

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Стельмашук Валерій Віталійович

УДК 629.113

**ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КЕРОВАНOSTІ ТА СТІЙКОСТІ
ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ**

Спеціальність 05.22.02 — Автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

КИЇВ – 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному транспортному університеті Міністерства освіти і науки України, м.Київ

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Сахно Володимир Прохорович, Національний транспортний університет, завідувачий кафедрою „Автомобілі”

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович, Харківський національний автомобільно-дорожній технічний університет, Завідуючий кафедрою „Технологія машинобудування і ремонту машин”

Кандидат технічних наук, доцент
Зав’ялова Людмила Іванівна, Полтавський державний технічний університет ім. Кондратюка , доцент кафедри „Теоретична і прикладна механіка”

Провідна установа:

Національний університет „Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України , кафедра „Експлуатація та ремонт автомобільної техніки”, м.Львів

Захист відбудеться 24 червня 2005 р. о 10.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м.Київ, вул. Суворова, 1, ауд. 333.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, Україна, м.Київ, вул. Кіквідзе, 42.

Автореферат розісланий 20 травня 2005 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Матейчик В.П.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Неможливо уявити собі сучасний вантажний транспорт без причепів та напівпричепів. Причепи та напівпричепи дозволяють перевозити не тільки більше вантажів, але й зменшити вартість перевезень – найчастіше більше половини корисної вантажності автопоїзда припадає на причіп. Особливо це помітно на шведських семивісних автопоїздах повною масою 60 т, де тягач масою 26 т працює з причепом у 34 т, їх вантажність складає приблизно 17 і 26 т відповідно.

Усі кузови причепів та напівпричепів (як і автомобілів) мають стандартизовану довжину, розраховану на заповнення їх 38 європіддонами або 28 індустріальними піддонами. При необхідності на місцевих перевезеннях використовують більш коротку денну кабіну, що дає можливість збільшити довжину кузова і розташувати до 40 європіддонів. У разі використання триланкових автопоїздів одночасно можливе перевезення до 60 європіддонів.

Використання триланкових автопоїздів для міжміських і міжнародних перевезень висунуло задачу про дослідження керованості й стійкості таких автотранспортних засобів (АТЗ) з урахуванням вимог до максимально припустимого навантаження на осі за умовами експлуатації доріг. Внаслідок обмежених можливостей і недостатньої ефективності використовуваних у даний час теоретичних розробок для оцінки динамічного поведіння триланкових автопоїздів дуже складно сформулювати на стадії проектування та комплектації науково обґрунтовані рекомендації з вибору конструктивних параметрів АТЗ.

Недостатня вивченість особливостей динамічного поведіння багатоланкових АТЗ утруднює їхнє конструювання, стримує досягнення оптимальних показників техніко - експлуатаційних властивостей. Збільшення числа ланок зменшує можливості аналітичного аналізу, тому що кожна додаткова ланка додає системі щонайменше один ступінь волі. Але стійкість і керованість триланкових автопоїздів не можна розглядати на підставі характеристик, отриманих для окремих ланок і зокрема, для дволанкових автопоїздів, бо об'єднання в єдину механічну систему підсистем, що описують поведіння кожної окремо взятої ланки, пов'язано із зміною коефіцієнтів диференціальних рівнянь і виникненням нових членів, що характеризують зв'язки між підсистемами.

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій з дослідження динамічного поведіння багатоланкових автопоїздів показує, що в даний час немає загальновизнаних однакових підходів як до розробки математичної моделі, так і до математичного апарату для її аналізу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346, “Теорія керованості та стійкості автомобілів і автопоїздів з нетрадиційними системами керування” № РК 0100U002446 в період з 01.2000 по 12.2002 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.

Метою роботи є розробка способів підвищення керованості і стійкості триланкових автопоїздів за рахунок вибору раціональних компоновальних і масових параметрів окремих ланок. Відповідно до цього **задачі** дослідження визначені в такий спосіб :

1. Розробка математичної моделі триланкового автопоїзда.
2. Розробка методики визначення критичної швидкості прямолінійного руху триланкового сидельно-причіпного автопоїзда, умов втрати стійкості при русі круговими траєкторіями і величин мінімальних стійких радіусів повороту за різних швидкостей руху і відповідних кутів повороту керованих коліс.
3. Проведення аналізу адекватності лінійної і нелінійної моделей і можливостей їх застосування при визначенні показників керованості і стійкості руху триланкових автопоїздів.
4. Дослідження впливу компоновальних і масових параметрів та експлуатаційних режимів на показники керованості і стійкості руху триланкових автопоїздів.
5. Експериментальні дослідження триланкових автопоїздів для встановлення адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам і визначенню показників керованості і стійкості АТЗ.
6. Розробка рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників керованості і стійкості руху триланкових автопоїздів.

Об'єктом досліджень є показники керованості та стійкості руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем.

Предметом досліджень є вплив компоновальних і масових параметрів триланкових автопоїздів на показники керованості та стійкості руху.

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

Наукова новизна одержаних результатів полягає у:

- розробці математичної моделі триланкового автопоїзда з модульними веденими ланками, що складаються з платформи і тривісного візка, на основі яких проведені теоретичні дослідження з оцінки керованості і стійкості руху АТЗ із різним ступенем ідеалізації моделі і властивостей коліс (урахування нелінійної гіпотези відведення);
- визначенні і порівняльній оцінці рівня керованості і стійкості руху триланкових автопоїздів різного складу і конструкції за діючими і запропонованими характеристиками і показниками;
- кількісній оцінці ступеня впливу різних експлуатаційних і конструктивних параметрів на керованість і стійкість руху триланкового автопоїзда, визначенні оптимальних значень цих параметрів і раціонального складу триланкових автопоїздів з позиції керованості і стійкості руху.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-вимірювальної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень триланкових автопоїздів і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, отриманими іншими авторами.

Практичну цінність результатів дослідження складають:

- розроблені математичні моделі триланкових автопоїздів, що дозволяють досліджувати вплив масових і геометричних параметрів (зокрема, розташування точок зчипки щодо центрів мас ланок, ступеня завантаженості ланок тощо) на характеристики прямолінійного руху;

- алгоритми і програми розрахунків за допомогою математичної моделі і з використанням ПК для дослідження прямолінійного руху і маневрування, які дають можливість прогнозувати властивості автопоїздів на стадії проектування (за показниками керованості і стійкості), скорочуючи час і витрати на створення нових і удосконалення існуючих автопоїздів.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 8 наукових працях. Робота [1] написано самостійно. У роботах виконаних у співавторстві здобувачу належать: у роботі [2] здобувачем проведені розрахунки показників стійкості триланкових причіпних автопоїздів; у роботі [3] – проведено аналіз елементів конструкції напівпричепів, спрямованих на підвищення стійкості руху триланкового автопоїзда; у роботі [4] проведені розрахунки та виконано аналіз габаритної смуги руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем; у роботі [5] – аналіз розташування точки зчипки підкатного возика і автомобіля-тягача, бази причіпних ланок і передатних відношень приводу управління причіпними ланками на показники маневреності і стійкості руху автопоїзда; у роботі [6] – аналіз конструктивних параметрів причіпних ланок і передатних відношень приводу управління на показники маневреності триланкового автопоїзда; у роботі [7] – проаналізовано вплив параметрів автомобіля-тягача і причіпних ланок на величину габаритної смуги руху триланкового автопоїзда; у роботі [8] – отримані та розв’язані рівняння кутів складання між окремими ланками триланкового автопоїзда.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ НТУ 2003, 2004р.р.); на міжнародній науково-технічній конференції “Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы” (Севастополь СевНТУ, 2004); на науково-практичній конференції "Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень" (Київ, 2004).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 8 друкованих роботах у фахових виданнях.

Реалізація роботи. Матеріали дисертації прийняті до використання в АСМАП України при створенні триланкового сидельно-причіпного автопоїзда та

дослідній його експлуатації.

Структура та обсяг роботи. Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатку. Список використаних джерел вміщує 147 найменувань. Робота містить 152 сторінок. Текст ілюструється 46 рисунками, містить 9 таблиць та 1 додаток.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність теми, представлено загальну характеристику роботи, перераховано коло задач, які вирішуються, сформульовано мету і задачі дослідження, показано наукову новизну і практичне значення отриманих результатів дослідження.

У першому розділі показано, що триланкові автопоїзди в США у 1965 році були дозволені до експлуатації усього в чотирьох штатах, а в 1979 році — уже в 36 штатах. Майже одночасно триланкові автопоїзди знайшли застосування в Канаді. У європейських країнах обмежене поширення одержали триланкові автопоїзди в складі вантажного автомобіля і двох причепів. Габаритна довжина триланкових автопоїздів обмежена на рівні 18...26 м, а повна маса — 32...40 т. Більш широке застосування таких автопоїздів у міжміських перевезеннях вантажів стримується рядом причин, головною з яких є транспортне законодавство.

Головним технічним напрямком підвищення продуктивності автомобільних транспортних засобів (АТЗ) є збільшення середньої швидкості руху і їх вантажності. Збільшення швидкостей руху і вантажності АТЗ без відповідного вибору ряду параметрів неминуче погіршує їх експлуатаційні властивості. Забезпечення керованості і стійкості руху є в цих умовах дуже важливою і ще недостатньо вирішеною задачею.

Проблема стійкості руху включає цілий ряд питань, одним із яких, що має особливо важливе значення для багатоланкових автопоїздів, є поперечна гори зонтальна стійкість. Виляння причепів створює небезпеку заносу чи перекидання, зіткнення з зустрічним транспортом, утруднює керування автопоїздом, збільшує знос шин і створює додаткові динамічні навантаження на ланки автопоїзда.

У зв'язку з цим особливу актуальність набувають роботи, спрямовані на підвищення поперечної горизонтальної стійкості руху автопоїздів.

Проведений аналіз виявив недостатнє дослідження ряду питань теорії руху автопоїздів, особливо багатоланкових, що не дозволяє повною мірою здійснювати раціональний вибір їх параметрів. При розгляді поперечної горизонтальної стійкості руху автопоїздів різними авторами даються як однакові рекомендації з підвищення стійкості, так і явно суперечливі. Вплив окремих параметрів, а також спільний вплив декількох разом узятих параметрів не розглядалися.

У другому розділі розроблена узагальнена математична модель триланкового автопоїзда.

Відмінності у конструкціях триланкових автопоїздів визначаються відмінностями конструкцій причіпних ланок, оскільки будова автомобілів-тягачів залишається незмінною.

Автопоїзд, що розглядається, рис. 1, складається із двох ведених модульних ланок, які, в свою чергу, складаються із кінематично незалежних елементів – платформи і возика. За модульної побудови автопоїзда кожна несуча система напівпричепа або причепа спирається на свій возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі напівпричепа і причепа. У ведучій ланки (автомобіля-тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких δ_1 і δ_2 , причому $\delta_1 > \delta_2$. Дві задні осі тягача можуть бути поворотні, кути повороту яких позначені через δ_3 і δ_4 , а також неповоротні, що розташовані позаду центра мас тягача. Візки напівпричепа і причепа тривісні (загальний випадок), причому всі осі можуть бути як керованими, так і некерованими. Кути повороту цих осей позначені через δ_5 – для першої модульної ланки (напівпричепа) і δ_6 – для другої ланки (причепа), причому $\delta_5 = \delta_6$. Кути відведення коліс усіх осей на схемі не позначені.

Введемо наступні позначення:

$\Sigma=Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат; $C(x,y)\Sigma$, m , I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягача щодо вертикальної осі;

$C(x_k,y_k)\Sigma$, m_k , I_k – те ж саме для кінематично незалежних ланок автопоїзда ($k=1...4$);

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ – курсові кути ланок автопоїзда;

$\delta_5, \delta_6, \delta_7$ – кути складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

v, u – поздовжня і бокова проекції швидкості центра мас – точки C , тобто проекції швидкості точки C на осі рухомої системи координат, безпосередньо пов'язаної з автомобілем-тягачем;

$M_k=f(\delta_k)$ – моменти опору повороту ланок автопоїзда;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда.

Геометричні параметри автопоїзда:

$a=CA, b_{1i}=CB_{1i}$ ($i=1,2$), $c=CO_1$; $d_1=O_1C_1, c_1=C_1O_2, l_1=d_1+c_1, c_2=C_1O_3, \delta_3=d_1+c_2$; $d_2=O_2C_2, b_{2j}=C_2B_{2j}$ ($j=1...3$), $l_2=b_{21}+b_{23}$; $d_3=O_3C_2, c_3=C_2O_4, l_3=d_3+c_3$;

При складанні диференціальних рівнянь руху триланкового автопоїзда доводиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель плоскопаралельного руху автопоїзда повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, так як це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

На автопоїзд діють наступні сили: 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 .

Для отримання диференціальних рівнянь руху триланкового автопоїзда, що

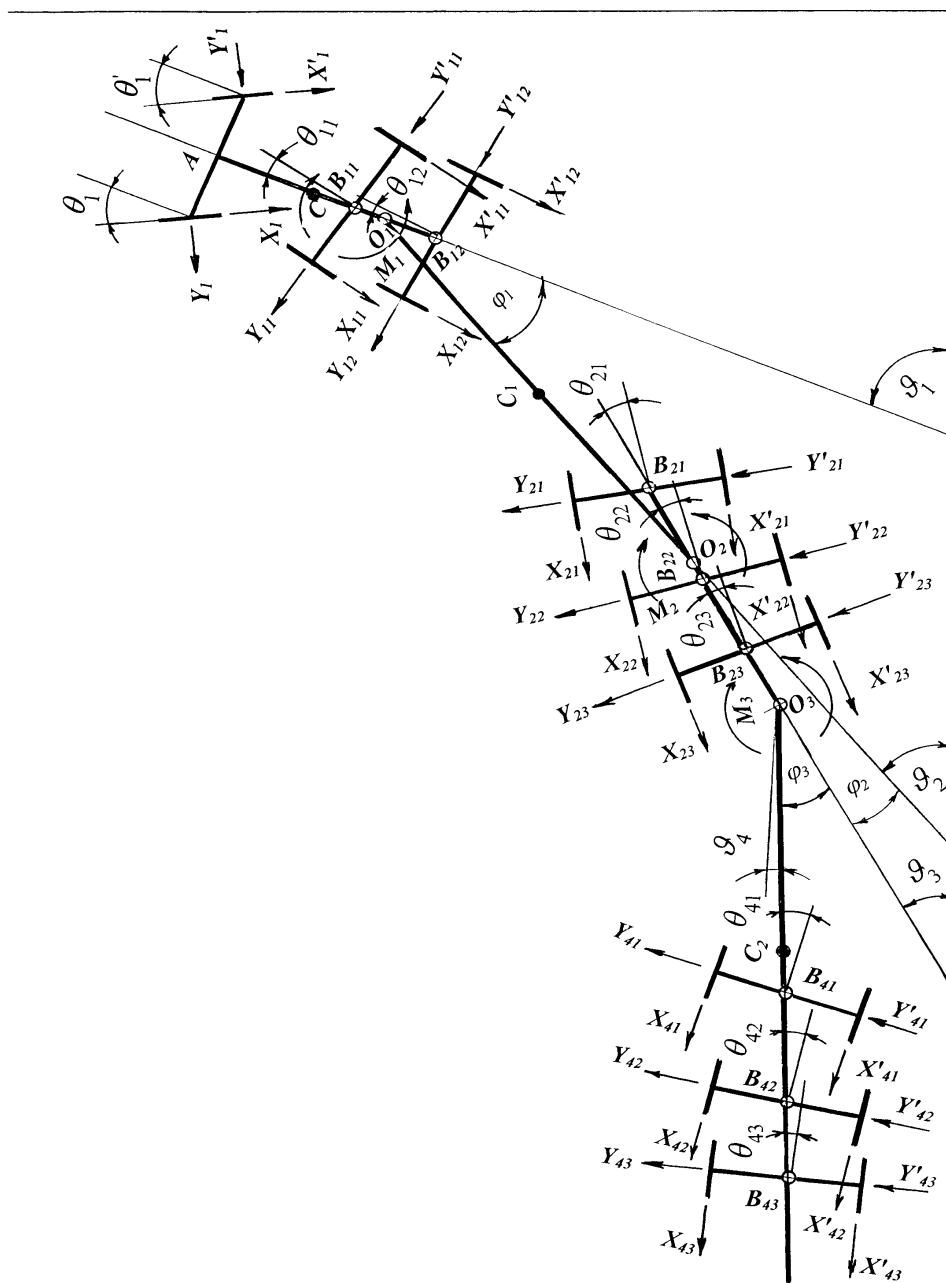


Рис. 1. Розрахункова схема триланкового автопоїзда на неусталеному повороті

складається із тривісного автомобіля-тягача і двох модульних ланок, скористаємося загальними теоремами механіки: про зміну головного вектора і головного моменту кількості руху. З урахуванням узагальнюючих сил і моментів та кінетичної енергії диференціальні рівняння триланкового автопоїзда з двома модульними ланками записані у вигляді:

-для поздовжньої швидкості центра мас тягача

-для поперечної швидкості центра мас

-для кутової швидкості тягача

- для остова напівпричепа

-для возика напівпричепа

- для остова прицепа

- для возика причепа

(1)

Для знаходження траєкторій окремих ланок триланкового автопоїзда до динамічних рівнянь (1) слід додати кінематичні рівняння. Отримані рівняння знайдуть подальше використання для визначення показників керованості і стійкості триланкового автопоїзда у різних режимах руху.

У третьому розділі розглянуті питання щодо визначення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів. Тому прийнято, що колеса середньої і задньої осей тягача, напівпричепа та причепа некеровані. Задавши закон зміни кута повороту керованих коліс тягача чисельним інтегруванням отриманих рівнянь (1), можна знайти значення параметрів руху АТЗ при виконанні ними різних маневрів. Однак для рішення задачі стійкості більше значення має з'ясування не параметрів руху, у тому числі і його траєкторії, а умов його існування.

Якщо в початковий момент часу на АТЗ подіяло збурення, то початкові умови зміняться. Зміниться і форма руху, що на відміну від первісної, незбуреної, стане збуреною. Порівнявши знову отримані системи із системами рівнянь незбуреного руху, були виділені системи рівнянь збурень. Отримані рівняння є диференціальними рівняннями збуреного руху. Вони мають той же вид, що і незбуреного, але замість змінних v стоять їх збурення, а ліві частини всіх рівнянь дорівнюють нулю.

Аналітичні вирази для змінних

, що відповідають усталеним

рухам ($i=1,6$)), можна отримати із системи рівнянь стаціонарних рухів триланкового автопоїзда на круговій траєкторії досить великого радіуса за умови, що $V=\text{const}$.

Розв'язок системи рівнянь (1) за умови її лінеаризації здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 9. Для автопоїзда у складі автомобіля-тягача Scania-114L, напівпричепа Krone SD-27 (цього ж напівпричепа на підкатному возику), причепа Krone ZZ-18 або ГКБ-8350, що визначали собою тип триланкового автопоїзда, задавалася швидкість руху, яка послідовно збільшувалася. При цьому знаходилися корені характеристичного рівняння і перевірялися умови стійкості. Так, для причіпного автопоїзда (автомобіль-тягач+напівпричіп на підкатному возику) за швидкості руху $v=35$ м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є ще від'ємними, тобто такий режим руху є стійким. При збільшенні швидкості руху такого автопоїзда до 38,9 м/с один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості причіпний автопоїзд може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

Дещо менші значення критичної швидкості отримані для сидельно-причіпного (автомобіль-тягач+напівпричіп+причіп) і причіпно-причіпного (автомобіль-тягач+причіп ГКБ-8350+причіп Krone ZZ-18) автопоїзда. Так перші додатні значення коренів характеристичного рівняння для сидельно-причіпного автопоїзда мали місце за швидкості 35,71 м/с (128,56 км/год), а причіпно-причіпного – 27,91 м/с (100,48 км/год). Проте при менших швидкостях руху ($v^*=34,27$ м/с та $v^*=26,54$ м/с відповідно для сидельно-причіпного і причіпно-причіпного автопоїзда) у додатну напівплощину переходить пара комплексно-спряжених коренів $\lambda_{7,8}$, що означає

появу коливальної нестійкості при русі зі швидкостями $v > v^*$. Поява такого роду нестійкості пов'язана з коливаннями ведених ланок, які призводять до втрати стійкості усієї системи, тобто втрати стійкості руху триланкового автопоїзда

Зважаючи на те, що аналітичні результати, отримані за допомогою лінійної моделі, справедливі тільки на відносно невеликому інтервалі змінних (тобто при русі по колу досить великого радіуса), необхідно провести числове моделювання колового руху автопоїзда для вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. Інтегрування системи рівнянь, що описує триланковий автопоїзд, дозволяє дослідити характер поведінки змінних u , ω , ϕ_i з плином часу. Загасаючий характер коливань інтегральних кривих відносно значень цих змінних у стаціонарних режимах показує, що за обраної швидкості руху v і кута повороту керованих коліс тягача θ , автопоїзд після завершення перехідних процесів входить в усталений

поворот, тобто рухається по колу, радіус якого .

Для вивчення поведінки автопоїзда у круговому русі приймалися швидкості 5 м/с за кута повороту керованих коліс тягача $\theta = 0,10; 0,15; 0,20$ рад і 15 м/с за кута повороту керованих коліс тягача $\theta = 0,10$ і $0,15$ рад.

У якості прикладу на рис. 2 наведені залежності кутів відведення ланок сидельно-причіпного автопоїзда, кутової і бічної швидкості центра мас тягача за швидкості 5 м/с, з яких слідує, що змінні u , ω , δ_i з плином часу стабілізуються і автопоїзд здійснює усталений поворот радіуса 149,8 м. При збільшенні швидкості руху до $v = 36$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$, для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас тягача, що призводить до порушення стійкості руху автопоїзда.

У відомих на сьогодні роботах показано, що на величину критичної швидкості руху автопоїзда суттєво впливають його конструктивні параметри. Тому в подальшому шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь руху причіпно-причіпного автопоїзда було проаналізовано вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на величину критичної швидкості руху. Було встановлено, що на підвищення поперечної горизонтальної стійкості автопоїздів позитивно позначається зменшення тиску повітря в шинах передньої осі і збільшення в шинах задніх осей першого причепа, зсув центра мас причепів до передньої осі, зменшення довжини дишла, зсув осі поворотного кола вперед щодо передньої осі, збільшення бази причепів, збільшення коефіцієнтів опору бічному відведенню шин та коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. Вплив інших параметрів або незначний, або зовсім відсутній.

Для дослідження несталого криволінійного руху визначалися реакції АТЗ на швидкий поворот рульового колеса ("ривок руля") за швидкості 40 км/год, виконання маневру "переставка" і "поворот".

Проведені дослідження показали, що автомобілі-тягачі причіпних автопоїздів мають позитивний запас статичної стійкості (володіють недостатньою поворотливістю), причому більший запас має причіпний автопоїзд у порівнянні з причіпно-причіпним автопоїздом, бо останній з керованою передньою віссю

першого причепа за рахунок впливу "візка причепа, що забігає" за основну траєкторію, збільшує кривину руху тягача. Для сидельно-причіпного автопоїзда, як і у випадку усталеного криволінійного руху, характерна надлишкова поворотливість. Найбільша схильність до заносу притаманна останньому причепу, для якого характеристика різниці курсових кутів ланок у більшому ступені відрізняється від кінематичних. Перехідні процеси в режимі руху "ривок руля" характеризуються істотним перерегулюванням, причому величини закидів кутової швидкості

.Picture

в)

г)

Рис. 2. Зміна кутів відведення осей напівпричепа а), причепа б), бічної швидкості центра мас тягача в), кутової швидкості повороту тягача г) у часі перехідного процесу збільшуються від ланки до ланки, досягаючи максимальних значень в останнього причепа, для якого відношення максимального поперечного прискорення неусталеного руху до такого ж прискорення усталеного руху складає 25...50%. У той же час для причіпно-причіпних автопоїздів з керованою передньою віссю першого причепа величина закидів кутової швидкості для причіпних ланок знижується, а для тягачів збільшується, внаслідок руху причепів по більш "високій" траєкторії, вихід на яку супроводжується більш плавною зміною кутової швидкості.

Час перехідного процесу зі збільшенням бічного прискорення поступово зменшується, причому це зменшення протікає більш інтенсивно для сидельно-причіпного автопоїзда. Значення коефіцієнтів динамічного посилення останньої ланки автопоїзда для причіпно-причіпних автопоїздів вище, ніж у причіпних і сидельно-причіпних автопоїздів.

При моделюванні режиму руху "переставка $S_p = 24$ м" оцінювалася можливість і надійність керування триланковим автопоїздом у визначених умовах.

Як і у випадку "ривок рульового колеса" найгірші показники притаманні останньому причепу, причому бічне прискорення причепа у порівнянні з тягачом збільшується на 25%, а швидкість рискання – на 20%. Дещо кращі результати були отримані для причіпного автопоїзда і значно гірші для причіпно-причіпного автопоїзда. Розрахунки показали, що одні і ті ж значення швидкості рискання причіпних ланок і бічного прискорення (з відхиленнями не більшими за 5%) спостерігалися у причіпних автопоїздів при швидкості 16,8 м/с, а для причіпно-причіпних автопоїздів – 8,9 м/с, що свідчить про недовіданість їх керування.

Гранична швидкість руху при виконанні маневру "поворот $R=25$ м", у порівнянні з маневром „переставка”, зменшувалася у середньому на 25...28%.

Разом з маневром "переставка" виконувався і маневр ISO. Як приклад, на рис. 3 наведені результати розрахунків для швидкості 70 км/год. Аналіз результатів розрахунків показує, що обмежуючим фактором при виконанні цього маневру є вихід автопоїзда за межі смуги руху ISO.

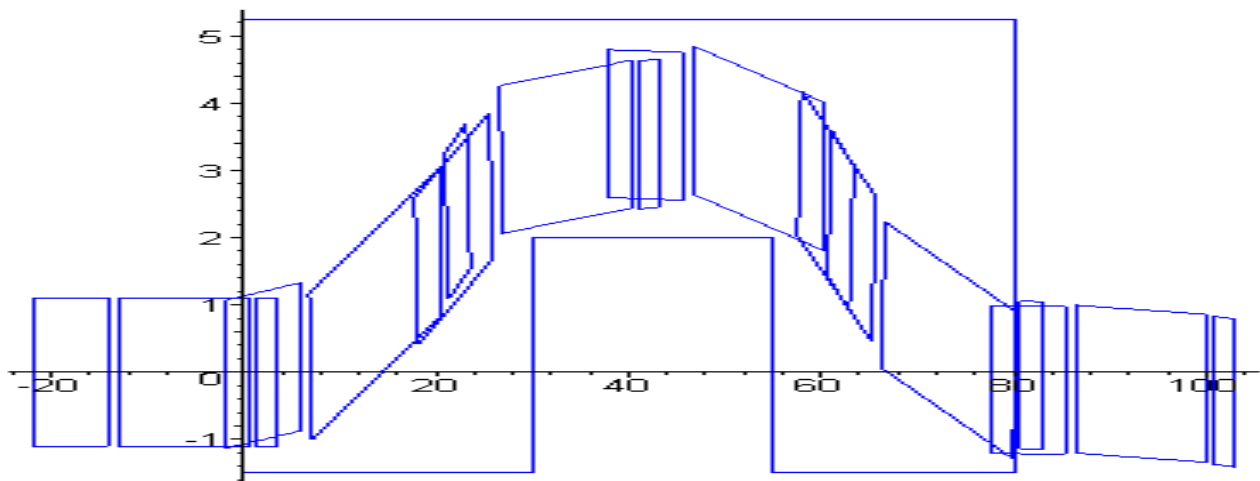


Рис. 3. Траєкторії руху ланок сідельно-причіпного автопоїзда при виконанні маневру ISO.

Проведені теоретичні дослідження триланкових автопоїздів показали, що за основними показниками керованості і стійкості руху вони знаходяться на рівні дволанкових. Проте ці основні положення потребують експериментальної перевірки.

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень триланкових автопоїздів.

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень був створений сідельно-причіпний автопоїзд, який складався із сідельного тягача Scania R114 L, напівпричепа Krone SD-27, причепа ГКБ-8350.

Для виконання програми експериментальних досліджень необхідно було реєструвати кути повороту передніх керованих коліс тягача, складання автопоїзда і повороту керованих коліс причепа; кутові швидкості тягача, причіпних ланок; бічне прискорення осей автомобіля і причіпних ланок; шлях, час і швидкість руху автомобіля-тягача.

Для контролю параметрів руху триланкового автопоїзда був розроблений автоматизований вимірювальний комплекс, який складався з персонального комп'ютера ПК; плати вводу / виводу моделі ADC-1280 аналогових та дискретних сигналів для персональних IBM-сумісних комп'ютерів АЦП; багатоканального диференційного підсилювача сигналу ДПС; датчиків переміщень індуктивного типу ДПМ; датчиків прискорень ДП; вібровимірювальної апаратури ВІБ-6ТН; блоку фільтрів; блоку живлення (БЖ); приладу „п'яте колесо” та принтера.

Дорожні випробування триланкового сідельно-причіпного автопоїзда підтвердили достовірність результатів комп'ютерного моделювання показників керованості і стійкості руху. При однаковому якісному характері експериментальних і аналітичних залежностей максимальні відхилення амплітуд коливань досліджуваних параметрів не перевищували 10%, що підтверджує достатню адекватність розробленої математичної моделі.

У додатку наведена довідка про впровадження результатів досліджень у АСМАП при створенні зразків триланкових автопоїздів і дослідній їх експлуатації.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ

1. Одним з перспективних шляхів підвищення продуктивності АТЗ є застосування багатоланкових автопоїздів, яким поряд з очевидними перевагами присутні і ряд недоліків, обумовлених збільшенням повної маси, габаритної довжини і числа ланок. Зважаючи на те, що автомобілі-тягачі, що випускаються в дійсний час промисловістю, і причіпний склад не призначені для експлуатації у складі триланкових автопоїздів, актуальними є задачі правильного вибору складу і технічних параметрів таких АТЗ, удосконалення конструкції причіпних ланок, а також окремих вузлів і агрегатів.

2. Розроблена математична модель триланкового автопоїзда. Показано, що відмінності у конструкціях триланкових автопоїздів у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція автомобілів-тягачів залишається незмінною. З урахуванням цього триланковий автопоїзд представлений двома веденими модульними ланками. За модульної побудови автопоїзда кожна несуча система напівпричепа або причепа спирається на

свій візок, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі напівпричепа і причепа. Отримана для такої побудови система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового автопоїзда як у стаціонарних, так і нестационарних рухах, а також визначати критичну швидкість автопоїзда.

3. Розроблена методика розрахунку критичної швидкості руху триланкового автопоїзда, визначені критичні швидкості руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем. Показано, що найбільше значення критичної швидкості має місце причіпного автопоїзда (38,9 м/с), дещо менше для сидельно-причіпного автопоїзда (35,71 м/с) і менше для причіпно-причіпного автопоїзда (36,54 м/с). Проте при значно менших швидкостях руху ($V^*=34,27$ м/с та $V^*=26,54$ м/с відповідно для сидельно-причіпного і причіпно-причіпного автопоїзда) у додатну напівплощину переходить пара комплексно-спряжених коренів $\lambda_{7,8}$, що означає появу коливальної нестійкості при русі зі швидкостями $v > v^*$. Поява такого роду нестійкості пов'язана із коливаннями ведених ланок, які призводять до втрати стійкості усієї системи, тобто втрати стійкості руху триланкового автопоїзда.

4. Показано, що стійкість триланкових автопоїздів в основному визначається параметрами причепа. Так, шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь руху причіпного-причіпного автопоїзда було проаналізовано вплив тиску в шинах коліс осей причепа, розташування центра мас причепа і напівпричепа, довжини дишла причепа, зміщення осі поворотного круга, бази причепа і вибрані такі їх значення, за яких критична швидкість руху автопоїзда перевищує його максимальну швидкість за тяговими можливостями.

5. Встановлено, що триланковий сидельно-причіпний автопоїзд володіє надлишковою поворотливістю, яка зі збільшенням швидкості руху збільшується. Найбільша схильність до заносу притаманна причепу, для якого характеристика різниці курсових кутів ланок у більшому ступені відрізняється від кінематичних. Разом з тим, для причіпного і причіпно-причіпного автопоїзда характерна недостатня поворотливість, тобто за цим показником причіпні триланкові автопоїзди мають перевагу у порівнянні з сидельно-причіпними.

6. Показано, що перехідні процеси в режимі руху "ривок руля" характеризуються істотним перерегулюванням для усіх триланкових автопоїздів, причому величини закидів кутової швидкості збільшуються від ланки до ланки, досягаючи максимальних значень в останнього причепа, для якого відношення максимального поперечного прискорення усталеного руху до такого ж прискорення неусталеного руху складає 25...50%. Час перехідного процесу зі збільшенням бічного прискорення поступово зменшується, причому це зменшення протікає більш інтенсивно для сидельно-причіпного автопоїзда.

7. При моделюванні режиму руху "переставка $S_p = 20$ м" найгірші показники притаманні причепу сидельно-причіпного автопоїзда, бічне прискорення якого у порівнянні з тягачем збільшується на 25%, а швидкість ривання – на 20%. Проте за обраної швидкості 12 м/с ні керованість, ні стійкість автопоїзда не були порушені. Дещо кращі результати були отримані для причіпного автопоїзда і значно гірші для причіпного-причіпного автопоїзда. Розрахунки показали, що одні і ті ж значення швидкості ривання причіпних ланок і бічного прискорення (з відхиленнями не більшими за 5%) спостерігалися у причіпних автопоїздів за швидкості 16,8 м/с, а для причіпних-причіпних автопоїздів – 8,9 м/с, що свідчить про недостатню керованість цих автопоїздів.

8. При виконанні автопоїздами маневрів "переставка" довжиною 24 м гранична швидкість для причіпного-причіпного автопоїзда обмежувалася виходом другого причепа за допустимі межі смуги руху (3,5 м); для причіпного і сидельно-причіпного автопоїзда – запізнюванням реакції автомобіля-тягача на повороти рульового колеса. При маневрі "поворот" гранична швидкість сидельно-причіпного і причіпного-причіпного автопоїзда обмежувалася величиною бічного прискорення, що перевищувала 4,5 м/с² для останнього причепа і небезпекою його перекидання; для причіпного автопоїзда – зносом переднього моста автомобіля-тягача.

9. При виконанні маневру ISO сидельно-причіпним автопоїздом було встановлено, що обмежуючим фактором при виконанні цього маневру є порушення стійкості руху автопоїзда. Так, уже на швидкості 60 км/год спостерігався вихід тягача за межі смуги руху, а на швидкості 70 км/год – відрив колеса причепа від опорної поверхні.

10. Дорожні випробування триланкового сидельно-причіпного автопоїзда підтвердили достовірність результатів комп'ютерного моделювання показників керованості і стійкості руху. При однаковому якісному характері експериментальних і аналітичних залежностей максимальні відхилення амплітуд коливань досліджуваних параметрів не перевищували 10%, що підтверджує достатню адекватність розробленої математичної моделі.

11. Результати досліджень прийняті до впровадження АСМАП України при створенні зразків триланкових автопоїздів і дослідній їх експлуатації.

ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Стельмашук В.В. До визначення показників поперечної стійкості автомобільного поїзда-контейнеровоза. Вісник / Національного транспортного університету. – К., 2003. – Випуск 8. – С.313-318

2. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху триланкових автопоїздів /Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип. 17.–К.:НТУ,ТАУ,2003.–С.141-146.

3. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Шкварко К.В. До питання безпечної конструкції триланкових автопоїздів /Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті.:Київ. – 2004. – с.62-68.

4. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Шкварко К.В. Шляхи підвищення безпеки руху триланкових автопоїздів /Автошляховик України. – 2004. – №6. – с.16-17.

5. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Поляков В.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності триланкових автопоїздів //Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень. – 2003. – С.98-102.

6.Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності триланкових автопоїздів /Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – 2003. №11(57). – С.213-218.

7. Сахно В.П., Угляниця С.С., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення габаритної смуги руху триланкових автопоїздів /Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – 2004. №7 (77). – (Частина перша). С.30-36.

8. Сахно В.П., Угляниця С.С., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. Маневреність триланкових автопоїздів //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2004. Випуск №7. - С.118-124.

АНОТАЦІЯ

Стельмашук В.В. Покращання показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів. — Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 — Автомобілі та трактори. — Національний транспортний університет, Київ, 2005.

В роботі виконано науково-практичне обґрунтування і дослідження важливої задачі покращання показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів шляхом вибору оптимальних компоновальних і масових параметрів окремих ланок.

Розроблена математична модель триланкового модульного автопоїзда. За модульної побудови автопоїзда кожна несуча система напівпричепи або причепа спирається на свій візок, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі напівпричепи і причепа. Отримана для такої побудови система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового автопоїзда як у стаціонарних, так і нестационарних рухах, а також визначати критичну швидкість автопоїзда. Показано, що менші значення критичної швидкості мають місце для сидельно-причіпного і причіпно-причіпного автопоїзда у порівнянні з причіпним.

Дорожні випробування триланкового сидельно-причіпного автопоїзда підтвердили достовірність результатів комп'ютерного моделювання показників керованості і стійкості руху. При однаковому якісному характері експериментальних і аналітичних залежностей максимальні відхилення амплітуд коливань досліджуваних параметрів не перевищували 10%, що підтверджує достатню адекватність розробленої математичної моделі.

Встановлено, що триланковий сидельно-причіпний автопоїзд володіє надлишковою поворотливістю, яка зі збільшенням швидкості руху збільшується. Найбільша схильність до заносу притаманна причепі, для якого характеристика різниці курсових кутів ланок у більшому ступені відрізняється від кінематичних. Разом з тим, для

причіпного і причіпно-причіпного автопоїзда характерна недостатня поворотливість, тобто за цим показником причіпні триланкові автопоїзди мають перевагу у порівнянні з сидельно-причіпними.

Результати досліджень прийняті до впровадження АСМАП України при створенні зразків триланкових автопоїздів і дослідній їх експлуатації.

Ключові слова: керованість, стійкість, триланковий автопоїзд, автотранспортний засіб, критична швидкість, причіп, напівпричіп.

АННОТАЦИЯ

Стельмашук В.В. Улучшение управляемости и устойчивости трехзвенных автопоездов. — Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 — Автомобили та тракторы. — Национальный транспортный университет, Киев, 2005.

В работе выполнено научно-практическое обоснование и исследование важной задачи – улучшение управляемости и устойчивости трехзвенных автопоездов путем оптимального выбора конструктивных параметров прицепных звеньев.

Проведен анализ существующих конструкций трехзвенных автопоездов, методов исследования управляемости и устойчивости и путей улучшения их показателей.

Разработана математическая модель модульного трехзвенного автопоезда. При модульном построении автопоезда каждая несущая система полуприцепа или прицепа опирается на свою тележку, причем между ними существует шарнирная связь, а управляемыми являются колеса или оси полуприцепа и прицепа. Полученная для такого построения система уравнений разрешает исследовать поведение трехзвенного автопоезда как в стационарных, так и нестационарных движениях, а также определять критическую скорость автопоезда.

Показано, что устойчивость трехзвенных автопоездов в основном определяется параметрами прицепа. Так, путем решения системы дифференциальных уравнений движения автопоезда было проанализировано влияние давления в шинах колес осей прицепа, расположения центра масс прицепа и полуприцепа, длины дышла прицепа, смещения оси поворотного круга, базы прицепа и выбраны такие их значения, при которых критическая скорость движения автопоезда превышает его максимальную скорость по тяговым возможностям.

Установлено, что переходные процессы в режиме "рывок руля" характеризуются значительным перерегулированием для всех трехзвенных автопоездов, причем величины забросов угловой скорости увеличиваются от звена к звену, достигая максимальных значений у последнего прицепа. При этом время переходного процесса с увеличением бокового ускорения постепенно уменьшается.

При моделировании режима "переставка $S_n = 20$ м" наиболее неудовлетворительные показатели имеют место у прицепа сидельно-прицепного автопоезда, боковое ускорение которого в сравнении с тягачом увеличивается на 25%, а скорость рыскания – на 20%. Несколько лучшие результаты были получены для прицепного автопоезда и значительно худшие для прицепно-прицепного автопоезда. Расчеты показали, что одни и те же значения скорости рыскания прицепных звеньев и их бокового ускорения (с отклонениями не большими 5%) наблюдались у прицепных автопоездов при скорости 16,8 м/с, а для прицепных-прицепных автопоездов – 8,9 м/с, что свидетельствует о недостаточной управляемости этих автопоездов.

Дорожные испытания трехзвенного сидельно-прицепного автопоезда подтвердили достоверность результатов компьютерного моделирования показателей управляемости и устойчивости движения. При одинаковом качественном характере экспериментальных и аналитических зависимостей максимальные отклонения амплитуд колебаний исследуемых параметров не превышали 10%, что подтверждает достаточную адекватность разработанной математической модели.

Результаты исследований принятые к внедрению АСМАП при создании образцов трехзвенных автопоездов и опытной их эксплуатации.

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, трехзвенный автопоезд, автотранспортное средство, критическая скорость, прицеп, полуприцеп.

Summary

Stelmachuk V.V. Improving of controllability and stability parameters of three-link autotrains. The manuscript.

Thesis on deriving the scientific degree of the candidate of engineering science on a speciality 05.22.02 — Automobiles and tractors. — National transport university, Kiev, 2005.

In thesis the scientific justification of investigating the relevant problem of improvement the controllability and stability parameters of three-link autotrains is executed by a choice of optimal arrangement and mass arguments of its links.

The mathematical model of the three-link autotrains is designed, which one is introduced by two led modular links. The set of equations, obtained for such autotrain, allows to investigate the behavior of the three-link autotrain in stationary, and non-steady moves conditions, and also enables to determine critical speed of the autotrain

It is installed, that the transient phenomenons in a condition of move "hitch of a steer" are characterized by the relevant overshoot for all three-link autotrains. Thus the magnitudes of angular speed varying from link to link and reaching the maximum ratings for the last trailer, for which one the ratio of maximal sway acceleration at unsteady motion to the same speed-up of steadied move ritches to 25... 50 %.

The transient period with magnification of side acceleration is step-by-step moderated, and this abatement flows past more intensively for two-link autotrains.

At simulation of a moving condition "changing rough" $Sp = 20$ m. The most poor indexs belong to the trailer of autotrain, the side acceleration which one in matching with the drive truck is augmented by 25 %, and speed of yaw - on 20 %. Rather best results were obtained for two-link autotrain and much more inferior for three-link autotrain.

The road trials of the three-link autotrain have affirmed veracity of computer results simulation of controllability and motion stability indexs. At identical nature of experimental and analytical dependences the maximal deflections of oscillation frequencies of investigated arguments did not exceed 10 %, that confirms sufficient adequacy to a designed mathematical model.

The results of investigations are accepted for usage by ASMAP at creation of three-link autotrains and for experimental using of them.

Keywords: three-link autotrain, controllability, stability, critical speed, conditions of move, trailer, semi-trailer, actuator of control.