

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Прогній Павло Богданович



УДК 629.114.3

**ПОЛПШЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО
ПОЇЗДА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопис.

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

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

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин;

кандидат технічних наук, доцент
Сосик Андрій Юрійович,
Запорізький національний технічний університет,
доцент кафедри автомобілів.

Захист відбудеться «15» червня 2016 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. Суворова, 1, аудиторія 333.

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

Автореферат розісланий «11» травня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С.В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток транспортного комплексу України передбачає зростання обсягів вантажних та пасажирських перевезень. Вагомий внесок у даний процес здійснює зручне географічне положення нашої держави, через яку проходить чотири європейських транспортних коридори.

Значну частку транспортних вантажоперевезень на сьогодні здійснюють із застосуванням автопоїздів. Тому поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю. Досягнути цього можна лише за умови врахування змін технічного стану автопоїздів у процесі їх експлуатації. При цьому, значну увагу слід відвести змінам, які відбуваються у гальмівній та ходовій системах ланок автопоїзда. Адже в результаті впливу експлуатаційних факторів можливі порушення оптимальних показників регулювання й розподілу гальмівних сил по осях та бортах транспортного засобу, що неминуче призводить до втрати стійкості його руху навіть при незначних швидкостях, особливо при максимальному завантаженні. Не менш важливим є контроль стану геометрії ходової частини автопоїзда як в процесі виробництва, так і в умовах експлуатації, оскільки наявність перекосу осей ланок автопоїзда спричиняє появу додаткових сил та зміну характеру розподілу реакцій в області контакту шин з опорною поверхнею. Як наслідок, змінюються гальмівні властивості автопоїзда.

Отже, виникає питання щодо курсової стійкості та безпеки руху автопоїзда з різним технічним станом його гальмівної системи та ходової частини. Врахування впливу вказаних факторів на стійкість руху автопоїзда в умовах експлуатації, прогнозування та аналіз його поведінки є важливою проблемою, що потребує комплексного вирішення. Для її розв'язання необхідно провести дослідження процесів, які відбуваються у ходовій та гальмівній системі під впливом експлуатаційних факторів, проаналізувати індивідуальний та спільний вплив зміни технічного стану гальмівної системи та геометрії ходової частини причіпної ланки на гальмівну динаміку автопоїзда.

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

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є поліпшення показників динамічності гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувалися наступні **задачі**:

1. Визначення основних оціночних показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі та факторів, що на неї впливають.

2. Розробка математичної моделі автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів.

3. Проведення кількісної оцінки ступеня впливу перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування за вибраними оціночними показниками.

4. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда для проведення чисельних досліджень та співставлення результатів математичного та комп'ютерного моделювання.

5. Експериментальна перевірка адекватності показників розроблених моделей реальним показникам стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі.

6. Розробка рекомендацій щодо підвищення показників КСР та динаміки гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по його бортах.

Об'єкт дослідження – стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі.

Предмет дослідження – вплив характеру розподілу гальмівних сил та кутів встановлення мостів причіпної ланки на курсову стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі.

Методи дослідження передбачали аналіз показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі та факторів, які на неї впливають; математичне та чисельне моделювання руху автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по його бортах; багатоваріантні розрахунки показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з різними схемами перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил; експериментальне дослідження стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням впливу величини та напрямку кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів.

Наукова новизна дослідження полягає у тому, що:

- встановлено кількісні та якісні показники стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі за різних схем поєднання перекосу мостів напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил його осей. Нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке збільшення гальмівного шляху і зростання відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. Попри незначне зниження ефективності гальмування, при нерівномірності гальмівних сил однієї чи двох осей автопоїзд залишається стійким. Одностороння нерівномірність гальмівних сил усіх осей напівпричепа порушує стійкість автопоїзда;

- показано, що за наявності перекосу осей напівпричепа ефективність гальмування автопоїзда не погіршується. Разом з цим, перекоп осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Зокрема, при однаковому напрямку перекосу всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії

напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. У коловому русі найбільш нестійким є автопоїзд з перекосом усіх осей напівпричепа, що не співпадає з напрямком повороту. Відхилення траєкторії напівпричепа в даному випадку в декілька разів перевищує максимально допустиме значення.

Практичну цінність результатів дослідження складають:

- математична модель руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил;

- комп'ютерна модель руху автопоїзда, розроблена у середовищі програмного комплексу Універсальний механізм;

- рекомендації щодо поліпшення стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення мостів причіпної ланки та характеру розподілу гальмівних сил по бортах її осей;

- матеріали дисертаційної роботи впроваджені у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» для визначення показників стійкості автопоїздів з різними за величиною та напрямком кутами встановлення мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах однієї осі або борту та у ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» для використання під час проведення робіт щодо визначення параметрів гальмівної динамічності автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоувальної схеми та конструкції їх причіпних ланок.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів та основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасного сертифікованого контрольно-вимірювального обладнання при проведенні експериментального дослідження та сучасної обчислювальної техніки при математичному опрацюванні отриманих результатів й підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних чисельних та експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 15 наукових працях. Роботи [2-4, 9, 10] написані здобувачем самостійно. У роботах, написаних у співавторстві, здобувачу належать: [1] – аналіз силової взаємодії колеса з опорною поверхнею при гальмуванні; [5] – аналіз процесу моделювання складних механічних систем засобами комп'ютерної техніки та розробка алгоритму побудови комп'ютерної моделі автопоїзда у середовищі програмного комплексу Universal Mechanism; [6] – побудова рівнянь плоскопаралельного руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі; [7] – розрахунок та оцінка показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі; [8] – аналіз результатів експериментальних досліджень стійкості руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил коліс його осей у гальмівному режимі; [11] – розробка комп'ютерної моделі підвіски, шин,

кузова автопоїзда; [12] – аналіз показників динамічності гальмування автопоїзда із застосуванням комп’ютерної моделі; [13] – розробка комп’ютерної моделі основних підсистем автопоїзда; [14] – визначення довжини важеля поворотних цапф; [15] – розробка зубчастих редукторів механізмів повороту осей напівпричепа.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (м. Київ, НТУ, 2014 р., 2015 р.); на міжнародних науково-практичних конференціях “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” (м. Вінниця, ВНТУ, 2013 р.), “Отечественная наука в эпоху изменений: Постулаты прошлого и теории нового времени” (м. Єкатеринбург, Національна асоціація вчених, 2015 р.); на міжнародній науково-технічній конференції “Наука – образованию, производству, экономике” (м. Мінськ, БНТУ, 2015 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 15 друкованих роботах: серед яких 7 – у фахових виданнях, 1 – в іноземному виданні, 2 патенти на винахід та 5 праць у тезах та матеріалах наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація містить вступ, основну частину, яка складається з чотирьох розділів, висновки, список використаних джерел із 184 найменувань на 22 сторінках, два додатки. Повний обсяг дисертації складає 176 сторінок, з них 149 сторінок основного тексту, 49 рисунків, 27 таблиць та два додатки на 4 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтовано актуальність теми роботи, сформульовано мету і задачі дослідження, визначено наукову новизну і практичне значення одержаних результатів, надані відомості про апробацію та публікації основних положень роботи.

У *першому розділі* проаналізовано роботи вітчизняних та зарубіжних вчених, спрямовані на дослідження стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі, а також відповідні нормативні документи. Серед проаналізованих робіт праці Чудакова Є.О., Певзнера Я.М., Ляпунова О.М., Фалькевича Б.С., Литвинова А.С., Косолапова Г.М., Хачатурова А.А., Антонова Д.А., Закина Я.Х., Ревіна О.О., Малюгіна П.М., Соцкова Д.О., Хамова І.В., Ревіна С.О., Солнцева О.М., Сахно В.П., Полякова В.М., Подригало М.А., Волкова В.П. та інших науковців.

На основі проведеного аналізу з’ясовано сутність поняття стійкості автопоїзда у гальмівному режимі. Також виокремлено фактори, які впливають на стійкість транспортного засобу в процесі гальмування. Серед них варто виокремити такі: вплив бічних та відцентрових сил; вплив дорожніх факторів (тип покриття, стан покриття, наявність поздовжніх та поперечних ухилів); технічний стан конструктивних елементів транспортного засобу (ТЗ); нерівномірність сил зчеплення окремих коліс ТЗ; нерівномірність дії гальмівних механізмів; характер розподілу гальмівних сил між осями ТЗ;

черговість блокування коліс осей; характер силової взаємодії ланок у зчпному пристрої.

У ході дослідження виокремлено основні критерії, які використовують для оцінки стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі. До них відносять: лінійне відхилення від безпечного коридору руху; бічні відхилення траєкторії причіпних ланок від траєкторії тягача; кут складання автопоїзда; кути повороту ланок в горизонтальній площині. Ефективність гальмування транспортних засобів оцінюють за усталеним сповільненням; величиною гальмівного шляху; часом гальмування.

Проведений аналітичний огляд останніх наукових досліджень дозволив з'ясувати, що на сьогодні недостатньо дослідженою залишається проблема врахування впливу змін, які виникають у гальмівній та ходовій системах причіпної ланки в умовах експлуатації, на показники стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі.

На основі аналізу літературних джерел визначені мета та задачі дослідження.

У *другому розділі* розроблено математичну модель руху автопоїзда у гальмівному режимі. В процесі дослідження розглянуто дволанковий сидельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа з неповоротними осями, як найбільш вживаний на сьогодні при перевезенні вантажів. Розрахункову схему автопоїзда наведено на рис. 1.

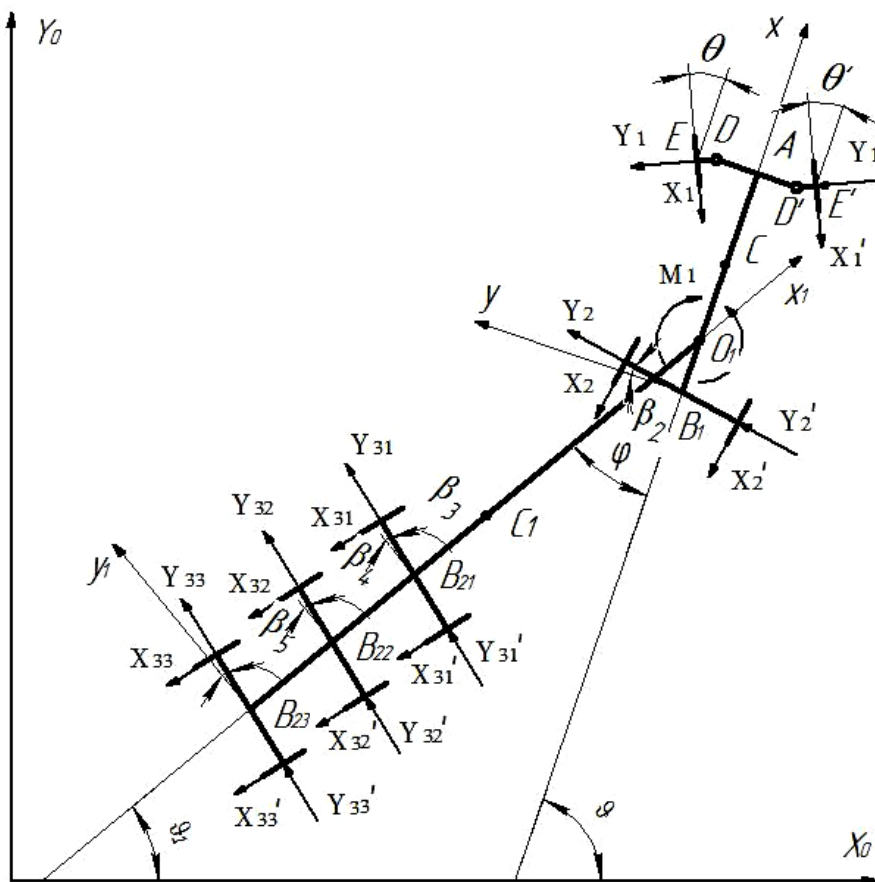


Рисунок 1 – Схема сил і моментів, які діють на дволанковий сидельний автопоїзд у плоскопаралельному русі

Із використанням методу перетинів побудовано диференціальні рівняння плоскопаралельного руху ланок автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів. Дані рівняння записано у вигляді:

- по змінній v

$$\begin{aligned}
 e1 = & -(m + m_1)\dot{v} + m_1 a_1 \dot{\omega} \sin \varphi - m_1 a_1 \ddot{\varphi} \sin \varphi + (m + m_1)\omega u - \\
 & - m_1 \omega^2 (c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \cos \varphi - \\
 & - X_1 k_{p1} \cos \theta - X_1' k'_{p1} \cos \theta' - Y_1 \sin \theta - Y_1' \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X_2' k'_{p2}) \cos \beta_2 - \\
 & - (Y_2 + Y_2') \sin \beta_2 - X_{31} k_{p3} \cos(\beta_3 - \varphi) - X_{31}' k'_{p3} \cos(\beta_3 - \varphi) + \\
 & + Y_{31} \sin(\beta_3 + \varphi) + Y_{31}' \sin(\beta_3 + \varphi) - X_{32} k_{p4} \cos(\beta_4 - \varphi) - \\
 & + X_{32}' k'_{p4} \cos(\beta_4 - \varphi) + Y_{32} \sin(\beta_4 + \varphi) + Y_{32}' \sin(\beta_4 + \varphi) - \\
 & - X_{33} k_{p5} \cos(\beta_5 - \varphi) - X_{33}' k'_{p5} \cos(\beta_5 - \varphi) + Y_{33} \sin(\beta_5 + \varphi) + Y_{33}' \sin(\beta_5 + \varphi);
 \end{aligned} \tag{1}$$

- по змінній u

$$\begin{aligned}
 e2 = & -(m + m_1)\dot{u} + m_1 \dot{\omega} (c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \ddot{\varphi} \cos \varphi - (m + m_1)\omega v + \\
 & + m_1 a_1 \omega^2 \sin \varphi + m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + Y_1 \cos \theta + Y_1' \cos \theta' - \\
 & - X_1 k_{p1} \sin \theta - X_1' k'_{p1} \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X_2' k'_{p2}) \sin \beta_2 + (Y_2 + Y_2') \cos \beta_2 - \\
 & - X_{31} k_{p3} \sin(\beta_3 + \varphi) - X_{31}' k'_{p3} \sin(\beta_3 + \varphi) - Y_{31} \cos(\beta_3 - \varphi) - Y_{31}' \cos(\beta_3 - \varphi) - \\
 & - X_{32} k_{p4} \sin(\beta_4 + \varphi) - X_{32}' k'_{p4} \sin(\beta_4 + \varphi) - Y_{32} \cos(\beta_4 - \varphi) - Y_{32}' \cos(\beta_4 - \varphi) - \\
 & - X_{33} k_{p5} \sin(\beta_5 + \varphi) - X_{33}' k'_{p5} \sin(\beta_5 + \varphi) - Y_{33} \cos(\beta_5 - \varphi) - Y_{33}' \cos(\beta_5 - \varphi);
 \end{aligned} \tag{2}$$

- по змінній ω

$$\begin{aligned}
 e3 = & -[I + m_1 c (c + a_1 \cos \varphi)] \dot{\omega} + m_1 c \dot{u} + m_1 c a_1 \ddot{\varphi} \cos \varphi + m_1 c v \omega - \\
 & - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - m_1 c a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + 2m_1 c a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + \\
 & + (-X_1 k_{p1} \sin \theta + Y_1 \cos \theta)(a - p \sin \theta) + (-X_1' k'_{p1} \sin \theta' + Y_1' \cos \theta') \times \\
 & \times (a + p \sin \theta') + (X_1 k_{p1} \cos \theta + Y_1 \sin \theta)(n_1 + p \cos \theta) - \\
 & - (X_1' k'_{p1} \cos \theta' + Y_1' \sin \theta')(n_1 + p \cos \theta') - X_2 k_{p2} (n_2 - b \sin \beta_2) - \\
 & - X_2' k'_{p2} (n_2 + b \sin \beta_2) - (Y_2 + Y_2') b \cos \beta_2 - M_{c1} - c(X_{31} k_{p3} + X_{31}' k'_{p3}) \times \\
 & \times (\sin(\beta_3 + \varphi)) - c(Y_{31} + Y_{31}') \times (\cos(\beta_3 - \varphi)) - c(X_{32} k_{p4} + X_{32}' k'_{p4}) \times \\
 & \times (\sin(\beta_4 + \varphi)) - c(Y_{32} + Y_{32}') (\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
 & - c(X_{33} k_{p5} + X_{33}' k'_{p5}) (\sin(\beta_5 + \varphi)) - c(Y_{33} + Y_{33}') (\cos(\beta_5 - \varphi));
 \end{aligned} \tag{3}$$

- по змінній φ

$$\begin{aligned}
e4 = & (I_1 + m_1 a_1^2) \ddot{\varphi} - [I_1 + m_1 a_1 (a_1 + c \cos \varphi)] \dot{\omega} + m_1 a_1 \dot{v} \sin \varphi - m_1 a_1 \dot{u} \cos \varphi + \\
& + m_1 a_1 \omega v \cos \varphi + m_1 a_1 \omega u \sin \varphi - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - \\
& - (X_{31} k_{p3} + X'_{31} k'_{p3}) (\cos(\beta_3 - \varphi)) (a_1 \sin \varphi) + (Y_{31} + Y'_{31}) (\sin(\beta_3 + \varphi)) (a_1 \sin \varphi) - \\
& - (X_{32} k_{p4} + X'_{32} k'_{p4}) (\cos(\beta_4 - \varphi)) (a_1 \sin \varphi) + (Y_{32} + Y'_{32}) (\sin(\beta_4 + \varphi)) (a_1 \sin \varphi) - \\
& - (X_{33} k_{p5} + X'_{33} k'_{p5}) (\cos(\beta_5 - \varphi)) (a_1 \sin \varphi) + (Y_{33} + Y'_{33}) (\sin(\beta_5 + \varphi)) (a_1 \sin \varphi) - \\
& - (X_{31} k_{p3} + X'_{31} k'_{p3}) (\sin(\beta_3 + \varphi)) (a_1 \cos \varphi) - (Y_{31} + Y'_{31}) (\cos(\beta_3 - \varphi)) (a_1 \cos \varphi) - \quad (4) \\
& - (X_{32} k_{p4} + X'_{32} k'_{p4}) (\sin(\beta_4 + \varphi)) (a_1 \cos \varphi) - (Y_{32} + Y'_{32}) (\cos(\beta_4 - \varphi)) (a_1 \cos \varphi) - \\
& - (X_{33} k_{p5} + X'_{33} k'_{p5}) (\sin(\beta_5 + \varphi)) (a_1 \cos \varphi) - (Y_{33} + Y'_{33}) (\cos(\beta_5 - \varphi)) (a_1 \cos \varphi) + \\
& + X_{31} k_{p3} (n_3 - b_1 \sin \beta_3) - X'_{31} k'_{p3} (n_3 + b_1 \sin \beta_3) - (Y_{31} + Y'_{31}) b_1 \cos \beta_3 + \\
& + X_{32} k_{p4} (n_4 - b_2 \sin \beta_4) - X'_{32} k'_{p4} (n_4 + b_2 \sin \beta_4) - (Y_{32} + Y'_{32}) b_2 \cos \beta_4 + \\
& + X_{33} k_{p5} (n_5 - b_3 \sin \beta_5) - X'_{33} k'_{p5} (n_5 + b_3 \sin \beta_5) - (Y_{33} + Y'_{33}) b_3 \cos \beta_5 - M_{c2}.
\end{aligned}$$

У системі рівнянь (1-4) та у розрахунковій схемі автопоїзда (рис. 1) прийнято такі позначення: $Oxyz$ – інерційна система координат; m , C , I – маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C); m_1 , C_1 , I_1 – маса, центр мас і центральний момент інерції веденої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C_1); x , y – абсциса і ордината точки C в системі координат $Oxyz$; ϑ , ϑ_1 – курсові кути ланок автопоїзда; ω , ω_1 – кутові швидкості ланок автопоїзда; θ – кут повороту керованих коліс; v , u – проекції швидкості центра мас автомобіля-тягача на поздовжню і поперечну осі; v_1 , u_1 – поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас напівпричепа; M_{c1} , M_{c2} – моменти опору повороту ланок автопоїзда; $X_{\alpha\beta}$, $Y_{\alpha\beta}$ – поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда; φ – кут складання ланок автопоїзда; β_i – кут перекосу i -ої осі автопоїзда; k_{pi} – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил i -ої осі лівого борту автопоїзда; k'_{pi} – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил i -ої осі правого борту автопоїзда; J – момент інерції автомобіля-тягача відносно осі O_1z_0 ; J_1 – момент інерції напівпричепа відносно осі O_1z_0 ; L – база автомобіля-тягача; L_{np} – база напівпричепа; $a = AC$, $b = CB_1$, $l_s = O_1B_1$, $c = O_1C$, $a_1 = O_1C_1$, $b_1 = C_1B_{21}$, $b_2 = C_1B_{22}$, $b_3 = C_1B_{23}$, $p = DE$, $p' = D'E'$, $n_1 = AD$, $n'_1 = AD'$, $n_2 = B_1H$, $n'_2 = B_1H'$, $n_3 = B_{21}H_1$, $n'_3 = B_{21}H'_1$, $n_4 = B_{22}H_2$, $n'_4 = B_{22}H'_2$, $n_5 = B_{23}H_3$, $n'_5 = B_{23}H'_3$, $L_1 = a_1 + b_1$, $L_2 = a_1 + b_2$, $L_3 = a_1 + b_3$ – геометричні параметри автопоїзда.

Для розв'язку диференціальних рівнянь руху автопоїзда визначено необхідні кінематичні та геометричні співвідношення. Зокрема, наведено рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у прямолінійному та криволінійному русі. Також отримано рівняння

для визначення кутів відведення коліс тягача та напівпричепа з урахуванням перекоосу осей. А також рівняння для визначення бічних сил на колесах осей автопоїзда.

У *третьому розділі* роботи здійснено інтегрування диференціальних рівнянь руху автопоїзда та проведено їх аналіз.

На основі інтегрування рівнянь проведено кількісний та якісний аналіз зміни показників стійкості руху автопоїзда з перекоосом осей напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил на його мостах у гальмівному режимі. При цьому досліджувався як індивідуальний так і спільний вплив даних факторів.

В якості оціночних показників стійкості руху автопоїзда проаналізовано кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача. Рух автопоїзда у гальмівному режимі вважається практично стійким, якщо бічне зміщення ланок не перевищує 3% їх габаритної ширини (0,075 м). Поряд із цим досліджувалась також і ефективність гальмування автопоїзда. Для її оцінки проаналізовано гальмівний шлях автопоїзда та його усталене сповільнення.

Вимогами Правил ЄЕК ООН №13 регламентована максимальна швидкість руху транспортних засобів при дослідженні їх гальмівної динаміки. Зокрема, при дослідженні показників гальмівної динаміки транспортних засобів категорії N₃ початкова швидкість v_0 їх гальмування при відключеному двигуні та гарячих гальмівних механізмах повинна становити 60 км/год. Дослідження організовано відповідно до даних вимог.

Дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням змін, які відбуваються у гальмівній та ходовій системі причіпної ланки в умовах експлуатації проведено у три етапи. На першому етапі проаналізовано стійкість руху автопоїзда з нерівномірністю гальмівних сил по колесах осей напівпричепа. На другому етапі досліджено стійкість руху автопоїзда з перекоосом осей напівпричепа у гальмівному режимі. Третій етап включав дослідження стійкості руху автопоїзда при наявності перекоосу мостів напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил по колесах його осей.

У процесі дослідження нерівномірність гальмівних сил по колесах осей напівпричепа встановлювалася на рівні 13% від величини номінального гальмівного зусилля на колесі. Проаналізовано різні схеми нерівномірності гальмівних сил коліс напівпричепа. У таблиці 1 наведено фактори, комбінації яких визначають схему нерівномірності гальмівних сил. Вони включають величину нерівномірності, а також положення коліс з більшими та меншими гальмівними зусиллями. Осям присвоєні номери X₁, X₂, X₃, що відповідають передньому, середньому та задньому мостам напівпричепа, відповідно. При цьому, значенню “0” відповідає номінальний рівень гальмівного зусилля P_r , при якому відсутня бортова нерівномірність гальмівних сил осі напівпричепа; значенню “-1” відповідає гальмівне зусилля величиною $0,87P_r$ на колесах лівого борту моста; значенню “+1” – $0,87P_r$ на колесах правого борту моста.

Таблиця 1 – Фактори, які визначають схему бортової нерівномірності гальмівних сил на осях напівпричепа

Рівень прояву фактору	Номер осі		
	X1	X2	X3
Основний рівень	0	0	0
Верхній рівень (+)	+1	+1	+1
Нижній рівень (-)	-1	-1	-1

При дослідженні гальмівної динаміки автопоїзда за наявності перекосу осей напівпричепа, проаналізовано типові схеми встановлення його мостів (рис. 2), зокрема: схему без перекосу осей (рис. 2а), схему з перекосом однієї осі (рис. 2б), схеми з однобічним та різнобічним перекосом двох мостів (рис. 2в), та схеми з різнобічним та однобічним перекосом всіх мостів напівпричепа (рис. 2г). Величина перекосу осей змінювалася в межах від 0° до 3° ліворуч та праворуч.

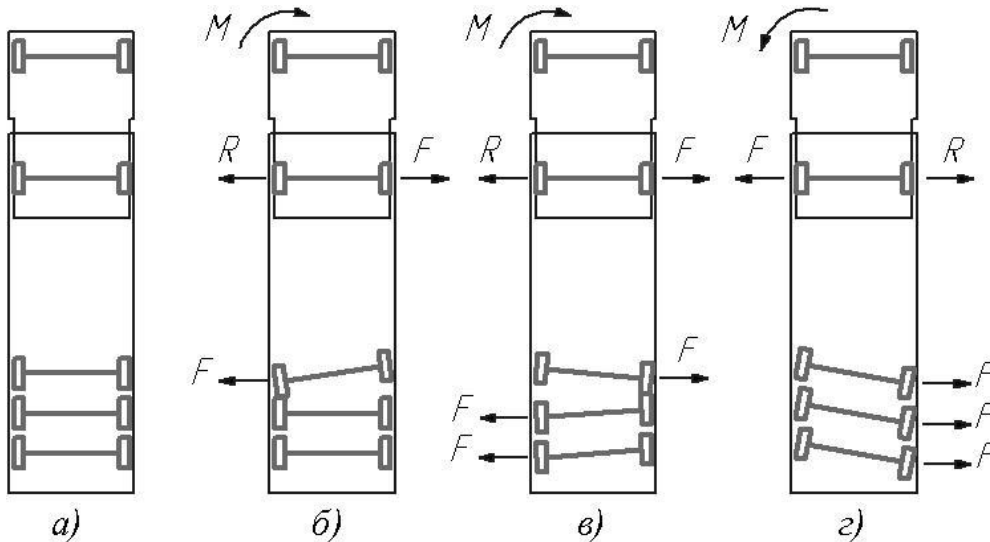


Рисунок 2 – Схеми перекосу мостів напівпричепа

На основі співставлення отриманих результатів проведено кількісну оцінку ступеня впливу вказаних факторів на показники стійкості прямолінійного руху автомобільного поїзда у гальмівному режимі руху.

У таблиці 2 наведено план та результати теоретичних досліджень показників стійкості прямолінійного руху автопоїзда для 12 схем нерівномірності гальмівних сил коліс напівпричепа. План решти етапів теоретичних досліджень складено по аналогії.

За результатами досліджень встановлено, що за будь-якої схеми нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа зростає шлях гальмування автопоїзда. Проте, за обраних вихідних даних жодне з отриманих значень гальмівного шляху не перевищує допустимого, регламентованого нормативними документами (36,69 м).

Таблиця 2 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда за наявності нерівномірності гальмівних сил на осях напівпричепа

Схема нерівномірності гальмівних зусиль				Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
				№	X1	X2	X3
1	0	0	0				
2	-1	0	0	35,61	-0,018	3,34	4,99
3	0	+1	0	35,61	0,017	3,34	4,99
4	0	0	-1	35,61	-0,020	3,34	4,99
5	-1	0	+1	35,78	-0,032	3,35	4,98
6	-1	0	-1	35,78	-0,059	3,35	4,98
7	0	+1	-1	35,78	0,030	3,35	4,98
8	0	-1	+1	35,78	0,031	3,35	4,98
9	-1	+1	+1	35,95	0,051	3,37	4,95
10	+1	-1	-1	35,95	-0,053	3,37	4,95
11	-1	-1	-1	35,95	-0,078	3,37	4,95
12	+1	+1	+1	35,95	0,077	3,37	4,95

Нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке зростання відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. При цьому, незначні відхилення спостерігаються при нерівномірності на колесах однієї чи двох осей, що не порушує стійкості автопоїзда. Гірші показники стійкості притаманні автопоїзду з нерівномірністю гальмівних сил усіх осей напівпричепа. У даному випадку відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача перевищує допустимі межі ($\pm 0,075$ м) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху.

Перекося осей напівпричепа не погіршує ефективності гальмування автопоїзда. Адже для кожної зі схем перекося характерне деяке зменшення гальмівного шляху та часу гальмування. Це пояснюється зростанням значення коефіцієнта опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Разом з цим, перекося осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Найбільше зміщення характерне при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекосям усіх осей напівпричепа. Такий перекося є найбільш небезпечним, відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у понад 3,6 рази. Деяко меншими є відхилення напівпричепа з одностороннім перекосям двох осей. Проте, за такого перекося автопоїзд також залишає допустиму смугу руху. За різностороннього перекося двох осей напівпричепа автопоїзд залишається стійким (не покидає допустимої смуги руху).

Поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекося осей напівпричепа погіршує як стійкість руху автопоїзда так і ефективність гальмування. Для усіх схем поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекося осей напівпричепа характерне зростання гальмівного шляху автопоїзда та часу гальмування.

Проте, максимальне значення гальмівного шляху 35,93 м не перевищує допустимих значень (36,69 м).

Щодо показників стійкості автопоїзда, то більш вагомими, порівняно з першими двома етапами досліджень, є відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. Найбільш небезпечним по стійкості є поєднання перекосу та бортової нерівномірності гальмівних сил усіх осей напівпричепа.

Варто зазначити, що важливе значення має збіг напрямку перекосу осі та нерівномірності гальмівних сил. Зокрема, при однаковому напрямку перекосу всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. Автопоїзд з такою схемою перекосу та нерівномірності гальмівних сил є найменш стійким, бічні відхилення його причіпної ланки у 3,9 рази перевищують допустимі значення.

Окрім прямолінійного руху розглядався процес гальмування автопоїзда за колового руху радіусом $R=50$ м, табл. 3.

Таблиця 3 – Результати досліджень гальмівної динаміки автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил за колового руху

Схема перекосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль				Показники гальмівної динаміки автопоїзда				
				Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²	Відхилення траєкторії напівпричепа щодо базового рівня, м	Кут складання, рад.
№	X1	X2	X3					
1	0	0	0	33,98	3,28	5,08	-	0,2706
2	(-1)+1	0	0	33,97	3,28	5,08	0,083	0,2753
3	0	(+1)-1	0	34,01	3,28	5,08	-0,076	0,2859
4	0	0	(-1)+1	34,19	3,31	5,04	0,070	0,2401
5	(-1)+1	0	(+1)-1	33,86	3,26	5,11	0,081	0,2974
6	(-1)+1	0	(-1)+1	34,27	3,32	5,02	0,203	0,2485
7	0	(+1)-1	(-1)+1	34,17	3,30	5,05	-0,044	0,2509
8	0	(-1)+1	(+1)-1	34,00	3,28	5,08	0,052	0,2730
9	(-1)+1	(+1)-1	(+1)-1	33,81	3,26	5,11	-0,060	0,3166
10	(+1)-1	(-1)+1	(-1)+1	34,36	3,33	5,01	0,079	0,2236
11	(-1)+1	(-1)+1	(-1)+1	34,53	3,35	4,98	0,281	0,2395
12	(+1)-1	(+1)-1	(+1)-1	34,28	3,32	5,02	-0,247	0,3186

Примітка: Значення у дужках відповідає плану експерименту за нерівномірності гальмівних зусиль, без дужок – плану експерименту за перекосу мостів напівпричепа.

За результатами дослідження встановлено, що при гальмуванні автопоїзда з бортовою нерівномірністю гальмівних сил напівпричепа у коловому русі спостерігається деяке зростання гальмівного шляху та часу гальмування для усіх схем нерівномірності гальмівних сил. Відповідно дещо знижується

ефективність гальмування автопоїзда, але показники не перевищують граничних значень.

При поєднанні перекоосу осей та нерівномірності гальмівних сил на колесах напівпричепа найменш стійким виявився автопоїзд з одностороннім перекоосом всіх осей, який протилежний до напрямку повороту та нерівномірністю гальмівних сил, що співпадає з ним. Відхилення напівпричепа, у даному випадку, перевищує допустимі значення у 3,7 рази.

Найбільші відхилення за кутом складання у круговому русі мають місце при збігу напрямку перекоосу осей та бортової нерівномірності гальмівних сил. Максимальне значення відхилень за кутом складання 19,22% отримуємо при односторонньому перекоосі та нерівномірності гальмівних сил трьох осей напівпричепа.

На основі розробленої математичної моделі проведено дослідження стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його осей. Проте, в математичній моделі не враховано вплив низки факторів, які мають місце при русі автопоїзда в реальних умовах експлуатації. А саме: деформацію пружних елементів підвіски та шин, крен ланок автопоїзда. Для врахування впливу згаданих факторів проведено дослідження стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі автомобільного поїзда, розробленої в середовищі програмного комплексу Universal Mechanism та здійснено порівняння отриманих даних з результатами математичного моделювання.

В якості об'єкта моделювання обрано дволанковий сидельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа категорії N_3+O_4 . На рисунку 3 наведена його спрощена динамічна модель, розроблена із використанням інструменту UM Input програмного середовища Universal Mechanism.

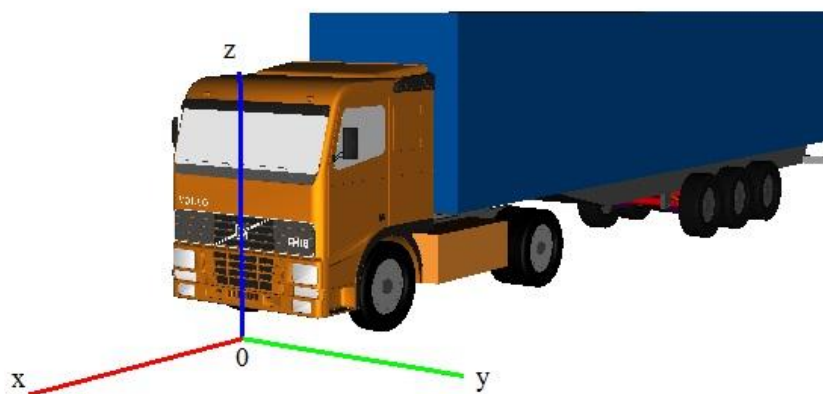


Рисунок 3 – Спрощена динамічна модель автопоїзда

При побудові моделі автопоїзда всі його елементи утворені у вигляді графічних об'єктів, визначено їх параметри та задано шарнірні та силові зв'язки між елементами, описано характер їх взаємодії. Автопоїзд подано як сукупність

двох підсистем – тягача та напівпричепа, які об'єднані шарнірним та силовим зв'язками, що характеризують поведінку ланок автопоїзда при дослідженні динаміки моделі. Геометричні, інерційні та силові характеристики елементів моделі задані із використанням сукупності ідентифікаторів, окремо для кожної підсистеми, а також частини, які належать обом підсистемам.

Відповідно до вихідних умов, дослідження динаміки гальмування автопоїзда відбувається на рівній сухій ділянці дороги із асфальтобетонним покриттям. Використовуючи засоби інструменту UM Simulation, визначено мікропрофіль ділянки дороги для імітації руху автопоїзда у гальмівному режимі. Геометрію лінії дороги (макропрофіль) побудовано засобами UM Simulation відповідно до вимог нормативних документів та програми досліджень. Макропрофіль тестових ділянок доріг, що використовуються для імітації умов руху моделі автопоїзда, включав ділянки для виконання маневру «пряма» та «рух по колу».

Вихідні дані для досліджень приймалися аналогічно до даних математичного моделювання. Також було прийнято, що на початку дослідження автопоїзд рухається паралельно осі Ox , яку спрямовано вздовж дороги. Рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі досліджувався на проміжку часу $t = 5$ с, або до повної зупинки автопоїзда, якщо це відбувалося раніше. У результаті чисельного моделювання інструментом UM Simulation отримано дані про положення ланок автопоїзда у кожен момент часу з кроком 0,025 с на інтервалі 5 с.

За результатами дослідження встановлено, що максимальна розбіжність отриманих показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням математичної та комп'ютерної моделей не перевищує 10%, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів, отриманих з її використанням.

У четвертому розділі проведена перевірка адекватності розроблених моделей для визначення показників стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил на його мостах у гальмівному режимі.

Дорожні випробування прийняті у якості основного методу експериментальних досліджень. Об'єктом експериментального дослідження було обрано автопоїзд категорії N3+O4 у складі двовісного сідельного тягача DAF XF 95.430 та тривісного напівпричепа KRONE – SDP 24, який виконує постійні міжміські та міжнародні перевезення вантажів.

Експериментальний автопоїзд було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною та реєструючою апаратурою. Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірювально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сідельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, розроблена кафедрою “Автомобілі” НТУ.

Стандартна апаратура використовувалась при визначенні кутів перекосу мостів напівпричепа (JOSAM AM), лінійної поздовжньої та бічної швидкості, сповільнення та пройденого шляху автопоїзда (CORRSYS DATRON).

Універсальне вимірювальне обладнання було створено на базі персонального комп'ютера та електронного осцилографа USB Oscilloscope з використанням стандартних датчиків різних типів. Вимірювання відображались на моніторі комп'ютера в реальному часі та зберігались у вигляді файлу з даними для проведення подальшої обробки та аналізу.

У якості прикладу на рис. 4 наведено зміщення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії тягача за бортової нерівномірності гальмівних сил у 13% і різному перекосі мостів напівпричепи.

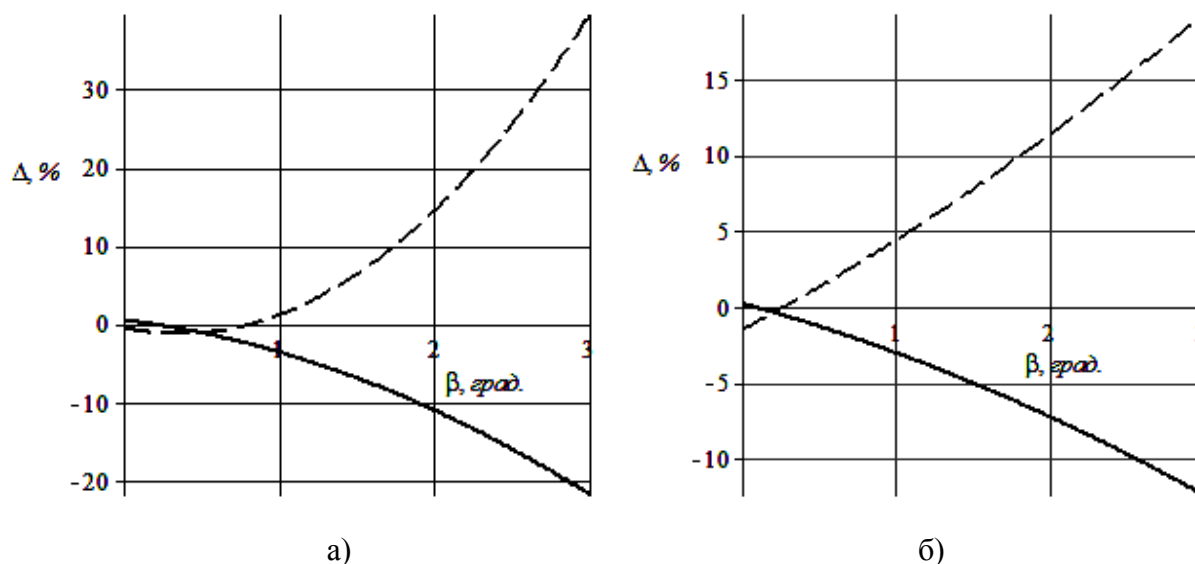


Рисунок 4 – Зміна траєкторії напівпричепи за нерівномірності гальмівних сил по бортах напівпричепи при однобічному перекосі мостів (а) і різнобічному (б):

- напрям перекосу співпадає з напрямом повороту
- - - напрям перекосу протилежний напрямові повороту

Як слідує з наведених графіків, нерівномірність гальмівних зусиль і перекош мостів напівпричепи призводить до суттєвого зміщення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії тягача і тим самим погіршення стійкості руху автопоїзда.

Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення впливу перекошу мостів напівпричепи і нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на показники гальмівних властивостей автопоїзда. Максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії тягача, максимального сповільнення автопоїзда і шляху гальмування не перевищує 10,5%.

Акти впровадження результатів дослідження у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» та у ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» наведено у додатках.

ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов'язана з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепи та бортової

нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів і їх впливом на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування, зокрема, шлях гальмування, сповільнення і відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача.

2. Розроблено математичну модель дволанкового сидельного автопоїзда, що описує його рух в гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей та характеру розподілу гальмівних сил по колесах мостів. Із використанням методу перетинів отримано систему диференціальних рівнянь, які описують рух ланок досліджуваного автопоїзда.

3. Встановлено, що за будь-якої схеми нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа зростає шлях гальмування автопоїзда. Проте, за обраних вихідних даних жодне з отриманих значень гальмівного шляху не перевищує допустимого, регламентованого нормативними документами.

4. Показано, що перекося осей напівпричепа дещо поліпшує ефективність гальмування автопоїзда у зв'язку зі збільшенням коефіцієнта опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Сповільнення автомобільного поїзда перебуває на рівні $5,02 - 5,10 \text{ м/с}^2$, що відповідає вимогам нормативних документів. Разом з тим, перекося осей напівпричепа підвищує знос протектора шин та спричиняє їх передчасне спрацювання, погіршує тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

5. Встановлено, що перекося осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Для більшості схем перекося, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача перевищує граничні норми ($\pm 0,075 \text{ м}$) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Найбільше зміщення має місце при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекосям усіх осей напівпричепа. Відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у 3,6 рази.

6. Показано, що поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекося осей напівпричепа погіршує як стійкість руху автопоїзда так і ефективність гальмування. Проте, максимальне значення гальмівного шляху для усіх варіантів нерівномірності гальмівних сил та перекося осей напівпричепа не перевищує допустимих значень. При цьому, за однакового напрямку перекося усіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. Автопоїзд з такою схемою перекося та нерівномірності гальмівних сил є найменш стійким, бічні відхилення його причіпної ланки значно перевищують допустимі значення (у 3,9 рази).

7. Встановлено, що за кругового руху автопоїзда у гальмівному режимі при поєднанні перекося осей напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів, погіршується як стійкість так і ефективність гальмування. Для більшості схем, відхилення траєкторії напівпричепа перевищує допустимі значення ($\pm 0,075 \text{ м}$), а тому рух такого автопоїзда нестійкий. Найбільше відхилення має місце для автопоїзда з одностороннім перекосям усіх осей, який

протилежний до напрямку повороту та нерівномірністю гальмівних сил, що співпадає з ним. Відхилення напівпричепа, у даному випадку, перевищує допустимі значення у 3,7 рази.

8. Проведено дослідження стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі автомобільного поїзда, розробленої в середовищі програмного комплексу Universal Mechanism, яка враховує вплив низки факторів, що мають місце при русі автопоїзда в реальних умовах експлуатації, а саме: деформацію пружних елементів підвіски та шин, крен ланок автопоїзда тощо. Показано, що максимальна розбіжність отриманих результатів дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням математичної та комп'ютерної моделей не перевищує 10%, що свідчить про можливість використання розробленої математичної моделі для визначення показників гальмівної динаміки та стійкості руху автопоїзда.

9. Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення впливу перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на показники гальмівних властивостей автопоїзда. Максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, максимального сповільнення автопоїзда і шляху гальмування не перевищує 10,5%.

10. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» для визначення показників стійкості автопоїздів з різними за величиною та напрямком кутами встановлення мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах однієї осі або борту та у ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» для використання під час проведення робіт щодо визначення параметрів гальмівної динамічності автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоувальної схеми та конструкції їх причіпних ланок.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті в наукових фахових виданнях

1. Сахно В. П. До питання про описання взаємодії автомобільної шини та опорної поверхні / В. П. Сахно, А. В. Костенко, О. А. Енглезі, П. Б. Прогній // Управління проектами, системний аналіз і логістика : Науковий журнал. – Вип. 10. – К. : НТУ, 2012. – С. 226-235.
2. Прогній П. Б. До аналізу стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2013. – Вип. 27. – С. 299-306.
3. Прогній П. Б. До аналізу систем забезпечення стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. – № 1 (29). – С. 335-342.

4. Прогній П. Б. До аналізу процесу гальмування сидельного автопоїзда без блокування коліс / П. Б. Прогній // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. – Вип. 13. – К. : НТУ, 2014. – С. 138-146.

5. Сахно В. П. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – № 1 (31). – С. 476-482.

6. Сахно В. П. До визначення стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі із використанням комп'ютерної моделі / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк : Луцький НТУ, 2015. – № 1 (3). – С. 141-147.

7. Сахно В. П. Експериментальні дослідження автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, П. Б. Прогній // Автошляховик України. – № 5. – 2015. – С. 20-26.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напрямку

8. Сахно Володимир Рівняння руху автопоїзда у горизонтальній площині в гальмівному режимі / Володимир Сахно, Павло Прогній // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monografia nr 6. Seria: Transport. – Rzeszow, 2015. – С. 119-127.

Опубліковані праці апробаційного характеру

9. Прогній П. Б. До аналізу систем забезпечення стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2013 року : Збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – С. 100.

10. Прогній П. Б. Підвищення стійкості транспортних засобів в процесі гальмування / П. Б. Прогній // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : Тези доповідей. – К. : НТУ, 2014. – С. 44.

11. Сахно В. П. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : Тези доповідей. – К. : НТУ, 2015. – С. 49.

12. Сахно В. П. Компьютерное моделирование динамики торможения автопоезда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // VII Международная научно-практическая конференция: «Отечественная наука в эпоху изменений: Постулаты прошлого и теории нового времени». – Екатеринбург : Национальная ассоциация ученых, 2015. – № 2 (7). – С. 41-44.

13. Сахно В. П. Разработка компьютерной модели автопоезда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній, В. М. Босенко // Наука – образованию,

производству, экономике : материалы 13-й Международной научно-технической конференции : Тезисы докл. Т. 3. – Минск : БНТУ, 2015. – С. 30.

Авторські свідоцтва, патенти

14. Патент на винахід №109818 «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з важелями поворотних цапф різної довжини та електрогідравлічним приводом» / В. П. Сахно, Г. О. Ковальчук, В. М. Поляков, В. М. Босенко, П. Б. Прогній, П. О. Гуменюк // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

15. Патент на винахід №109819 «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з електроприводом та зубчастими передачами з різними передаточними числами на кожну вісь» / В. П. Сахно, Г. О. Ковальчук, В. М. Поляков, В. М. Босенко, П. Б. Прогній, П. О. Гуменюк // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

АНОТАЦІЯ

Прогній П. Б. Поліпшення стійкості автомобільного поїзда у гальмівному режимі. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет. – Київ, 2016.

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов'язана з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів і їх впливом на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування.

Розроблено математичну модель дволанкового сидельного автопоїзда, що описує його рух в гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів.

Виконано інтегрування рівнянь плоскопаралельного руху автопоїзда у гальмівному режимі та проаналізовано показники стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей причіпної ланки та характеру розподілу гальмівних сил по колесах її осей.

Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення впливу перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на показники гальмівних властивостей автопоїзда. Максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, максимального сповільнення автопоїзда і шляху гальмування не перевищує 10,5%.

Ключові слова: автопоїзд, стійкість, гальмівний режим, математична модель, комп'ютерна модель, динаміка гальмування.

АННОТАЦИЯ

Прогний П. Б. Улучшение устойчивости автомобильного поезда в тормозном режиме. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Национальный транспортный университет. – Киев, 2016.

В диссертационной работе решена важная научно-практическая задача, связанная с учетом углов установки осей полуприцепа и бортовой неравномерности тормозных сил на колесах его мостов и их влиянием на показатели курсовой устойчивости автопоезда и динамику его торможения.

Разработана математическая модель двухзвенного седельного автопоезда, которая описывает его движение в тормозном режиме с учетом углов установки осей полуприцепа и характера распределения тормозных сил по колесам его мостов. Для решения дифференциальных уравнений движения автопоезда определены необходимые кинематические и геометрические соотношения. В частности, приведены уравнения для определения нормальных реакций опорной поверхности на колесах осей звеньев с учетом их перераспределения по осям и бортам при торможении автопоезда в прямолинейном и криволинейном движении. Также получены уравнения для определения углов увода колес тягача и полуприцепа с учетом перекоса осей и определения боковых сил на колесах осей автопоезда.

Выполнено интегрирование уравнений плоскопараллельного движения автопоезда в тормозном режиме и проанализированы показатели устойчивости движения двухзвенного седельного автопоезда с учетом углов установки осей прицепного звена и характера распределения тормозных сил по колесам его осей. Проанализирована динамика торможения автопоезда при индивидуальном и общем влиянии указанных факторов.

Проведено исследование устойчивости движения автопоезда в тормозном режиме с использованием компьютерной модели, разработанной в среде программного комплекса Universal Mechanism. Модель позволяет учитывать влияние ряда факторов, имеющих место при движении автопоезда в реальных условиях эксплуатации, а именно: деформацию упругих элементов подвески и шин, крен звеньев автопоезда и т. п.. Показано, что максимальное расхождение полученных результатов исследования показателей устойчивости движения автопоезда в тормозном режиме с использованием математической и компьютерной моделей не превышает 10%, что свидетельствует о возможности использования разработанной математической модели для определения показателей тормозной динамики и устойчивости движения автопоезда.

Проведенными экспериментальными исследованиями автопоезда подтверждена адекватность разработанной математической модели для определения влияния перекоса мостов полуприцепа и неравномерности тормозных усилий на его колесах на показатели тормозных свойств автопоезда. Максимальное расхождение в определении смещения траектории полуприцепа

от траектории тягача, максимального замедления автопоезда и пути торможения не превышает 10,5%.

Материалы диссертационной работы внедрены в ГП «ГосавтотрансНИИпроект» для определения показателей устойчивости движения автопоездов с различными по величине и направлению углами установки мостов полуприцепа и неравномерности тормозных усилий по колесам одной оси или борта и ООО «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» для использования во время проведения работ по определению параметров тормозной динамичности автопоездов для грузовых перевозок с заданными параметрами компоновочной схемы и конструкции их прицепных звеньев.

Ключевые слова: автопоезд, устойчивость, тормозной режим, математическая модель, компьютерная модель, динамика торможения.

ABSTRACT

Prohniy P. V. Improvement of lorry convoy stability in braking mode. – Manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences, with a specialty 05.22.02 – automobiles and tractors. – National Transport University. – Kyiv, 2016.

The thesis contains the solution of important scientific and practical problems associated with the account of corners of axes installation of semitrailer and onboard uneven of brake forces on wheels of its axles and their influence on the indicators of course stability of lorry convoy and dynamics of its braking.

The mathematical model of two-links articulated motor vehicle train is developed. This model describe the movement of lorry convoy in braking mode, based on considering of the installation of angles of trailer axles and the distribution of braking forces on the wheels of his axles.

The integration of the equations of planar motion of lorry convoy in brake mode is complete. The indicators of motion stability of two-links articulated motor vehicle train with the considering of installation of angles of trailer link axles and the distribution of braking forces on the wheels of his axles are analyzed.

With the experimental research of lorry convoy the adequacy of the developed mathematical model to determine the effect of skewing of semi axles and uneven of braking forces on its wheels on the indicators of braking properties is confirmed. The maximum difference in determining of the displacement path of trailer relative to tractor path, maximum deceleration and stopping distance of lorry convoy does not exceed 10,5%.

Keywords: lorry convoy, stability, braking mode, mathematical model, computer model, dynamic of braking.

Підписано до друку 10.05.2016 р.
Папір офсетний №1. Гарнітура Times New Roman
Формат 60 x 84 / 8. Тираж 100. Зам. 4422.

Редакційно-видавничий відділ НТУ.
01010, Україна, Київ, вул. Кіквідзе, 39, тел. +(38 044) 284 26 26