь суттєво нелінійна і її інтегрування навіть із залученням сучасної обчислювальної техніки викликає певні труднощі. Тому на першому етапі були спрощені ці рівняння і прийнято, що автопоїзд рухається рівномірно $v = \text{const}$ і кути повороту зовнішнього і внутрішнього

колiс автомобiля-тягача i напiвпричепа однаковi ($\theta_{ij} = \theta'_{ij}$).

Для цього випадку рiвняння руху автопоїзда-контейнеровоза записанi у виглядi:

$$\begin{aligned} m(\dot{u} + \omega v) &= Y \cos \theta - X \sin \theta + Y_{11} + X_{12} \sin \theta_{12} + Y_{12} \cos \theta_{12} - YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1 + P_\gamma; \\ I\dot{\omega} &= a(Y \cos \theta - X \sin \theta) - bY_{11} - b_b(Y_{12} \cos \theta_{12} + X_{12} \sin \theta_{12}) + c(YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1); \\ I_2\dot{\omega}_2 &= d_1 YB - b_1(Y_2 \cos \theta_2 + X_2 \sin \theta_2) - b_{11}(Y_{21} \cos \theta_{21} + X_{21} \sin \theta_{21}) - b_{12}(Y_{22} \cos \theta_{22} + X_{22} \sin \theta_{22}); \\ I_x \ddot{\gamma} &= m(\dot{u} + \omega v) + m \times g \times H \times \gamma_0 - K_\gamma H^2 \times \gamma_0 / 2 - N_\gamma H^2 \dot{\gamma} / 2; \\ I_{2x} \ddot{\gamma}_1 &= m_2(\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) + m_2 \times g \times H_1 \times \gamma_1 - K_{\gamma 1} H_1^2 \times \gamma_1 / 2 - N_{\gamma 1} H_1^2 \dot{\gamma}_1 / 2. \end{aligned} \quad (1)$$

У системi рiвнянь (1) прийнятi такi позначення: $m, m_2, I, I_2, I_x, I_{2x}$ – вiдповiдно маса i момент iнерцiї щодо обраних осей тягача i напiвпричепа;

$X, Y, X_{1i}, X_{2i}, Y_{1i}, Y_{2i}$ – поздовжнi i поперечнi реакцiї на колесах осей автопоїзда;

u, v, ω – бiчна, поздовжня i кутова швидкiсть тягача;

$a, b, b_b, d_1, b_1, b_{11}, b_{12}, c$ – вiдповiдно вiдстанi вiд центра мас тягача i напiвпричепа до передньої, середньої i задньої осi i точки зчiпки;

H, H_1 – висота центра крену тягача i напiвпричепа;

$\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$ – вiдповiдно початкове збурення i кути крену тягача i напiвпричепа;

$K_\gamma, K_{\gamma 1}$ – вiдповiдно коефiцiєнти жорсткостi пiдвiски тягача i напiвпричепа;

$N_\gamma, N_{\gamma 1}$ – вiдповiдно коефiцiєнти демпфування пiдвiски тягача i напiвпричепа.

Компонувальнi, масовi i iнерцiйнi параметри автомобiля-тягача i напiвпричепа, моменти опору повороту напiвпричепа i його вiзка, а також характеристики жорсткостi i демпфування у пiдвiсках ланок автопоїзда були визначенi для автопоїзда загальною довжиною 22,0 м у складi автомобiля-тягача Scania P230 CB6×2*4HNA i напiвпричепа фiрми Krone з усiма поворотними осями.

Бiчна сила на колесах осей автопоїзда визначалася залежнiстю Д.А. Антонова. Корегуючi коефiцiєнти визначалися кожного разу окремо в залежностi вiд умов руху автопоїзда.

Пiсля визначення вихiдних даних було виконано iнтегрування рiвнянь руху автопоїзда-контейнеровоза з залученням програмного забезпечення Maple 12. Iнтегрування рiвнянь руху (1) дозволило визначити кути крену ланок автопоїзда i порiвняти мiж собою параметри маневреностi i стiйкостi автопоїзда для просторової i плоскoї моделей.

Кути крену ланок автопоїзда визначалися за таких умов:

– вхiд у коло i рух по колу за $\theta = 0,45$ i $v = 5$ м/с;

– при дiї збурення – початкове збурення за кутом складання 0,1 рад за швидкостi $v = 5$ м/с.

На рис. 2 наведена залежнiсть кутiв крену автомобiля-тягача i напiвпричепа за колового руху автопоїзда ($\theta = 0,45$ рад) i пiд час дiї збурення (початкове збурення за

кутом складання $0,1$ рад) при швидкості $v=5$ м/с. Як слідує з рис. 2, крен кузова тягача призводить до зміщення центра мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху.

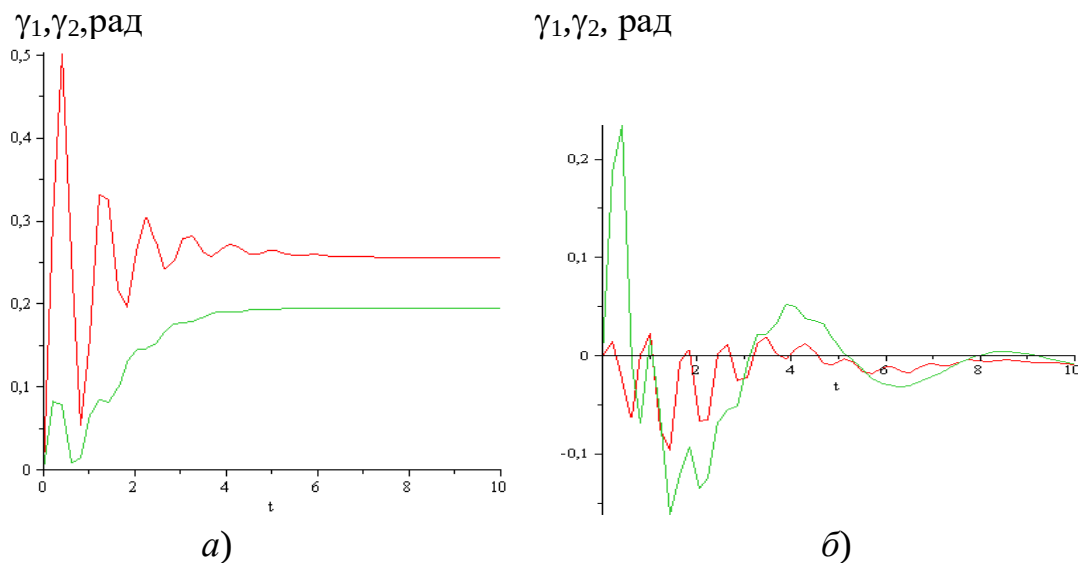


Рис. 2. Кути крену тягача (1) і напівпричепа (2) у часі перехідного процесу за колового руху автопоїзда (а) і під час дії збурення (б)

На рис. 3 приведені траєкторії центру мас тягача за відсутності і наявності крену, а на рис. 4 – кути складання автопоїзда.

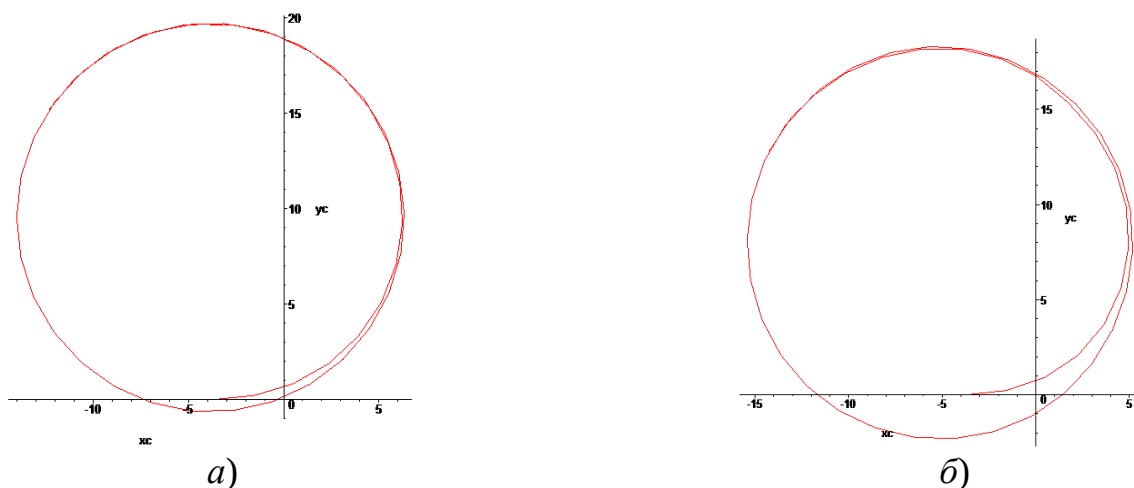


Рис. 3. Траєкторії центра мас автомобіля тягача за відсутності (а) і наявності крену (б)

Як слідує з рис. 4, кути складання практично співпали між собою, тобто під час визначення показників маневреності автопоїзда можна використовувати просту плоску модель автопоїзда. Крім того, згасаючий характер коливань кута складання свідчить про стійкий рух автопоїзда під час виконання прийнятих маневрів.

Під час повороту керованих коліс для досягнення колового руху автопоїзда його критична швидкість з урахуванням крену кузова суттєво зменшується.

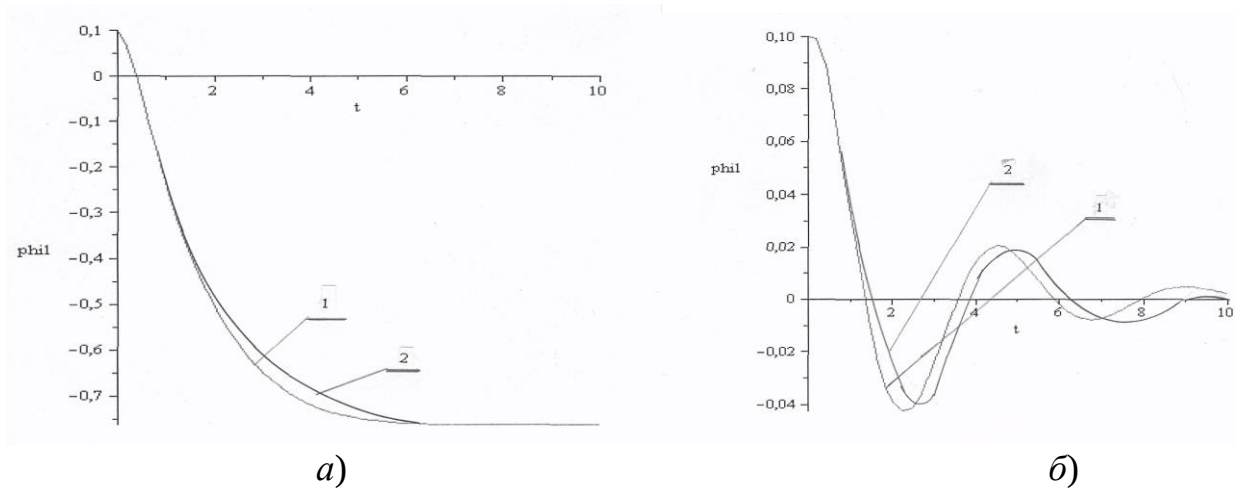


Рис. 4. Кут складання за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (б): 1 – без урахування крену, 2 – з урахуванням крену

На рис. 5 наведені результати розрахунку критичної швидкості автопоїзда як з урахування крену, так і без його врахування (за умови появи дійсного кореня характеристичного рівняння).

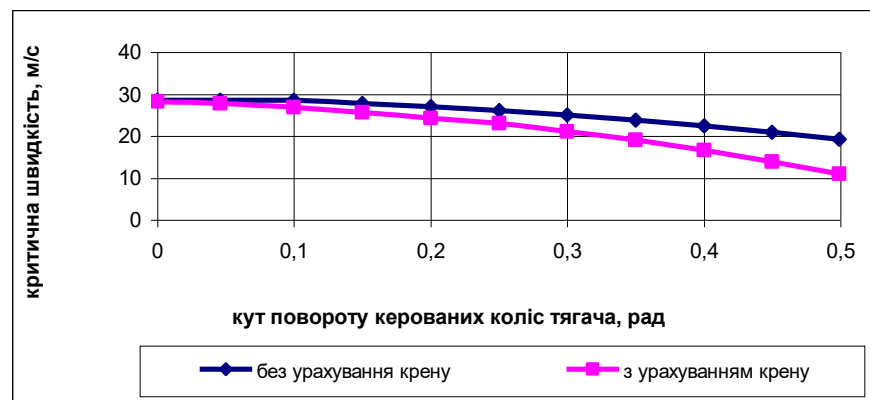


Рис. 5. Залежність критичної швидкості автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача

Аналіз даних (рис. 5) показує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

Були розглянуті і інші режими криволінійного руху автопоїзда-контейнеровоза, зокрема такі маневри як ISO, „ривок рульового колеса” і „переставка”.

Під час виконання маневру ISO урахування крену кузова тягача і напівпричепа суттєво впливає на стійкість руху автопоїзда. Уже за швидкості 5 м/с спостерігаються незначні коливання напівпричепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Так, якщо за швидкості 10 м/с автопоїзд без урахування крену залишається стійким, то при врахуванні крену ця швидкість зменшується до 7,5 м/с.

Окрім маневру ISO розглядалися також і маневри „ривок рульового колеса” і

„переставка”. На рис. 6 наведені результати розрахунку швидкості рискання ланок автопоїзда за швидкості 5 м/с. Характерним є те, що під час виконання маневру „ривок рульового колеса” найбільша швидкість рискання притаманна автомобілью-тягачу, а під час виконання маневру „переставка” – напівпричепу, тобто обмежуючим фактором під час виконання цих маневрів є як автомобіль-тягач, так і напівпричіп.

На рис. 7 наведені результати розрахунку бічних прискорень, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепи під час виконання тих же маневрів, з яких слідує, що прискорення у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепи майже однакові як під час виконання маневру „переставка”, так і під час виконання маневру „ривок рульового колеса”, тобто про стійкість автопоїзда під час виконання цих маневрів слід судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас будь-якої ланки автопоїзда. При цьому для обох маневрів залишається спільним збільшення прискорення ланок автопоїзда (на 17,6% рід час виконання маневру «ривок рульового колеса і на 20,5% – під час виконання маневру «переставка») за урахування крену автомобіля-тягача і напівпричепи. За збільшення швидкості виконання маневру різниця у максимальних прискореннях, що діють на окремі ланки автопоїзда, збільшується як з урахуванням крену, так і за його відсутності.



а)



б)

Рис. 6. Швидкість рискання у часі перехідного процесу при виконанні маневру: (а) – „ривок рульового колеса” (автомобіля-тягач); (б) – „переставка” (напівпричіп)

Порівняння розрахункових схем автопоїздів як з урахуванням крену, так і за його відсутності можна виконати за допомогою коефіцієнта посилення бічного прискорення напівпричепи, рис. 9.

Як слідує з наведеного графіка, коефіцієнт посилення бічного прискорення досягає свого максимуму за різного часу перехідного процесу. Максимальне значення цього коефіцієнта за урахування крену ланок автопоїзда майже на 18% перевищує його значення без урахування крену, тобто на криволінійних траєкторіях врахування крену призводить до зменшення швидкості виконання будь-яких маневрів автопоїзда.

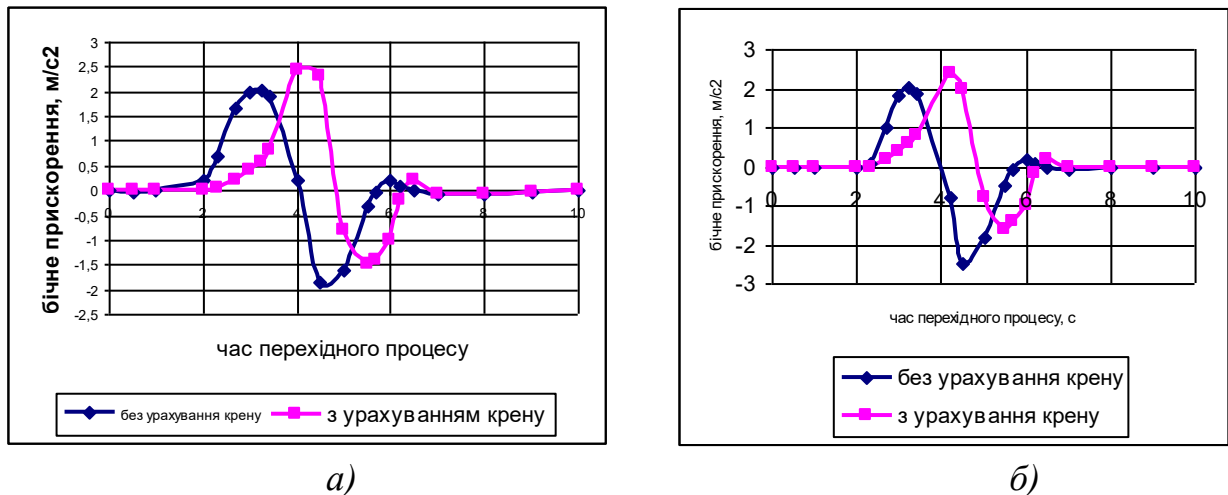


Рис. 7. Бічне прискорення у часі перехідного процесу: (а) – „ривок рульового колеса” (автомобіль-тягач); (б) – „переставка” (напівпричіп)

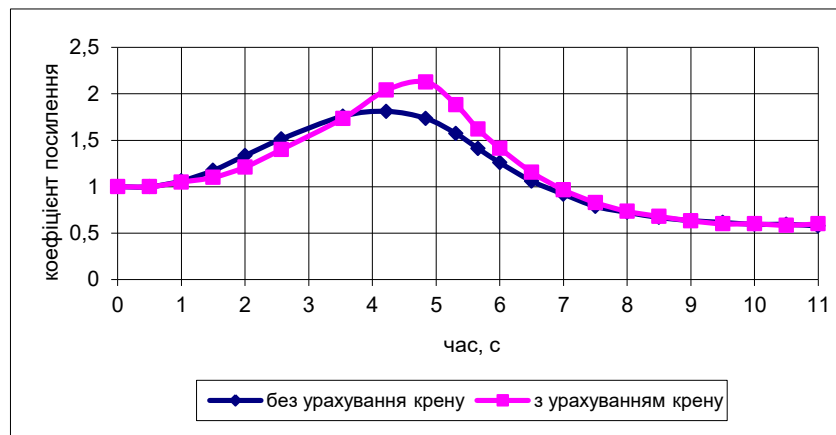


Рис. 8. Коефіцієнт посилення бічного прискорення напівпричепа у часі перехідного процесу за швидкості автопоїзда 10 м/с

Окрім криволінійного руху визначалися показники стійкості і за прямолінійного руху автопоїзда, зокрема критична швидкість руху $v_{кр}$. Ця швидкість визначалася для лінеаризованої вихідної системи рівнянь і склала 28,65 м/с.

Із літературних джерел відомо, що $v_{кр}$ залежить від компоновальної схеми автопоїзда, його масових і конструктивних параметрів, які по-різному впливають на її чисельне значення. У зв'язку з цим у подальшому дослідження проводились у два етапи. Всього було обрано 8 факторів (маса ланок, розміщення точки зчіпки тягача з напівприцепом, коефіцієнти опору відведення коліс ланок), які відповідали умовам незалежності, керованості та однозначності. При цьому їх сукупність відповідала сумісності і відсутності лінійної кореляції.

На першому етапі за принципом повного факторного експерименту були обрані три фактори: розміщення точки зчіпки тягача з напівприцепом, маса напівпричепа та коефіцієнти опору бічному відведенню осей напівпричепа. Перевірка значимості коефіцієнтів поліноміальної моделі за t – критерієм Ст'юдента показала, що коефіцієнтами парної дії можна знехтувати. Тому у подальшому під час визначення впливу факторів на $v_{кр}$ застосовувався однофакторний експеримент,

що було зроблено у другому етапі. При цьому розрахунки виконувалися за безрозмірними показниками, що представляли собою відношення номінального значення показника до можливого його значення у конструкції автопоїзда.

Результати розрахунку наведені на рис. 9–10.

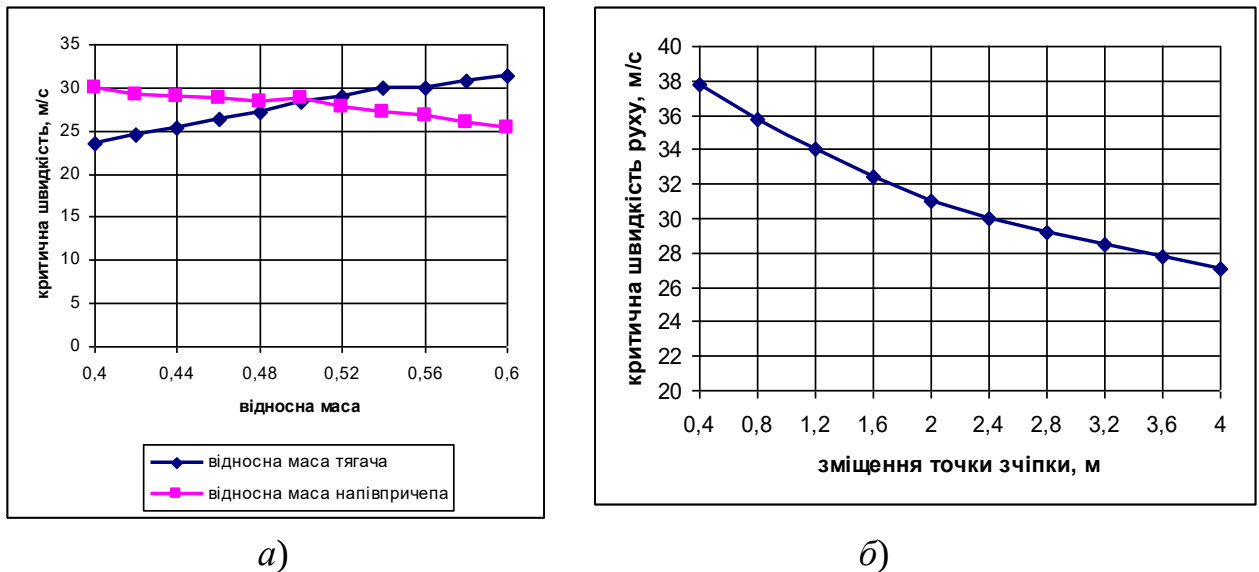


Рис. 8. Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від відносної маси автомобіля-тягача і напівпричепа (а) і відстані від точки зчіпки тягача з напівприцепом до центра мас автомобіля-тягача (б)

Аналіз наведених графіків дозволяє зробити наступні висновки:

- збільшення маси автомобіля-тягача призводить до збільшення критичної швидкості руху, у той час як збільшення маси напівпричепа (рис. 10а) призводить до зменшення критичної швидкості руху автопоїзда. Із цього випливає важлива рекомендація до завантаження ланок автопоїзда в процесі експлуатації: максимально завантажувати автомобіль-тягач і в меншій мірі напівпричіп;

- збільшення відстані від точки зчіпки тягача з напівприцепом до центра мас автомобіля-тягача призводить до зменшення критичної швидкості руху автопоїзда (рис. 10 б);

- зменшення коефіцієнта опору відведення коліс передньої осі автомобіля-тягача і напівпричепа, як і збільшення коефіцієнта опору відведення коліс середньої і задньої осі тягача і напівпричепа, призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда (рис. 9).

Зважаючи на взаємозв'язок між коефіцієнтом опору відведення і тиском повітря в шині в процесі експлуатації автопоїзда необхідно підтримувати такий тиск, щоб за обраного навантаження на колеса осей автопоїзда коефіцієнт опору бічному відведенню коліс передніх осей тягача і напівпричепа був меншим, ніж коліс їх задніх осей. Це буде сприяти підвищенню $v_{кр}$ автопоїзда.

Отримані показники стійкості потребують експериментальної перевірки.

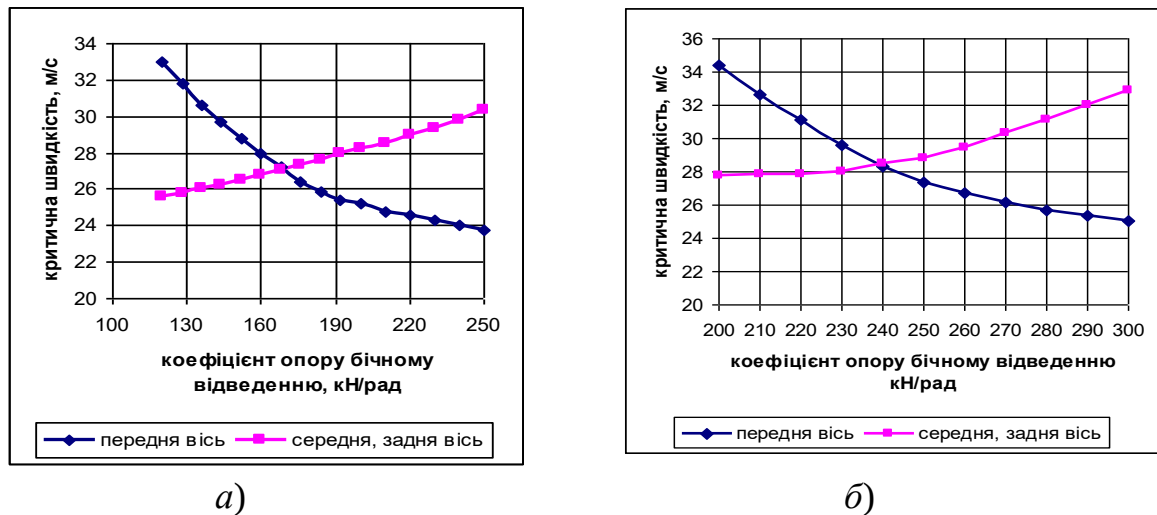


Рис. 11. Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від коефіцієнта опору відведення коліс тягача (а) і напівпричепа (б)

Четвертий розділ присвячений експериментальним дослідженням, метою яких була перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів керованості та стійкості автопоїздів-контейнеровозів. В задачі експериментальних досліджень автопоїзда входило:

- перевірка адекватності математичної моделі автопоїзда-контейнеровоза;
- визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза під час виконання ним таких маневрів як „рух по колу”, „переставка”, „ривок рульового колеса” тощо.

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень у Луцькому національному технічному університеті був створений автопоїзд-контейнеровоз. Цей автопоїзд складався із сидельного тривісного серійного автомобіля-тягача КамАЗ-53212 і напівпричепа Kaiser S38EL1A.

Автопоїзд-контейнеровоз був обладнаний необхідною вимірювальною та реєструючою апаратурою, яка включала персональний комп'ютер, аналого-цифровий перетворювач L-CARD E14-140, акселерометри MMA7260QR2 виробництва фірми Freescale Semiconductor, датчики переміщення підвіски WABCO №441 050 100 0 (працюють за принципом кута повороту), датчики кута повороту керованих коліс та датчики кута складання ланок автопоїзда, функції яких виконує датчик WABCO №441 050 100 0.

Датчики прискорень і переміщень були встановлені в характерних точках автомобіля-тягача та напівпричепа.

Програмна частина вимірювального комплексу складається з програми PowerGraph для роботи з АЦП.

Виміри кутів повороту, складання ланок автопоїзда, прискорень, шляху, швидкості руху здійснювалися спеціальними датчиками, що перетворюють ці величини в електричні сигнали, реєстрація й опрацювання яких здійснювалася за допомогою бортового обчислювального комплексу на базі ПК.

Програма випробувань включала: прямолінійний рух ("пряма"); зміна смуги руху ("переставка"); вхід і рух на повороті ("поворот"); "маневр ISO"; різкий

поворот рульового колеса ("ривок руля").

Дорожні випробування проводилися на рівній асфальтобетонній площадці розміром 100х120 м полігону Луцького національного технічного університету і рівній горизонтальній асфальтованій дорозі Луцьк-Рівне (31...35 кілометри).

Під час виконання маневру "пряма" була встановлена задовільна збіжність розрахункових і експериментальних значень окремих параметрів. Максимальні відхилення у визначенні кута складання не перевищили 6,2%; кутової швидкості тягача – 7,3%, напівпричепа – 8,5%; бічних переміщень центра мас тягача – 6,6% і напівпричепа – 7,7%, швидкості бічного переміщення центра мас тягача – 6,2%, напівпричепа – 8,3%; бічних прискорень тягача – 6,3%, напівпричепа – 7,3%, що свідчить про адекватність розробленої просторової моделі автопоїзда.

Під час виконання маневру "пряма" відзначена незначна відмінність параметрів руху напівпричепа щодо автомобіля-тягача. Під час створення збурювань (переїзд через нерівність, невеликий ривок руля) відзначалися сплески записуваних параметрів, що потім швидко гасилися. При закріпленому рульовому колесі параметри руху мали приблизно такі ж значення, як і без обмежень на використання рульового колеса. Із підвищенням швидкості відзначалося деяке збільшення амплітуд параметрів. Так, ще за швидкості 70 км/год значення амплітуд залишалися невисокими і спостерігався стійкий, без видимих впливів, рух автопоїзда-контейнеровоза. Проте за збільшення швидкості автопоїзда до 80 км/год мали місце значні поперечні горизонтальні коливання, наявні труднощі в керуванні автопоїздом і в утриманні його в заданому коридорі руху. Розмахи впливів напівпричепа досягали 0,3–0,5 м. При переїзді через нерівності відзначався сильний сплеск амплітуд коливань, аж до відриву коліс напівпричепа від дороги, що вказує на необхідність проведення додаткових розрахунково-теоретичних досліджень і вироблення відповідних рекомендацій для підвищення стійкості.

Під час виконання маневру "переставка" довжиною 24 м за швидкості руху понад 55 км/год спостерігався занос напівпричепа і вихід його за межі розміченої траєкторії.

Під час виконання маневру "поворот" гранична швидкість автопоїзда також обмежувалася відривом коліс напівпричепа і небезпекою його перекидання. Проте швидкості, за яких виконувалися ці маневри, перевищують їх нормоване значення, тобто можна вважати, що автопоїзд-контейнеровоз відповідає нормативним вимогам.

Визначальним при цьому є той факт, що розрахункові швидкості виконання маневрів "поворот" і "переставка" складають відповідно 58,98 і 51,54 км/год, що на 6,75 і 6,48% більше експериментальних значень. Проте ці відхилення лежать у межах допустимих, що також свідчить про адекватність розроблених математичних моделей автопоїзда-контейнеровоза.

Під час виконання маневру "ривок руля" швидкість ривка і крен кузову напівпричепа в експерименті перевищують розрахункові значення на 7,98% і 11,33%. Пояснюється це неточностями визначення жорсткостей ресор і шин, що приймалися в розрахунках. Виключення складають показники перерегулювання кутової швидкості повороту напівпричепа і зв'язані з ним величини бічного прискорення, які перевищують розрахункові значення відповідно на 15,6% і 15,1%.

Дещо завищені значення цих показників свідчать про несприятливий характер перехідної реакції напівпричепа, що призводить до великих пікових значень параметрів його руху (зокрема, бічного прискорення і кутової швидкості повороту) і схильності до передчасного перекидання чи заносу.

Співставляючи дані аналітичних і експериментальних досліджень, можна відзначити задовільну збіжність результатів як при застосуванні плоскої при виконання маневру «пряма», так і просторової моделі автопоїзда при визначенні проказників стійкості руху автопоїзда при виконанні маневрів «поворот», «переставка», «ривок рульового колеса».

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача пов'язана з вибором та обґрунтуванням типу та складу модулів автопоїзда-контейнеровоза, за яких забезпечуються необхідні показники стійкості руху, а саме критична швидкість прямолінійного і криволінійного руху, швидкість появи коливальної нестійкості автопоїзда.

2. Удосконалена математична модель автопоїзда-контейнеровоза з трьома кінематично незалежними елементами – тягач з передньою керованою віссю, безколісна платформа і возик напівпричепа з усіма поворотними осями. При цьому прийнято, що сили в опорно-зчіпних пристроях не впливають на перерозподіл навантажень по бортам. Це відповідає тому, що вісь крену лежить у вертикальній площині симетрії і досить складну систему – автопоїзд було розглянуто як дві незалежні системи: тягач і напівпричіп з возиком, що значно спростило вигляд і аналіз рівнянь, що описують крен.

3. Показано, що рух ланок автопоїзда у вертикальній площині за кутами галопування (тангажу, диференту) та крену впливає на боковий рух шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий і поперечний. При цьому крен кузова автомобіля-тягача і напівпричепа призводить до зміщення центра мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху.

4. Встановлено, що під час повороту керованих коліс автомобіля-тягача і керованих осей возика напівпричепа для досягнення колового руху автопоїзда критична швидкість з урахуванням крену кузова суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда. Наприклад, під час виконання маневру ISO уже за швидкості 5 м/с спостерігаються незначні коливання напівпричепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Так, якщо за швидкості 10 м/с автопоїзд без урахування крену залишається стійким, то під час врахування крену ця швидкість зменшується до 7,5 м/с.

5. Доведено, що бічні прискорення, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа під час виконання маневрів „ривок рульового колеса” і „переставка” за швидкості автопоїзда 5 м/с майже однакові, тобто про стійкість автопоїзда під час виконання цих маневрів слід судити по величині бічних прискорень, що діють у

центрі мас будь-якої ланки автопоїзда. При цьому для обох маневрів залишається спільним збільшення прискорення ланок автопоїзда (на 17,6% під час виконання маневру «ривок рульового колеса і на 20,5% – під час виконання маневру «переставка») за урахування крену автомобіля-тягача і напівпричепа. За збільшення швидкості виконання маневру різниця у максимальних прискореннях, що діють на окремі ланки автопоїзда, збільшується як з урахуванням крену, так і за його відсутності.

6. Показано, що коефіцієнт посилення бічного прискорення для напівпричепа за просторової і плоскої моделі автопоїзда досягає свого максимуму за різного часу перехідного процесу. Максимальне значення цього коефіцієнта за урахування крену ланок автопоїзда майже на 18% перевищує його значення без урахування крену, тобто на криволінійних траєкторіях врахування крену призводить до зменшення швидкості виконання будь-яких маневрів автопоїзда.

7. Проведеними експериментальними дослідженнями доведена адекватність розроблених математичних моделей для дослідження стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза. Максимальні розбіжності у визначенні критичної швидкості руху автопоїзда-контейнеровоза за плоскої розрахункової моделі не перевищували 14,5%, у той час як для просторової – 12,1%.

8. Результати дослідження прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» під час розробки нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання автопоїздів (тягачів категорії N_3 та напівприцепів O_4), шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби, а також для визначення оптимальних компоновальних параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа за показниками керованості і стійкості руху автопоїзда.

Вибір типу автомобіля-тягача і напівпричепа, а також їх систем управління на основі розробленої математичної моделі і розрахунково-теоретичного методу оцінки стійкості руху прийняті до практичного впровадження в Територіальному управлінні Головної державної інспекції на автомобільному транспорті у Волинській області та СП ТзОВ «Алвітранс ЛТД» під час створення автопоїзда-контейнеровоза та дослідній його експлуатації.

У **додатках** наведені довідки про впровадження результатів досліджень.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Сахно В.П. До визначення показників повороткості триланкового автопоїзда типу “B-Double” / В.П. Сахно, В.М. Глінчук, В.П. Онищук, В.П. Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2009. – Вип. 12. – С. 184–190.

2. Сахно В.П. До застосування подвійного приводу управління поворотними осями напівпричепа триланкового автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Глінчук, О.А. Енглезі, В.П. Онищук // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 6. – К.: НТУ, 2009. – С. 219–224.

3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда-

контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, В.П. Онищук // Луцький національний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2010. – С. 478–484.

4. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – №2(53) – 2010. – С. 127–134.

5. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно, М.М. Горбаха, В.М. Придюк, В.П. Онищук, // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2010. Випуск 13. – С. 72–75.

6. Кузнєцов Р.М. Вплив типу підвіски ланок автопоїзда на його стійкість у процесі гальмування / Р.М. Кузнєцов, В.В. Стельмашук, І.С. Мурований, В.П. Онищук, О.С. Дубицький // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – №2. – 2009. – С. 67–75.

7. Кузнєцов Р.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового причіпного автопоїзда / Р.М. Кузнєцов, В.В. Лотиш, І.С. Мурований, В.П. Онищук // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2008. – №7 (125). – С. 84–87.

8. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза у прямолінійному русі / В.П.Сахно, Р.М. Кузнєцов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Вісник СевНТУ: Збірник наукових праць. Випуск 121. – Севастополь, 2011. – С. 3–6.

9. Сахно В.П. Маневреність триланкових автопоїздів типу “B-Double” / В.П. Сахно, Р.М. Глінчук, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Проблеми транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 7. – Київ: НТУ, 2010. – С. 187–198.

10. Гуменюк П.О. До визначення кутів відведення осей ланок автопоїзда-контейнеровоза / П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2010. – Випуск 21. – С. 132–137.

11. Сахно В.П. Маневреність та стійкість руху автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.М. Придюк, В.П. Онищук // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2011. – Випуск 23. – С. 31–36.

12. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза/ В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Проблеми транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С. 157–165.

13. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету: : В 2-х частинах: Ч. 1. –К., НТУ, 2009. – Вип. 19. – С.80–83.

14. Онищук В.П. Автоматизований комплекс для дослідження показників руху експериментального автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Онищук // Луцький національний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2011. – С. 281–285.

Інші видання

1. Сахно В.П. Маневреність та безпека руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук, В.П. Онищук,

В.М. Придюк // Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти» (м. Донецьк, 17-18 листопада 2011 року): Збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Донецька академія автомобільного транспорту. – Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2011. – С. 216–220.

2. Сахно В.П. До аналізу конструкцій автопоїздів-контейнеровозів / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Збірник доповідей 13 Міжнародної науково-практичної конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики». – К.: Міністерство транспорту та зв'язку України, 2011. – С. 180–182.

3. Онищук В.П. Шляхи поліпшення маневреності триланкових автопоїздів / В.П. Онищук // Тези доповідей LXV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. – К.: НТУ, 2009. – С. 48.

4. Онищук В.П. До визначення показників маневреності триланкових автопоїздів / В.П. Онищук // Тези доповідей LXVI наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. – К.: НТУ, 2010. – С. 57.

5. Кузнєцов Р.М. До визначення показників стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза / Р.М. Кузнєцов, В.П. Онищук // Тези доповідей LXVII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. – К.: НТУ, 2011. – С. 40.

АНОТАЦІЯ

Онищук В.П. “Забезпечення стійкості автопоїзда для перевезення контейнерів”. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори. – Національний університет “Львівська політехніка”. Львів, 2012.

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача пов'язана з вибором та обґрунтуванням типу та складу модулів автопоїзда-контейнеровоза, за яких забезпечуються необхідні показники стійкості руху, а саме критична швидкість прямолінійного і криволінійного руху, швидкість появи коливальної нестійкості автопоїзда.

Розроблена математична модель автопоїзда-контейнеровоза з трьома кінематично незалежними елементами – тягач з передньою керованою віссю, безколійна платформа і возик напівпричепа з усіма поворотними осями.

Встановлено, що під час повороту керованих коліс автомобіля-тягача і керованих осей возика напівпричепа для досягнення колового руху автопоїзда критична швидкість з урахуванням крену кузова суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда. Наприклад, при виконанні маневру ISO уже за швидкості 5 м/с спостерігаються незначні коливання напівпричепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Так, якщо за швидкості 10 м/с автопоїзд без

урахування крену залишається стійким, то при врахуванні крену ця швидкість зменшується до 7,5 м/с.

Показано, що коефіцієнт посилення бічного прискорення для напівпричепа за просторової і плоскої моделі автопоїзда досягає свого максимуму за різного часу перехідного процесу. Максимальне значення цього коефіцієнта за урахування крену ланок автопоїзда майже на 18% перевищує його значення без урахування крену, тобто на криволінійних траєкторіях врахування крену призводить до зменшення швидкості виконання будь-яких маневрів автопоїзда.

Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда-контейнеровоза доведена адекватність розроблених математичних моделей.

Ключові слова: автопоїзд-контейнеровоз, стійкість, керованість, маневр, бокове відведення колеса, математична модель, привод керування.

АННОТАЦИЯ

Оныщук В.П. “Обеспечение устойчивости автопоезда для перевозки контейнеров”. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Национальный университет “Львовская политехника”. Львов, 2012.

В диссертационной работе решена важная научно-практическая задача, связанная с выбором и обоснованием типа и состава модулей автопоезда-контейнеровоза, обеспечивающих необходимые показатели устойчивости движения, а именно критической скорости прямолинейного и криволинейного движения, скорости появления колебательной неустойчивости автопоезда.

Разработана математическая модель автопоезда-контейнеровоза с тремя кинематически независимыми элементами – тягач с передней управляемой осью, бесколесная платформа и тележка полуприцепа со всеми поворотными осями. При этом принято, что силы в опорно-сцепных устройствах не влияют на перераспределение нагрузок по бортам. Это отвечает тому, что ось крена лежит в вертикальной плоскости симметрии и достаточно сложную систему – автопоезд было рассмотрено как две независимые системы: тягач и полуприцеп с тележкой, что значительно упростило вид и анализ уравнений, описывающих крен.

Показано, что движение звеньев автопоезда в вертикальной плоскости по углам галлопирования и крена влияет на боковое движение путем изменения нагрузок на колеса, изменяя тем самым вертикальные реакции опорной поверхности. В соответствии с этой концепцией и было проведено разграничение движения на боковое и поперечное. При этом крен кузова автомобиля-тягача и полуприцепа приводит к смещению центра масс в направлении действия боковой силы, которая снижает потенциальные возможности автопоезда относительно устойчивости движения.

Установлено, что при повороте управляемых колес автомобиля-тягача и управляемых осей тележки полуприцепа для достижения кругового движения автопоезда критическая скорость с учетом крена кузова существенно уменьшается в результате перераспределения реакций опорной поверхности и изменения

коэффициентов сопротивления увода колес разных бортов автопоезда. Например, при выполнении маневра ISO уже при скорости 5 м/с наблюдаются незначительные колебания полуприцепа, которые усиливаются с повышением скорости движения. Если при скорости 10 м/с автопоезд без учета крена остается устойчивым, то при учете крена эта скорость уменьшается до 7,5 м/с.

Боковые ускорения при выполнении маневра «рывок рулевого колеса» и «переставка» при скорости автопоезда 5 м/с соответственно больше на 17,6% и 20,5% при учете крена автомобиля-тягача и полуприцепа.

Проведенными экспериментальными исследованиями автопоезда-контейнеровоза доказана адекватность разработанных математических моделей.

Результаты исследования приняты к использованию отделом конструкторских разработок и научно-технических экспертиз ГП «ГосавтотрансНИИпроект», а рекомендации – к практическому внедрению в Территориальном управлении Главной государственной инспекции на автомобильном транспорте в Волынской области и СП ТОВ «Алвитранс ЛТД» при создании автопоезда-контейнеровоза и опытной его эксплуатации.

Ключевые слова: автопоезд-контейнеровоз, устойчивость, управляемость, маневр, боковой увод колеса, математическая модель, привод управления.

ABSTRACT

Onischuk V.P. "Ensuring the sustainability train for transportation of containers". Manuscript.

Dissertation for the candidate degree of technical sciences in specialty 05.22.02 – automobiles and tractors. – Lviv Polytechnic National University. Lviv, 2012.

The thesis solved an important scientific problem associated with the choice and justification of the module type and compound of trailer-container in which are provided with necessary indicators of stability of motion, such as the critical speed of rectilinear and curvilinear motion, speed of appearance of trailer's oscillatory instability.

The mathematical model of trailer-container with three cinematically independent elements was designed - tractor with front driven axle, heelless platform and semi-trailer with all rotary axes.

It is rosined that an amplification of lateral acceleration factor for a semi trailer at the spatial and flat model of lorry convoy arrives at the maximum during different transient. Maximal value of this coefficient for the account of heel of lances of lorry convoy almost on 18% exceeds his value without the account of heel that on the curvilinear trajectories of account of heel results in diminishing of speed of implementation of any manoeuvres of lorry convoy.

Established that when turning the steering wheels of car-tractor and trailer» drove cart axles to achieve circular motion of trailer-container critical speed considering body roll is significantly reduced due to redistribution reactions of the supporting surface and changes in the coefficients of resistance removal of wheels of various boards of trailer-container.

Experimental researches on trailer-container proved the adequacy of the developed mathematical models.

Keywords: trailer-container, stability, controllability, manoeuvring, side removal of the wheel, mathematical model, the drive control.

Підп. до друку 6.03.2012. Формат 60х84/16. Папір офс.
Гарн. Таймс. Ум. друк. арк. 0,75.
Тираж 100 прим. Зам. 123

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Друк – РВВ Луцький НТУ