

Піскунова Олена Валеріївна



УДК 629.4.015

629 46

**ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ ВАГОНІВ У ПОЇЗДАХ З
УРАХУВАННЯМ ДІЇ СТИСКУЮЧИХ НАВАНТАЖЕНЬ**

Спеціальність 05.02.09 – Динаміка та міцність машин

**Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Дніпропетровськ – 1998



Дисертацію є рукопис.

Робота виконана в Інституті технічної механіки Національної академії наук України та Національного космічного агентства України.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор

Дьомін Юрій Васильович,
Дніпропетровський державний технічний
університет, головний науковий
співробітник науково-дослідної
лабораторії “Вагони”.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор Манашкін Лев Абрамович, Дніпропетровський державний технічний університет, завідувач кафедри “Теоретична механіка”;
- кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Хачапуридзе Микола Михайлович, Інститут транспортних систем і технологій, завідувач відділу “Динаміка та міцність нових видів транспорту”.

Провідна установа – Національна гірнича академія України, кафедра “Гірничі машини”, Міністерство освіти України, Дніпропетровськ.

НТБ
ДНУЗТ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Провідна роль у транспортному комплексі України, як і раніше, зберігається за залізницями. При цьому важливою задачею залишається забезпечення безаварійного транспортування вантажів, особливо, екологічно небезпечних, пошкодження яких може спричинити непоправні збитки населенню та навколишньому середовищу. На жаль, незважаючи на всі заходи, що вживаються, повністю виключити аварії на залізничному транспорті доки ще не вдається. В зв'язку з цим зростає роль науково-дослідних робіт у галузі динаміки рухомого складу з досліджень умов стійкості вантажних вагонів і аналізу динамічних процесів, які відбуваються в системі вагон-колія при аварійних режимах руху, що характеризуються сходою вагонів з рейок та їх перекиданням.

Для встановлення швидкостей руху нових залізничних вагонів колії 1520мм та тих, що модернізуються, застосовується система критеріїв, що склалася, головним чином, на основі квазістатичного уявлення про силову дію, яку зазнають взаємодіючі елементи вагонів і колії. На сьогодні набуто значного досвіду вирішення задач динаміки рухомого складу методами математичного моделювання, що створює передумови для уточненого підходу до оцінки безпеки руху вагонів.

Перші фундаментальні дослідження динаміки залізничного рухомого складу пов'язані з іменами видатних вчених - механіків М. П. Петрова, М. Є. Жуковського та С.П. Тимошенка. Створенню основ теорії коливань і стійкості руху рейкових екіпажів присвятили свої праці М. В. Винокуров, А. М. Годицький-Цвірко, В. М. Данілов, С. М. Куценко, В. А. Лазарян, В. Б. Медель, І. І. Челноков.

Суттєвий внесок у розвиток методів дослідження умов безпеки руху локомотивів і вагонів зробили П. С. Анісімов, Є. П. Блохін, Ю. П. Бороненко, М. Ф. Веріго, С. В. Вершинський, О. Л. Голубенко, Л. О. Грачова, В. Д. Данович, Ю. В. Дьомін, О. Я. Коган, М. Л. Коротенко, М. М. Кудрявцев, О. А. Львов, Л. А. Манашкін, М. О. Радченко, С. Ф. Редько, Ю. С. Ромен, О. М. Савчук, М. М. Соколов, В. Ф. Ушкалов, В.М. Філіпов, О. О. Хохлов, В. Д. Хусідов, Ю. М. Черкашин та інші провідні вчені в галузі механіки залізничних транспортних засобів.

При оцінці динамічних якостей вантажних вагонів визначаються показники, що нормуються: вертикальні та горизонтальні прискорення кузова, коефіцієнти горизонтальної та вертикальної динаміки, а також коефіцієнти запасу стійкості вагона від сходою з рейок і перекидання. За допомогою цих величин визначаються

5970a

умови нормальної експлуатації вагонів. В той же час, викликає інтерес дослідження стійкості вагонів при екстремальних режимах руху, коли показники безпеки руху перевищують значення, що допускаються.

Аналіз робіт, присвячених дослідженню причин аварій вантажних вагонів, показав, що однією з найбільш розповсюджених аварій, яка спричиняє значні пошкодження конструкцій вагонів і вантажів, є витискування вагонів в кривих при гальмуванні поїзда. Тому проблема прогнозування умов динамічної стійкості вагонів в кривих, що визначається динамічною поведінкою екіпажа в колії під дією поздовжніх стискуючих сил, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася згідно з планами пошукових НДР, що були затверджені Президією Національної академії наук України: тема №28 “Розробка методів дослідження та моделювання динаміки систем твердих тіл і конструкцій, що деформуються, які містять обмежені об'єми рідини”; тема №54 “Дослідження динамічної навантаженості та безпеки руху засобів транспортування небезпечних вантажів”; тема №115 “Динамічні якості та безпека руху залізничних транспортних засобів”; тема №216 “Математичне моделювання та дослідження динаміки багатомірних систем, у тому числі взаємодіючих із рідким середовищем”.

Метою дослідження є прогнозування умов динамічної стійкості вантажних вагонів при дії поздовжніх стискуючих сил, що виникають при гальмуванні поїзда, а також визначення таких величин цих сил, які спричиняють схід вагона з рейок та його перекидання. Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

розробити математичну модель вимушених просторових коливань вагона, що дозволить досліджувати екстремальні режими його руху;

розробити програмне забезпечення для інтегрування рівнянь руху, що отримані;

за допомогою розробленого програмного комплексу дослідити екстремальні режими руху вантажних вагонів в кривих при різних швидкостях з урахуванням дії стискуючих сил в автозчепках.

Наукова новизна одержаних результатів. Розроблена математична модель просторових коливань вантажних вагонів у кривих з урахуванням дії поздовжніх стискуючих сил, що дозволяє досліджувати рух вагона до моменту досягнення критичних переміщень, коли вже самі тільки сили ваги без додаткових бокових збурень неминуче призводять до його перекидання, або до

моменту падіння колеса на підрейкову основу. При моделюванні були враховані наступні фактори:

перемінність структури системи, що зумовлена втратою деяких зв'язків елементів конструкції в процесі руху екіпажа (п'ятник - підп'ятник, надресорна балка - нижній пояс боковини, букса - боковина, колесо - рейка), а також появою нових зв'язків (надресорна балка - верхній пояс боковини, ковзун кузова - ковзун візка);

можливий підйом гребеня колеса на головку рейки з наступним його падінням на підрейкову основу.

За допомогою розробленої математичної моделі досліджувалася динамічна стійкість вантажних вагонів при екстремальних режимах руху, коли значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок і перекидання виходять за рамки допустимих.

Практичне значення одержаних результатів. Запропонована методика оцінки динамічної стійкості вагонів у поїздах дозволяє визначати критичні значення поздовжніх стискуючих сил, перевищення яких створює аварійну ситуацію.

Проведені дослідження дозволили встановити вплив на динамічну стійкість вагонів наступних факторів: швидкості руху; розташування осей автозчепів відносно поздовжньої осі вагона; радіуса криволінійної ділянки колії; дії вітру; рухомості рідкого вантажу.

Розробки за темою дисертації були використані при проведенні досліджень з метою видачі рекомендацій щодо встановлення допустимих швидкостей руху вагонів-цистерн типу 15-1443, заповнених карбомідо-аміаковою сумішшю із значним недоливом.

Особистий внесок здобувача в одержання результатів, що викладені в дисертації, полягає в наступному:

участь у розробці математичної моделі для дослідження екстремальних режимів руху вантажних вагонів;

участь у розробці алгоритму оцінки динамічної стійкості вагонів;

розробка програм для реалізації математичних моделей на ПЕОМ;

проведення конкретних досліджень для визначення умов динамічної стійкості напіввагонів, платформи з автопоїздом і вагонів-цистерн.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на III Всесоюзній науковій конференції «Проблеми розвитку локомотивобудування» (м. Луганськ, 1990р.), на

Міжнародних наукових конференціях “Проблеми механіки залізничного транспорту” (м. Дніпропетровськ, 1992, 1996рр.), на I науково-практичному семінарі “Проблеми комбінованого транспорту в Україні” (м. Дніпропетровськ, 1995р.), на V Польсько-українському семінарі “Theoretical Foundations of Civil Engineering” (м. Дніпропетровськ, 1997р.), на семінарі відділу “Динаміка багатовимірних механічних систем” Інституту технічної механіки НАН України (м. Дніпропетровськ, 1998р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 5 статей в збірниках наукових праць і 2 доповіді на конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків і трьох додатків. Повний обсяг дисертації складає 181 сторінку, у тому числі 37 ілюстрацій, які займають 17 сторінок, 16 таблиць, які займають 5 сторінок, три додатки, які займають 35 сторінок, 114 найменувань використаних джерел, які розміщені на 9 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У першому розділі “Стан питання та задачі дослідження” подано огляд робіт, що стосуються проблем стійкості руху залізничних екіпажів у рейковій колії. Відмічається, що поняття та суть стійкості багатозначні. При оцінці динамічних якостей руху локомотивів і вагонів розглядають, як правило, стійкість руху в значенні А. М. Ляпунова, а також стійкість вагонів від сходу з рейок і перекидання. Як показує досвід експлуатації залізниць, при втраті стійкості за Ляпуновим рухомий склад має достатньо високий запас стійкості від сходу з рейок. Для оцінки умов стійкості вагонів від сходу з рейок і перекидання аналізують нормовані показники безпеки руху. У результаті теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що існуючі критерії стійкості мають значний запас і потребують уточнення. У зв'язку з цим становить інтерес дослідження стійкості вантажних вагонів при екстремальних режимах руху, коли коефіцієнти стійкості від сходу з рейок і перекидання виходять за рамки допустимих.

На основі огляду літературних джерел проведено аналіз можливих причин аварій, пов'язаних зі сходом з рейок і перекиданням вантажних вагонів. Відмічається, що до найбільш розповсюджених видів аварій відносяться схід з рейок, що спричиняється витискуванням вагонів в кривих при гальмуванні поїздів.

У результаті огляду існуючих розрахункових моделей, що використовуються для дослідження просторових коливань вантажних вагонів і цистерн, зроблено висновок про необхідність в уточненнях цих моделей для можливості дослідження екстремальних режимів руху вагонів.

В другому розділі "Математичний опис динамічних процесів при екстремальних режимах руху вантажних вагонів" наведено авторську розробку математичної моделі вимушених просторових коливань вантажного вагона в умовах аварійної ситуації, що пов'язана зі сходом вагона з рейок або його перекиданням. В якості розрахункової схеми вагона використовувалася система 11-ти твердих тіл, що з'єднані пружними та пружно-дисипативними зв'язками. Колія вважалась пружно-в'язко-інерційною і моделювалась за допомогою восьми приведених мас. Робота вузлів, що з'єднують окремі елементи конструкції вагона, моделювалась з урахуванням специфіки поставленої задачі. При цьому були прийняті наступні припущення відносно характеристик зв'язків між тілами системи, що досліджується:

спирання п'ятника на підп'ятник допускає незалежне впливання та бокову качку кузова відносно надресорних балок до вибору зазору між ковзунами, після чого спирання відбувається водночас на підп'ятники та ковзуни. При подальшому повороті кузова в поперечній вертикальній площині відносно надресорної балки відбувається поступове розвантаження підп'ятника та навантаження ковзуна. При повному розвантаженні підп'ятника зв'язок ковзун візка ковзун кузова вважається жорстким та розглядається подальший поворот кузова відносно взаємодіючих ковзунів;

при замиканні пружин ресорного підвішування враховується кінцева жорсткість конструкції бокової рами. При розвантаженні ресорного підвішування враховувалось обмеження взаємних вертикальних переміщень надресорної балки та верхнього поясу боковини;

спирання боковин на колісну пару здійснюється через фіктивні пружні елементи, жорсткість яких відповідає приведеній конструкційній жорсткості. Враховується також можливість відриву боковин від букс.

Вирази для визначення сил, що виникають у пружно дисипативних елементах центрального ресорного підвішування (з урахуванням роботи конструкції боковин) *i*-ого візка при переміщенні надресорної балки відносно *l*-ої боковини та діють у вертикальному S_{zil}^q , поперечному S_{yi}^q напрямках, а також при відносних впливаннях $S_{\psi i}^q$, такі:

$$S_{zi}^y = \begin{cases} k_z^y \Delta_{il}^y + k_{zm}^y f_m^y \Delta_{il}^y \text{sign} \dot{\Delta}_{il}^y, & \text{если } 0 < \Delta_{il}^y \leq \Delta_{il}^{yc} \\ k_z^y \Delta_{il}^{yc} + k_z^{y1} (\Delta_{il}^y - \Delta_{il}^{yc}) + k_{zm}^y f_m^y \Delta_{il}^y \text{sign} \dot{\Delta}_{il}^y, & \text{если } \Delta_{il}^y > \Delta_{il}^{yc} \\ 0, & \text{если } -\Delta_{il}^{yp} \leq \Delta_{il}^y \leq 0, \\ k_z^{y1} (\Delta_{il}^y + \Delta_{il}^{yp}), & \text{если } \Delta_{il}^y < -\Delta_{il}^{yp} \end{cases} \quad (1)$$

$$S_y^y = \begin{cases} k_y^y \delta_y^y + F_y^y \text{sign} \dot{\delta}_y^y, & \text{если } |\delta_y^y| \leq \delta_y^y \\ k_y^y (\delta_y^y - \delta_y^y \text{sign} \dot{\delta}_y^y) + F_y^y \text{sign} \dot{\delta}_y^y, & \text{если } |\delta_y^y| > \delta_y^y \end{cases} \quad (2)$$

$$S_{\psi i}^y = \begin{cases} k_{\psi}^y \delta_{\psi i}^y + F_{\psi}^y \text{sign} \dot{\delta}_{\psi i}^y, & \text{если } |\delta_{\psi i}^y| \leq \delta_{\psi}^y \\ k_{\psi}^y (\delta_{\psi i}^y - \delta_{\psi}^y \text{sign} \dot{\delta}_{\psi i}^y) + F_{\psi}^y \text{sign} \dot{\delta}_{\psi i}^y, & \text{если } |\delta_{\psi i}^y| > \delta_{\psi}^y \end{cases} \quad (3)$$

де k_z^y , k_y^y , k_{ψ}^y – жорсткості ресорного комплексу центрального підвішування при стиску, вигину та скруту; Δ_{il}^{yc} , δ_y^y , δ_{ψ}^y – максимальний хід ресорного комплексу у вертикальному, поперечному напрямках і при відносних впливаннях надресорних балок відносно боковин (величина Δ_{il}^y включає в себе статичний стиск пружин комплексу при дії сили ваги обресореної частини вагона); k_z^{y1} , k_y^{y1} , k_{ψ}^{y1} – жорсткості зв'язку надресорна балка - боковина у відповідних напрямках після вибору максимального ходу пружин ресорного комплексу; Δ_{il}^{yp} – зазор у вертикальному напрямі між ненавантаженою надресорною балкою та верхнім поясом боковин; k_{zm}^y – жорсткість при стиску пружин демпфера; f_m^y – коефіцієнт тертя ковзання.

У пружних елементах, що імітують буксові зв'язки i -го візка при вертикальних переміщеннях l -ої боковини відносно k -ої колісної пари, виникають сили

$$S_{ikl}^6 = \begin{cases} k_z^6 \Delta_{ikl}^6, & \text{если } \Delta_{ikl}^6 > 0, \\ 0, & \text{если } \Delta_{ikl}^6 \leq 0, \end{cases} \quad (4)$$

де k_z^6 – приведена жорсткість вертикального зв'язку боковини з колісною парою.

Момент сил M_{θ} , що діють на кузов при його кутових переміщеннях у поперечній площині, буде відновлюючим для малих кутів θ нахилу кузова, для яких виконується нерівність $h \sin \theta < r_n \cos \theta$, де h – висота центру мас кузова над площинною спираючої п'ятника на підп'ятник, $2r_n$ – діаметр п'ятника. Якщо $h \sin \theta > r_n \cos \theta$ і не вичерпано зазор між ковзунами, на кузов буде діяти момент, що перевертає. При збільшенні абсолютного значення θ відбувається змикання ковзунів і момент M_{θ} стає відновлюючим. При подальшому зростанні кута θ вертикальні сили B_i , що діють на i -ий ковзун, збільшуються, а сили P_{mi} , що діють

на i -ий підп'ятник, зменшуються. Обезвантаження п'ятникового вузла визначається за умовою $P_{pi} \leq 0$. Перекидання кузова відносно ковзунів відбувається, якщо

$$h \sin \theta > a_{cx} \cos \theta. \quad (5)$$

При моделюванні взаємодії коліс з рейками враховувалася можливість вкочування гребеня колеса на головку рейки з наступним його сходом. Припускалося, що профілі колеса та рейки є кусочно-лінійними. Контакт колеса та рейки вважався одноточечним. Були виділені наступні фази руху колеса, що набігає на рейку:

переміщення колісної пари в межах зазору в рейковій колії (у точці контакту колеса та рейки діють сили нормального тиску колеса на рейку та сили крипу);

вкочування колеса, що набігає, на головку рейки після вибору зазору (гребінь контактує з внутрішньою поверхнею головки рейки, при цьому виникають сили нормального тиску та сухого тертя);

рух гребеня колеса по поверхні кочення рейки після подолання колесом шляху вкочення (діють сили нормального тиску та сили крипу);

схід колеса, що супроводжується взаємодією гребеня з зовнішньою поверхнею головки рейки (діють сили нормального тиску та сили тертя);

падіння колеса (сили взаємодії будуть відсутні).

Припускалося, що обезвантаження колеса відбувається за умовою

$$\Delta_{pid} < 0, \quad (6)$$

де Δ_{pid} – вертикальна деформація підрейкової основи.

При дослідженні руху вагонів-цистерн для моделювання коливань рідини використовувався підхід, що ґрунтується на маятниковій аналогії (дослідження було обмежене розглядом основного тону коливань рідини в кожній з площин). Котел з приєднаним об'ємом рідини та рама представлялися еквівалентним твердим тілом з відповідними масою та моментами інерції.

Диференційні рівняння руху вантажного вагона отримані за допомогою рівнянь Лагранжа II роду. При їх виводі враховувалися кінечні переміщення елементів конструкції вагона. Інтегрування рівнянь руху дозволяє досліджувати екстремальні режими руху вантажних вагонів, у тому числі вагонів-цистерн до моменту досягнення критичних переміщень, коли вже самі сили ваги без додаткових бокових збурень неминуче призводять до його перекидання або до моменту падіння колеса на підрейкову основу.

У третьому розділі “Розробка алгоритму оцінки динамічної стійкості вагонів у поїздах” розглянуті методи інтегрування рівнянь руху вантажного вагона при екстремальних режимах, що відрізняються від рівнянь руху вагона в режимах нормального функціонування: в системі диференціальних рівнянь з’являються додаткові динамічні та статичні зв’язки між узагальненими координатами. Рішення отриманої системи рівнянь, після приведення її до канонічного виду, здійснювалося чисельним інтегруванням із застосуванням явних різницевих формул Адамса-Башфорта (прогноз) неявних формул Адамса-Мултона (корекція), що сильно стійкі відносно накопичення помилок.

Збуреннями, що задаються, є періодичні детерміновані вертикальні та горизонтальні нерівності колії та поздовжні стискуючі сили S_i^a ($i=1, 2$) квазістатичного характеру в міжвагонних з’єднаннях. Перекоси вагонів та осей автозчепів при русі поїзда призводять до появи вертикальних і поперечних складових поздовжньої сили. Кути ψ_{ai} ($i=1, 2$) відхилення осей автозчепів від поздовжньої осі вагона в горизонтальній площині задавалися максимально можливими за умови забезпечення проходу вагоном криволінійних ділянок колії без саморозчеплення та дорівнюють 0,21рад. Кути ϕ_{ai} ($i=1, 2$) відхилення автозчепів у поздовжній вертикальній площині визначаються різницею Δh_i рівнів осей автозчепів у з’єднанні двох вагонів і довжиною $2a$ жорсткого стержня, що складається з двох зчеплених автозчепів. Прийнято, що $\Delta h_i=0,1\text{м}$, $a=1\text{м}$, тоді $\phi_{a1}=0,05\text{рад}$, $\phi_{a2}=0,05\text{рад}$. Якщо ж $\Delta h_i=0,25\text{м}$, тоді $\phi_{a1}=0,14\text{рад}$, $\phi_{a2}=0,14\text{рад}$.

У процесі вирішення задачі оцінки динамічної стійкості вантажних вагонів в кривій на кожному кроці інтегрування робиться аналіз переміщень елементів конструкції вагона та положення колеса відносно рейки. Це дозволяє відслідкувати можливі структурні зміни системи, уточнити розрахункову схему і визначити умови сходу колеса з рейки або перекидання вагона. Рух вважається стійким, якщо вагон під дією прикладених сил в автозчепках проходить шлях певної довжини L без перекидання та сходу з рейок. При досягненні критичного кута $\theta_{кр} = \arctg(a_{cx} / h)$ або при сході колеса з рейки рух вважається нестійким.

Через варіювання різних значень сил в автозчепках можна визначати критичні значення S_o^{cr} цих сил, що призводять до втрати стійкості екіпажа від перекидання та сходу з рейок. Можливо також досліджувати стійкість руху вагона при дії сил в автозчепках, які отримані з рішення задачі поздовжньої динаміки поїзда.

На основі розробленого алгоритму та програми розрахунку (програма 1) досліджувався просторовий рух порожнього та повністю завантаженого

напіввагона зі швидкостями $v=40\div90\text{км/год}$ в кривій радіусом $R=300\text{м}$ для випадків, коли поперечні горизонтальні складові сил в автозчепках спрямовані до зовнішньої рейки ($\psi_{a1}=0,21\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,21\text{рад}$) та коли означені складові спрямовані в різні сторони ($\psi_{a1}=\psi_{a2}=0,21\text{рад}$). Результати, що одержані, порівнювалися з даними розрахунків по програмі для дослідження малих коливань вагона (програма 2). Отримано, що значення критичних сил, що спричиняють схід з рейок порожнього вагона, які одержані за допомогою програми 1, на 50кН нижче за критичні значення, які одержані за допомогою програми 2. Для повністю завантаженого вагона різниця в значеннях критичних сил збільшується та складає в першому випадку $200\div350\text{кН}$, у другому – $50\div200\text{кН}$.

Значення отриманих критичних сил ($S_{cr}^p=0,35\div0,55\text{МН}$ – для порожнього та $S_{cr}^p=1,8\div2,0\text{МН}$ – для завантаженого вагона) порівнювалися зі значеннями сил, які одержані в результаті теоретичних і експериментальних досліджень, що були проведені у ВНДІЗТі. Результати порівнянь можна вважати задовільними.

Програма розрахунку, що розроблена, дозволяє також досліджувати вільні коливання вагона. Результати проведених досліджень вільних коливань порожнього та завантаженого напіввагонів добре узгоджуються з даними, що отримані іншими дослідниками.

У четвертому розділі “Визначення граничних значень поздовжніх стискуючих сил, що спричиняють схід вагонів з рейок або перекидання” наведені результати досліджень динамічної стійкості порожнього та завантаженого напіввагонів, платформи, що транспортує колісну техніку, а також цистерни, частково заповненою рідиною. Для різних швидкостей руху визначені рівні критичних поздовжніх стискуючих сил, що призводять вагон до сходу або перекидання назовні кривої.

На рис. 1 для порожнього (рис. 1, а) і завантаженого (рис. 1, б) напіввагонів наведені залежності від швидкостей руху граничних значень поздовжніх стискуючих сил, при яких вагон сходить з рейок, коли $\psi_{a1}=0,21\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,21\text{рад}$, $\phi_{a1}=-0,05\text{рад}$, $\phi_{a2}=0,05\text{рад}$. Лінії 1, 2, 3, 4 відповідають результатам, що одержані при русі напіввагонів по кривим з радіусами R , що дорівнюють відповідно 250, 300, 650 і 1000м. Рух порожнього напіввагона розглядався для діапазону швидкостей $v=40\div90\text{км/год}$, завантаженого вагона – $50\div120\text{км/год}$. Отримано, що в кривих малого радіусу граничні значення поздовжніх стискуючих сил, які призводять до сходу з рейок порожнього вагона, що рухається зі швидкістю вище ніж 70км/год , можуть бути меншими за $0,5\text{МН}$, а граничні сили,

що призводять до сходу завантаженого вагона, що рухається зі швидкістю вище ніж 90км/год – меншими за 1МН.

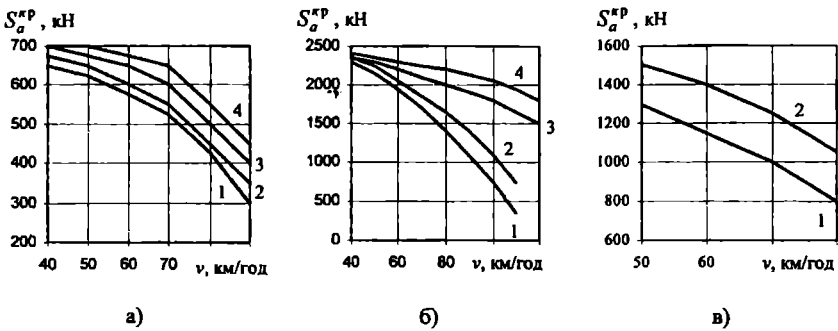


Рис.1 – Залежності граничних значень поздовжніх стискуючих сил від швидкості руху

В кривій радіусом $R=300\text{м}$ досліджувався вплив положення автозчепів вантажного вагона на рівень граничних значень поздовжніх стискуючих сил, що призводять до сходу вагона з рейок. У випадку, коли кути перекосу осей автозчепів у горизонтальній площині складають $\psi_{a1}=0,15\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,15\text{рад}$, значення критичних сил підвищуються на $0,15\div 0,20\text{МН}$ для порожнього та на $0,25\div 0,60\text{МН}$ для завантаженого вагона. У випадку критичних кутів перекосу автозчепів, коли $\psi_{a1}=0,21\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,21\text{рад}$, $\phi_{a1}=-0,14\text{рад}$, $\phi_{a2}=0,14\text{рад}$, для повністю завантаженого вагона, що рухається зі швидкістю вище 80км/год, критичні сили можуть бути нижче 1МН.

Проведені дослідження показали, що граничні значення поздовжніх стискуючих сил, що призводять до сходу порожнього вагона з рейок, суттєво залежать від стану колії. Так, при збільшенні амплітуди вертикальних нерівностей з 5мм до 15мм і підвищених швидкостях руху граничні значення сил можуть знизитись на 250кН.

На рис. 1, в показана залежність критичних поздовжніх сил від швидкостей руху платформи з автопоїздом, при русі в кривій радіусом $R=300\text{м}$ зі швидкостями $v=50\div 80\text{км/год}$ для випадку, коли $\psi_{a1}=0,21\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,21\text{рад}$, $\phi_{a1}=-0,05\text{рад}$, $\phi_{a2}=0,05\text{рад}$. Графік 1 відповідає результатам, які отримані з урахуванням дії бокового вітру, графік 2 – без урахування дії вітру. Проведені розрахунки показали, що при дії на платформу з автопоїздом вітрового навантаження,

критичні сили знижуються на 0,25МН, і при швидкості руху вище 70км/год можуть бути нижче 1МН. Для критичних кутів перекосу автозчепів отримано граничні сили нижче 0,9МН вже при швидкості 70км/год. Якщо кути перекосу автозчепів складають $\psi_{a1}=0,15$ рад, $\psi_{a2}=-0,15$ рад, $\phi_{a1}=-0,05$ рад, $\phi_{a2}=0,05$ рад, то для діапазону швидкостей, що розглядався, значення критичних сил будуть вище 1МН.

Отримано, що для порожнього та завантаженого вагонів та платформи з автопоїздом перекидання може статися лише після сходу з рейок. На рис. 2 для порожнього (рис. 2, а) та завантаженого (рис. 2, б) вагонів, що рухаються зі швидкостями $v=50$ і 80км/год, наведені графіки зміни кутів θ повороту в поперечній вертикальній площині кузова (крива 1) і θ_{n1} надресорної балки (крива 2). Аналіз результатів показав, що в момент сходу коліс з рейок спостерігається значне зростання кутів θ повороту кузова та θ_{n1} надресорної балки, причому ці кути для завантаженого вагона значно більші ніж для порожнього.

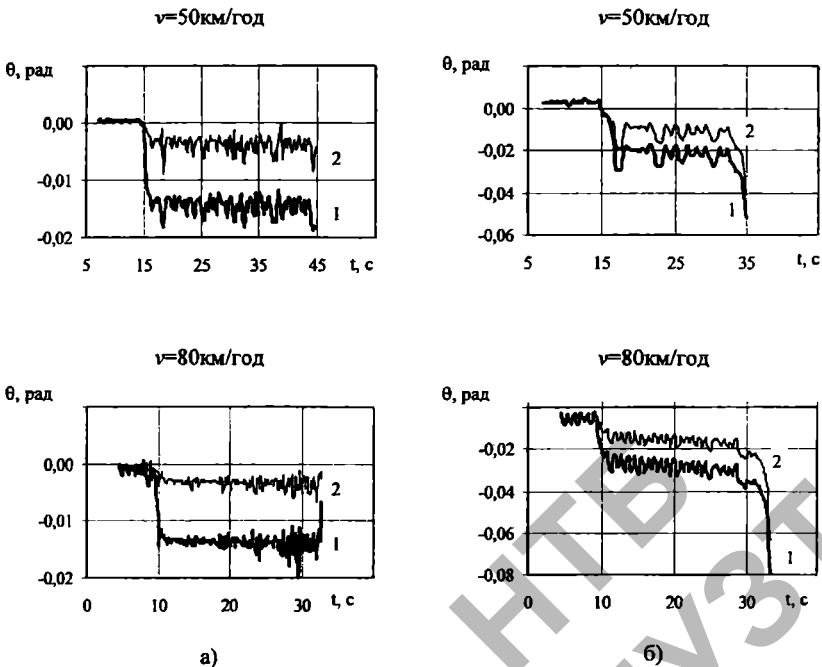


Рис.2 – Залежності від часу кутів повороту в поперечній вертикальній площині кузова і надресорної балки напіввагона

Проведені дослідження динамічної стійкості цистерни моделі 15-1443, що транспортує карбомідо-аміакову суміш (КАС) з недоливом 1,14м і бензини зі стандартним 3%-ым недоливом, у кривій радіусом $R=300\text{м}$. Припускалося, що кути перекосу осей автозчепів такі: $\psi_{a1}=-0,21\text{рад}$, $\psi_{a2}=-0,21\text{рад}$, $\varphi_{a1}=-0,14\text{рад}$, $\varphi_{a2}=0,14\text{рад}$. У табл. 1 наведено граничні значення поздовжніх стискуючих сил, при яких можливий схід цистерни з рейок або її перекидання, значення критичних кутів θ , θ_{ni} ($i=1, 2$), що отримані на фазі розвитку аварійної ситуації, та вказано її вид. Результати одержані у припущенні рухомості рідини, а також у випадку непорушної КАС (замороженої рідини).

Таблиця 1

Розрахункові показники динамічної стійкості цистерни з КАС і бензином

v , км/год	Модель коливань рідини	θ , рад	θ_{n1} , рад	θ_{n2} , рад	θ_{n3} , рад	YW , м	Від аварійної ситуації	$S_d^{кр}$, кН
30	КАС	-0,054	-0,055	-0,053	0,196	-0,199	схід	1450
	Бензин	-0,046	-0,043	-0,049	0,154	-0,172	схід	1500
40	КАС	-0,060	-0,049	-0,056	0,055	-0,177	схід	1300
	Бензин	-0,060	-0,056	-0,048	-0,059	-0,203	схід	1350
50	Зам. КАС	-0,067	-0,066	-0,065	—	-0,190	схід	1300
	КАС	-0,083	-0,073	-0,072	0,206	-0,209	схід	1150
	Бензин	-0,085	-0,082	-0,074	0,060	-0,233	схід	1200
60	Зам. КАС	-0,076	-0,070	-0,065	—	-0,182	схід	1150
	КАС	-0,145	-0,136	-0,149	0,119	-0,399	схід	1050
	Бензин	-0,122	-0,127	-0,112	0,154	-0,339	схід	1100
70	Зам. КАС	-0,104	-0,093	-0,094	—	-0,265	схід	1000
	КАС	-0,431	-0,416	-0,421	0,218	-0,933	перекидання	900
	Бензин	-0,122	-0,121	-0,115	-0,056	-0,314	схід	900
80	Зам. КАС	-0,078	-0,069	-0,066	—	-0,194	схід	900
	КАС	-0,432	-0,410	-0,409	0,098	-0,893	перекидання	700
	Бензин	-0,224	-0,213	-0,215	0,182	-0,507	схід	700

Визначено, що перекидання цистерни супроводжується істотними структурними змінами системи. На рис. 3 показані залежності від часу вертикальних реакцій п'ятиків P_{mi} ($i=1, 2$) (крива 1) і ковзунів B_i ($i=1, 2$) (крива 2), що виникають при відносних переміщеннях елементів конструкції цистерни з

КАС, що рухається зі швидкістю 80 км/год. Залежності отримано для проміжку часу, що передує моменту початку перекидання.

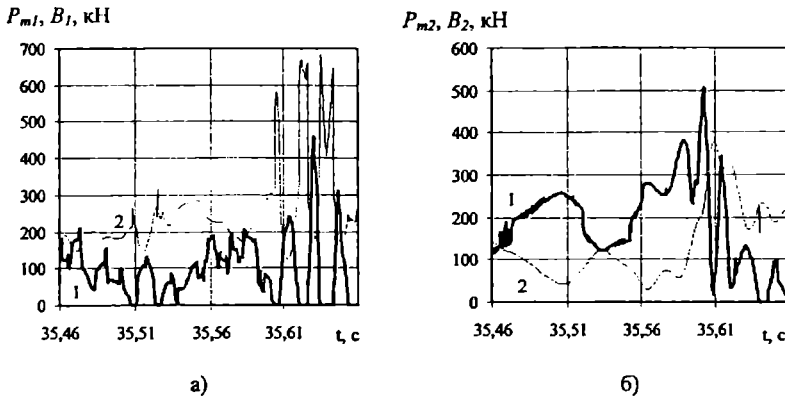


Рис.3 – Залежності від часу вертикальних реакцій п'ятників і ковзунів цистерни з КАС

Як видно з графіків, у процесі перекидання цистерни при повороті еквівалентного твердого тіла в поперечній вертикальній площині відносно надресорної балки відбувається розвантаження підп'ятника та росте навантаження, що передається на ковзун. При повному обезвантаженні підп'ятника відбувається перебудова структури системи: розривається зв'язок п'ятник рами цистерни – підп'ятник надресорної балки та фіксується зв'язок ковзун кузова – ковзун візка, після чого поворот котла з рамою здійснюється відносно ковзуна.

ВИСНОВКИ

Результати численних теоретичних і експериментальних досліджень показують, що існуючі критерії стійкості вагонів від сходу з рейок і перекидання мають значний запас. У роботі проведені дослідження стійкості вантажних вагонів у рейковій колії при екстремальних режимах, коли означені коефіцієнти виходять за рамки допустимих.

Основні результати дисертаційних досліджень такі:

1. Розроблено математичні моделі, що описують просторові коливання в кривих вантажних вагонів, у тому числі вагонів-цистерн з рідким вантажем, з урахуванням дії поздовжніх стискуючих сил. Розроблені моделі дозволяють

досліджувати розвиток можливих аварійних режимів руху вагона до моменту досягнення критичних переміщень, коли вже самі тільки сили ваги без додаткових бокових збурень неминуче призводять до його перекидання або до моменту падіння коліс на підрейкову основу. При моделюванні прийнято до уваги наступні уточнюючі фактори:

1.1. Врахована змінність структури системи, що пов'язана з можливою втратою зв'язків елементів конструкції в процесі руху вагона (п'ятник – підп'ятник, надресорна балка – нижній пояс боковини, колісна пара – боковина, колесо – рейка) або встановленням додаткових зв'язків (надресорна балка – верхній пояс боковини, ковзун кузова – ковзун візка);

1.2. Врахована можливість вкочування колеса на головку рейки з наступним сходом;

1.3. Рівняння руху вантажних вагонів одержані з урахуванням кінцевих переміщень тіл системи, що розглядається.

2. Розроблено алгоритм оцінки динамічної стійкості вагона від сходу з рейок та перекидання, який ґрунтується на аналізі переміщень елементів вагонної конструкції та положення колеса відносно рейки, що дозволяє безпосередньо визначати можливість аварії при заданих умовах руху. Ефективність розрахункового комплексу підтверджується узгодженням результатів розрахунку з даними експерименту та з результатами, що отримані іншими авторами.

3. На основі розроблених алгоритмів і програмного забезпечення досліджено просторові коливання порожнього та завантаженого напіввагонів в кривій радіусом $R=300\text{м}$ при дії поздовжніх стискуючих сил. Проведено порівняння отриманих результатів з даними, що одержані за допомогою програми для малих коливань вагона. У випадку, коли має місце схід вагонів з рейок без перекидання, урахування кінцевих переміщень може понизити значення граничної сили до 250кН .

4. Проведено дослідження стійкості руху в кривих порожнього та повністю завантаженого напіввагонів. Отримано, що для порожнього вагона, який рухається в кривій радіусом $R=300\text{м}$ зі швидкістю вище ніж 70км/год , граничні значення поздовжніх стискуючих сил, при яких стає можливим схід вагона з рейок, можуть бути нижче допустимого значення $0,5\text{МН}$ та залежать від розташування автозчепів вагона, що досліджується, та сусідніх з ним вагонів, а також від стану колії.

Для повністю завантаженого напіввагона критичні значення поздовжніх стискуючих сил суттєво залежать від швидкості руху та радіусу кривої, а також від

розташування автозчепів вагона, що досліджується, та сусідніх з ним вагонів. При русі навантаженого вагона в кривій радіусом $R=300\text{м}$ зі швидкістю вище ніж 90км/год граничні значення поздовжніх стискуючих сил можуть бути нижче 1МН .

5. При русі платформи з автопоїздом в кривій радіусом $R=300\text{м}$ зі швидкістю 70км/год і вище у випадку критичного розташування автозчепів граничні значення поздовжніх стискуючих сил, при яких можливий схід платформи з рейок, можуть бути нижче 1МН . Якщо платформа з автопоїздом зазнають діяння вітрового навантаження, критичні сили можуть понизитися на $0,25\text{МН}$.

6. Проведено дослідження динамічної стійкості цистерн, що заповнені карбомідо-аміаковою сумішшю великої щільності з недоливом $1,14\text{м}$ або бензином з 3% -им недоливом, в кривій радіусом $R=300\text{м}$. Розрахунки показали, що для швидкостей руху 70км/год і вище у випадку максимально допустимих поперечних і вертикальних кутів перекосу автозчепів граничні стискуючі сили можуть бути нижче допустимих значень. Визначено, що для цистерни, заповненої КАС, при дії в її автозчехах сил, значення яких дорівнюють критичним, може статися не тільки схід цистерни з рейок, але і її перекидання.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Науменко Н.Е., Пискунова Е.В., Хижа И.Ю. Нагруженность вагона и элементов транспортируемого груза при столкновении поездов // Техническая механика: Зб.наук.пр. ІТМ НАНУ – Київ: Наукова думка. – 1994. – Вип.3. – С.72-75.
2. Демин Ю.В., Науменко Н.Е., Пискунова Е.В. Математическая модель процесса опрокидывания грузового вагона // Техническая механика: Зб.наук.пр. – Дніпропетровськ: ІТМ НАНУ. – 1997. – Вип.5. – С.60-67.
3. Науменко Н.Е., Пискунова Е.В. Устойчивость полувагонов при движении в кривых с учетом действия продольных сжимающих сил // Техническая механика: Зб.наук.пр. – Дніпропетровськ: ІТМ НАНУ. – 1998. – Вип.7. – С.74-76.
4. Богомаз Г.И., Науменко Н.Е., Пискунова Е.В., Черномашенцева Ю.Г. Математическое моделирование движения цистерны в кривых с учетом действия продольных сжимающих сил // Математичне моделювання в

інженерних та фінансово-економічних задачах: 36.наук.пр. ДІІТу – Дніпропетровськ: Січ. – 1998. – С.123-133.

5. Пискунова Е.В., Хижа И.Ю. Исследование динамики пространственных систем переменной структуры // Динамика и управление движением механических систем: 36.наук.пр. ИТМ НАНУ. – Київ: Наукова думка. – 1992. – С.22-26.
6. Науменко Н.Е., Пискунова Е.В. Определение нагруженности рельса при движении вагона в условиях аварийной ситуации // Proceeding of the Polish-Ukrainian Seminar «Theoretical Foundations in Civil Engineering». – Volume 1, part 2. – Дніпропетровськ. – 1996. – С.281-284.
7. Пискунова Е.В. Моделирование динамической нагрузки, действующей на рельс при аварийных режимах движения грузовых вагонов // Proceeding of the Polish-Ukrainian Seminar «Theoretical Foundations in Civil Engineering». – Варшава. – 1997. – С.179-183.

У виконання науково-дослідних робіт, що викладені в статтях [1-5] і в доповіді на конференції [6], автором дисертації зроблено такий вклад –

робота [1]: розробка підпрограми для реалізації алгоритму Парка прямого чисельного інтегрування рівнянь руху; проведення розрахунків навантаженості вагона та елементів вантажу, що транспортується, при зіткненні поїздів з використанням методу Парка прямого чисельного інтегрування;

робота [2]: участь в розробці математичної моделі процесу перекидання вантажних вагонів;

робота [3]: участь у розробці алгоритму та програмного забезпечення для оцінки динамічної стійкості вагонів; проведення досліджень щодо визначення умов динамічної стійкості напіввагонів;

робота [4]: участь в розробці математичної моделі екстремальних режимів руху вагонів-цистерн; розробка програмного забезпечення та проведення досліджень щодо визначення умов динамічної стійкості вагонів-цистерн з КАС і бензином;

робота [5]: доопрацювання програми для розрахунку навантаженості машинобудівних конструкцій методом скінчених елементів та проведення розрахунків динаміки просторових систем змінної структури;

робота [6]: участь в моделюванні взаємодії колеса та рейки при вкочуванні колеса на головку рейки з наступним його падінням на підрейкову основу.

АНОТАЦІЯ

Піскунова О. В. Динамічна стійкість вагонів у поїздах з урахуванням дії стискуючих навантажень. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02. 09 – динаміка та міцність машин. – Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту, Дніпропетровськ, 1998.

5970a

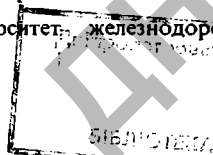
Дисертацію присвячено питанням визначення умов динамічної стійкості вантажних вагонів в кривих з урахуванням дії поздовжніх стискуючих сил. В дисертації досліджувалися екстремальні режими руху, при яких коефіцієнти стійкості вагонів від сходу з рейок і перекидання виходять за рамки допустимих. Розроблено базову математичну модель для дослідження вимушених просторових коливань вантажних вагонів в умовах розвитку аварійної ситуації, що характеризується сходом вагонів з рейок та їх перекиданням. Розрахункова модель враховує суттєві структурні зміни системи в процесі руху, можливість вкочування гребеня колеса на головку рейки з наступним падінням його на підрейкову основу, а також кінцеві переміщення тіл. Розроблено алгоритм оцінки динамічної стійкості вагонів, який ґрунтується на аналізі переміщень елементів їхньої конструкції та положення колеса відносно рейки. Для порожнього та завантаженого напіввагонів, платформи, що транспортує автопоїзд, і цистерни з рідким вантажем отримано залежності від швидкості граничних значень поздовжніх стискуючих сил, які спричиняють схід вагонів з рейок або їх перекидання, та визначено допустимі швидкості руху.

Ключові слова: вантажний вагон, екстремальні режими руху, схід, перекидання, динамічна стійкість, граничні значення поздовжніх стискуючих сил.

АНОТАЦИЯ

Пискунова Е.В. Динамическая устойчивость вагонов в поездах с учетом действия сжимающих нагрузок. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Днепропетровский государственный технический университет железнодорожного транспорта, Днепропетровск, 1998.



Диссертация посвящена вопросам определения условий динамической устойчивости грузовых вагонов в кривых с учетом действия продольных сжимающих сил. В работе исследовались экстремальные режимы движения, при которых коэффициенты устойчивости вагонов от схода с рельсов и опрокидывания выходят за рамки допустимых. Разработана базовая математическая модель для исследования вынужденных пространственных колебаний четырехосных грузовых вагонов в условиях развития аварийной ситуации, характеризующейся сходом вагонов с рельсов или их опрокидыванием. Расчетная модель учитывает существенные структурные изменения системы в процессе движения, возможность вкатывания гребня колеса на головку рельса с последующим падением его на основание пути, а также конечные перемещения тел. Разработан алгоритм оценки динамической устойчивости вагонов, основанный на анализе перемещений элементов их конструкции и положения колеса относительно рельса. Для порожнего и загруженного полувагонов, платформы, транспортирующей автопоезд и цистерны с жидким грузом получены зависимости от скорости предельных значений продольных сжимающих сил, вызывающих сход вагонов с рельсов или опрокидывание, и определены допустимые скорости движения.

Ключевые слова: грузовой вагон, экстремальные режимы движения, сход, опрокидывание, динамическая устойчивость, предельные значения продольных сжимающих сил.

ABSTRACT

Piskunova O.V. Dynamic stability of cars in the trains with taking into account the compressive loads action. – Manuscript.

Thesis for a candidate degree by speciality 05.02.09 – dynamics and strength of the machines. – The Dnipropetrovsk State Technical University of Railway Transport, Dnipropetrovsk, 1998.

The dissertations is devoted to the questions of the determination of the conditions of freight cars dynamic stability in curves with taking into account an action of longitudinal compressive forces. The extreme motion regimes were investigated when stability index against the derailment and overturning exceeded the limits. The base mathematical model for investigations of forced space vibrations of freight car in emergency situations was worked out. The dynamic model was created with taking into account essential structural changes of a system during motion, possibility of the derailment and finite displacements of the bodies. An

algorithm of cars dynamic stability estimation which based on the analysis of the displacements of structure elements and wheel position relative to the rail was developed. For empty and loaded cars, flat car transporting trailers and railway tanks partly filled with liquid the dependencies of the limit values of forces leading to car derailment or overturning on the velocity are defined.

Key words: freight car, extreme motion regimes, derailment, overturning, dynamic stability, limit values of longitudinal compressive forces

НТБ
ДНУЗТ

ПДАБтаА

Підп до друку 20.07.1998. Формат 60х84¹/₁₆. Папір друк.

Друк офсетний. Умов друк. арк. 2,0. Облік вид арк. 2,2.

Тираж 100 прим. Зам. №506. Безкоштовно

НТБ
ДНУЗТ