

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ННІ «ДНІПРОВСЬКИЙ ІНСТИТУТ ІНФРАСТРУКТУРИ І ТРАНСПОРТУ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ННІ «ДНІПРОВСЬКИЙ ІНСТИТУТ ІНФРАСТРУКТУРИ І ТРАНСПОРТУ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ШВЕЦЬ АНЖЕЛІКА ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 629.463.65-027.45:[656.212.073.2 : 621.778.27]

ДИСЕРТАЦІЯ


**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДА ОЦІНКИ МІЦНОСТІ ВАНТАЖНИХ
ВАГОНІВ ПІД ЧАС ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖУ МЕТАЛУРГІЙНОГО
ВИРОБНИЦТВА**

273 Залізничний транспорт

27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


Швець А.О.

Науковий керівник – Мурадян Леонтій Абрамович, доктор технічних наук,
професор

Дніпро 2025

АНОТАЦІЯ

Швець А. О. Удосконалення метода оцінки міцності вантажних вагонів під час перевезення вантажу металургійного виробництва.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 273 – Залізничний транспорт. Український державний університет науки і технологій, Дніпро, 2025.

Головна мета наукових результатів дисертаційної роботи, що отримані автором та складають наукову новизну, полягають у доцільності впровадження нових схем кріплення (фіксації) та розміщення продукції металургійного виробництва в кузові вантажного вагону під нову номенклатуру вантажів. Крім того з метою підвищення надійності та безпеки перевезення вантажу автором вдосконалено існуючу модель просторових коливань вантажних вагонів для розрахунків інерційних сил та сумарних навантажень на кузов під час транспортування великовагового вантажу.

В дисертаційній роботі проаналізовано сучасний стан справ у галузі перевезень залізничним транспортом в Україні. Автор прослідкував зростаючу тенденцію перевезення вантажу металургійного виробництва в конкретних типах вагонів, а саме в універсальних платформах та піввагонів, через їх поширеність на відмінну від спеціалізованого рухомого складу. Також зазначено продовження строку служби вантажних вагонів через недотримання програми оновлення вантажного парку вітчизняних залізниць, котре могло підвищити динамічні якості екіпажів, збільшити ресурс ходових частин й знизити знос елементів рухомого складу та колії. Окремий вплив на поточний стан залізниці також має повномасштабне вторгнення країни агресора в Україну, через що втрачається як особовий так і рухомий склад залізниці. Проведене дослідження підтверджує високу актуальність проблеми підвищення надійності та міцності кузовів вантажних вагонів під час перевезення металургійної продукції з врахуванням широкого спектру факторів, які впливають як на безпеку руху, так і на економічну ефективність залізничних перевезень. Аналіз схем розміщення та фіксації

вантажів у піввагонах демонструє застосування різноманітних підходів до їхньої фіксації та розташування.

В роботі досліджені існуючі математичні моделі просторових коливань вантажного вагону при взаємодії рухомого складу із рейковою колією. Аналіз відкритих вітчизняних та зарубіжних джерел свідчить про тенденцію до ускладнення математичних моделей і впровадження методів розв'язання, що забезпечують більш повне врахування характеристик об'єкта дослідження, які проявляються в умовах реальної експлуатації залізничних екіпажів. Попри значну кількість досліджень та вагомий внесок вітчизняних і зарубіжних науковців, проблема підвищення міцності вантажних вагонів під час перевезення металургійної продукції залишається надзвичайно актуальною. Для вітчизняних залізниць характерною особливістю взаємодії рухомого складу з рейковою колією є інтенсивне зношення колісно-рейкової пари на ділянках з кривими малого радіусу. Виникла необхідність розробки математичної моделі просторових коливань суттєво нелінійної системи «екіпаж–колія», що враховує конструктивні особливості вантажних вагонів та зміщення центру ваги вантажу. Дослідження впливу конструктивних параметрів вантажних вагонів і зміщення центру ваги вантажу на їх міцність є важливим кроком для вдосконалення нормативних вимог до розміщення та фіксації металургійних вантажів.

В дисертаційній роботі автор розглядає реальну транспортну подію, котра сталася в липні 2020 року на перегоні «Воскобійна-Верхньодніпровськ» регіональної філії «Придніпровська залізниця» АТ «Укрзалізниця», яка наглядно демонструє втрату міцності кузова при зміщенні центру ваги вантажу металургійного виробництва (бунти катаного дроту), що привело до пошкодження вантажного вагону, яка стала передумовою виникнення теми досліджень. Основною причиною аварійної ситуації визначено відокремлення бокової стінки кузова вагона (з подовженим терміном експлуатації) від кутових стояків, що призвело до деформації проміжних поперечних балок та подальшого руйнування зварних з'єднань з усіма поперечними елементами конструкції під дією навантаження від вантажу. Як альтернативну версію розглядалось

перевищення поперечного навантаження на бокову стінку вагона, що могло бути зумовлене помилками у розрахунках під час проектування схеми розміщення вантажу.

У дисертації розроблено підхід до кількісної оцінки міцності кузова на основі аналізу динамічних навантажень у зонах концентрації напружень. Запропоновано нові критерії граничного стану для елементів рами вагона, а також встановлено залежність рівня напружень від величини та напрямку зміщення центра мас. У результаті дослідження розроблено технічні рекомендації щодо допустимих меж зміщення вантажу та відповідні варіанти його розміщення у кузовах піввагонів.

Відповідно до теми дослідження автором запропоновано удосконалення математичної моделі просторових коливань вантажного вагону при повздовжньо-поперечному зміщенні вантажу металургійного виробництва. При дослідженні просторових коливань вантажного вагону автор передбачив, що вагон має одноступінчасте ресорне підвішування, та складається з дванадцяти твердих тіл: великовагового вантажу, кузова, двох надресорних балок, чотирьох бокових рам та чотирьох колісних пар. Схема рами візка передбачалась шарнірною. Також було враховано пружно-в'язкі та інерційні властивості основи залізничної колії у вертикальній та горизонтальній площині. Наведено методику визначення зусиль та оцінки міцності кузова вантажного вагону при перевезенні продукції металургійного виробництва. Визначені питомі інерційні сили та сумарні навантаження для оцінки міцності кузова вантажного вагону. Проаналізовано вплив великовагового вантажу на основні складові частини вантажного рухомого складу. Отримані результати відповідають реальному об'єкту за рахунок забезпечення розрахунків до затвердженої методики. Для визначення розпірних сил від дії бунтів катаного дроту верхнього та нижнього ярусу відповідно до представлених в роботі розрахункових схем прописувалися та вирішувалися рівняннями рівноваги сил.

Проведено порівняння отриманих розрахунків з результатами існуючого експерименту. Співставлення результатів ходових випробувань з мінімальними та

максимальними значеннями моделювання рамних сил і кутів виляння надресорної балки щодо кузова вантажного вагону показали збіжність з теоретичними розрахунками. Наведено порівняльний аналіз коефіцієнтів динамічної добавки необресорених мас, визначених за результатами експериментальних випробувань та аналітичного моделювання. Отримані результати засвідчили задовільну відповідність при русі вантажного рухомого складу по криволінійних ділянках колії. Порівняння результатів моделювання з аналогічними величинами параметрів, отриманих під час проведення динамічних ходових випробувань, дозволили зробити висновок про адекватність удосконаленої математичної моделі. Запропонована модель взаємодії рухомого складу з гнучким кузовом та колією також дозволяє зменшити об'єм задіяних обчислювальних можливостей при збереженні точності результатів.

Визначено економічну ефективність впровадження удосконаленої математичної моделі оцінки міцності вантажних вагонів. Запропонована модель враховує повздовжньо-поперечні переміщення центру ваги вантажу в кузові вантажного вагону, що дозволяє точніше оцінити навантаження на несучі елементи конструкції вантажного вагону і, як наслідок, знизити ймовірність його пошкодження під час перевезень вантажу металургійного виробництва. В розрахунках використовувалися дані з джерела про кількість пошкоджених вантажних вагонів за рік до та після впровадження нової методики оцінки кузовів рухомого складу. Пошкодження вантажних вагонів зменшилось майже на 30%, що дозволило поррахувати щорічну економію на ремонт рухомого складу, яка склала 1,6 млн грн.

Результати дисертаційної роботи є вагомим внеском у підвищенні надійності перевезень вантажу металургійного виробництва залізничним транспортом та можуть бути використані при проектуванні нових типів вантажних вагонів, розробці технічних умов перевезення, а також у процесі підготовки фахівців залізничного транспорту.

Ключові слова: Оцінка міцності, вантажний вагон, математична модель, вантаж металургійного виробництва, центр ваги, зміщення вантажу.

ABSTRACT

Shvets A. O. Improving the method for assessing the strength of freight cars during the transportation of metallurgical cargo.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in specialty 273 – Railway Transport. Ukrainian State University of Science and Technology, Dnipro, 2025.

The main goal of the scientific results of the dissertation work, obtained by the author and constituting scientific novelty, is the feasibility of implementing new schemes for fastening and placing metallurgical products in the body of a freight car for a new nomenclature of goods. In addition, in order to increase the reliability and safety of cargo transportation, the author improved the existing model of spatial oscillations of freight cars for calculating inertial forces and total loads on the body during the transportation of heavy cargo.

The dissertation analyzed the current state of affairs in the field of railway transportation in Ukraine. The author traced the growing trend of transporting metallurgical cargo in specific types of cars, namely universal platforms, and gondolas, due to their prevalence contrary to specialized rolling stock. It was also noted that the service life of freight cars had been extended due to non-compliance with the program for updating the freight fleet of domestic railways, which could have improved the dynamic qualities of crews, increased the resource of running gear, and reduced wear and tear of rolling stock and track elements. The full-scale invasion of Ukraine by an aggressor country also had a separate impact on the current state of the railway, which resulted in the loss of both personnel and rolling stock. The conducted study confirms the high relevance of the problem of increasing the reliability and strength of freight car bodies during the transportation of metallurgical products, taking into account a wide range of factors that affect both traffic safety and the economic efficiency of railway transportation. Analysis of cargo placement and securing schemes in gondola cars demonstrated the use of various approaches to their fixation and location.

The paper investigated existing mathematical models of spatial oscillations of a freight car during the interaction of rolling stock with a rail track. Analysis of open domestic and foreign sources indicated a tendency to complicate mathematical models and implement solution methods that provide a more complete account of the characteristics of the object of study that manifest themselves in the conditions of real operation of railway crews. Despite a significant amount of research and contributions from domestic and foreign scientists, the problem of increasing the strength of freight cars during the transportation of metallurgical products remains extremely relevant. For domestic railways, a characteristic feature of the interaction of rolling stock with the rail track is the intensive wear of the wheel-rail pair on sections with small-radius curves. There was a need to develop a mathematical model of spatial oscillations of the significantly nonlinear "crew-track" system, which takes into account the design features of freight cars and the displacement of the center of gravity of the cargo. Research into the influence of the design parameters of freight cars and the displacement of cargo's center of gravity on their strength is an important step toward improving regulatory requirements for the placement and securing of metallurgical cargo.

In the dissertation, the author examined a real transport event that occurred in July 2020 on the Voskoboynya – Verkhnedneprovsk section of the regional branch of the Pridneprovskaya Railway of JSC Ukrzaliznytsia, which clearly demonstrated the loss of body strength when the center of gravity of the metallurgical cargo (rolled wire coils) shifted, which led to damage to the freight car and became the prerequisite for the emergence of the research topic. The main cause of the emergency situation was determined to be the separation of the side wall of the car body (with an extended service life) from the corner uprights, which led to the deformation of the intermediate cross beams and the subsequent destruction of the welded joints with all transverse structural elements under the action of the load from the cargo. The excess of the transverse load on the side wall of the wagon was considered as an alternative explanation, which could have been caused by errors in calculations during the design of the cargo placement scheme.

The dissertation developed an approach to quantitative assessment of body strength based the analysis of dynamic loads in stress concentration zones. New limit state criteria for the elements of the car frame are proposed, and the dependence of the stress level on the magnitude and direction of the center of mass displacement is established. As a result of the study, technical recommendations have been developed regarding the permissible limits of cargo displacement and the corresponding options for its placement in the bodies of gondola cars.

In accordance with the topic of the study, the author proposed an improvement of the mathematical model of spatial vibrations of a freight car during longitudinal-transverse displacement of a metallurgical production cargo. When studying the spatial vibrations of a freight car, the author assumed that the car had a single-stage spring suspension and consisted of twelve rigid bodies: a heavy load, a body, two super-spring beams, four side frames, and four-wheel pairs. The bogie frame scheme was assumed to be hinged. The elastic-viscous and inertial properties of the railway track base in the vertical and horizontal planes were also taken into account. A method for determining the forces and assessing the strength of the freight car body when transporting metallurgical products was presented. Specific inertial forces and total loads were determined to assess the strength of the freight car body. The impact of heavy cargo on the main components of freight rolling stock was analyzed. The results obtained correspond to the real object due to the calculations being carried out according to the approved methodology. To determine the expansion forces from the action of the rolled wire coils of the upper and lower tiers, in accordance with the calculation schemes presented in the work, the force equilibrium equation was composed and solved.

The obtained calculations were compared with the results of the existing experiment. A comparison of the results of running tests with the minimum and maximum values of the simulation of frame forces and the yaw angles of the upper spring beam relative to the freight car body showed the convergence of the theoretical calculations. A comparative analysis of the coefficients of dynamic addition of unsprung masses, determined by the results of experimental tests and analytical modeling, was presented. The results obtained showed satisfactory compliance when

freight rolling stock moved along curved sections of the track. A comparison of the simulation results with similar parameter values obtained during dynamic running tests allowed us to conclude that the improved mathematical model was adequate. The proposed model of interaction of rolling stock with a flexible body and track also allowed for the amount of computational resources involved while maintaining the accuracy of the results to be reduced.

The economic efficiency of implementing an improved mathematical model for assessing the strength of freight cars was determined. The proposed model takes into account the longitudinal and transverse movements of the center of gravity of the cargo in the body of the freight car, which allows for a more accurate assessment of the load on the load-bearing elements of the freight car structure and, as a result, reduce the likelihood of its damage during the transportation of metallurgical cargo. The calculations used data from the source on the number of damaged freight cars for the year before and after the implementation of the new methodology for assessing rolling stock bodies. Freight car damage decreased by almost 30%, which allowed for calculating annual savings on rolling stock repairs, which amounted to 1.6 million UAH.

The results of the dissertation work are a significant contribution to increasing the reliability of transportation of metallurgical cargo by rail and can be used in the design of new types of freight cars, the development of technical conditions for transportation, and the process of training railway transport specialists.

Keywords: Strength assessment, freight car, mathematical model, metallurgical production cargo, center of gravity, cargo displacement, inertial forces.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

1. Muradian L, Shvets A, Nikitenko A, Shvets A. Study on the frequencies of natural oscillations of car transporter wagon. *Noise & Vibration Worldwide*. 2024;56(1-2):5-24. doi:10.1177/09574565241306314
2. Muradian, L., Shvets, A. & Shvets, A. Influence of wagon body flexural deformation on the indicators of interaction with the railroad track. *Arch Appl Mech* 94, 2201–2216 (2024). <https://doi.org/10.1007/s00419-024-02633-2>
3. Muradian L, Pitsenko I, Shaposhnyk V, Shvets A, Shvets A. Predictive model of risks in railroad transport when diagnosing axle boxes of freight wagons. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F*. 2022;237(4):528-532. doi:10.1177/09544097221122043
4. Muradian, L., Shvets, A., Shvets, A.: Some dynamic processes at longitudinally-transverse shift of the cargo. *Sci. J. Sil. Univ. Technol. Ser. Transp.* 120, 187–204 (2023). <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.120.12>
5. Shvets A., Shaposhnyk V., Muradian L., Shvets A., Reidemeister A., Shykunov O., Molchanov D. Assessment of forces acting on the gondola car body during transportation of rolled wire bundles. *Tehnički Glasnik*. 2026. Vol. 20, No 1. 8 p. (Post-print. Croatia, University North; TG2026-1).

Матеріали конференцій, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

2. Shvets, A., Muradian, L., & Shvets, A. (2024). Modeling the stability indicator taking into account the bending deformation of the freight car body. *Advanced Engineering Days*, 9, 1-3.
3. Shvets, A., Muradian, L., & Shvets, A. (2023). Investigation of wear of wheels and rails when the center of mass of cargo in gondola cars shifts. *Advanced Engineering Days*, 7, 109-112.

4. Швець А. О., Мурадян Л. А. Моделювання динамічних процесів при зміщенні вантажу // Рухомий склад нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя, Харків, 2023/11, С. 1–2.

5. Швець А. О., Мурадян Л. А. Дослідження динамічних процесів взаємодії вантажних вагонів з рейками при зміщенні центру мас вантажу // Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку : Матеріали ІV Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції, (м. Київ, 17–18 листопада 2022р.). Київ, 2022. С. 242–244 // КІЗТ Державний університет інфраструктури та технологій, Київ

6. Швець А. О., Мурадян Л. А., Дослідження зносу коліс та рейок при зміщенні центру мас вантажу у напіввагонах // Прогресивні технології засобів транспорту : 2-а Міжнародна науково-технічна конференція, 5-6 грудня 2024 р. м. Харків

ЗМІСТ

ВСТУП.....	14
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ СПРАВ У ГАЛУЗІ ЗАЛІЗНИЧНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНІ	21
1.1. Стан справ в 2022 році	21
1.2. Стан справ в 2023 році	24
1.3. Стан справ в 2024 році	26
1.4. Аналіз проблем, пов'язаних з розташуванням та фіксацією вантажів	27
1.5. Висновки за розділом 1	36
РОЗДІЛ 2 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ	37
2.1. Аналіз аналітичних моделей взаємодії рухомого складу із рейками.....	38
2.2. Аналіз аналітичних моделей надресорної будови рухомого складу.....	45
2.3. Основні напрямки підвищення міцності вантажних вагонів при транспортуванні вантажів	50
2.4. Висновки за розділом 2	55
РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ ПРИ ПОВЗДОВЖНЬО-ПОПЕРЕЧНОМУ ЗМІЩЕННІ ВАНТАЖУ	56
3.1. Рівняння зв'язків на підставі введених припущень про відносні переміщення тіл механічної системи	57
3.2. Рівняння коливань кузова чотирьохвісного вантажного вагону	66
3.3. Методика визначення зусиль та оцінки міцності кузова вантажного вагону при перевезенні продукції металургійного виробництва	68
3.4. Визначення питомих інерційних сил та сумарних навантажень для оцінки міцності кузова вантажного вагону.....	74
3.5. Аналіз впливу вантажу на основні складові частини вантажного рухомого складу	82
3.6. Висновки за розділом 3	96
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОНТАКТУ «КОЛЕСО-РЕЙКА»	97
4.1. Методика проведення досліджень динамічної навантаженості контакту «колесо-рейка»	97
4.2. Результати обробки записів динамічних процесів переміщень та зусиль які виникають під час руху вантажного вагону.....	100

4.3. Результати визначення коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин вантажних вагонів	109
4.4. Економічна оцінка ефективності впровадження математичної моделі	112
4.5. Висновки за розділом 4	114
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	115
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	118

ВСТУП

Залізничний транспорт відрізняється надійністю і простотою освоєння масових вантажопотоків, що дуже важливо в умовах металургійних підприємств. Цьому в значній мірі сприяє реконструкція залізничного транспорту, що включає заходи щодо перевезення на тепловозній та електровозній тязі, використання великовантажних і спеціалізованих вагонів та ін. Зазначені особливості залізничного транспорту визначають ефективність його використання в першу чергу для транспортування сировини і готової продукції та перевезення продуктів плавки (чавуну, шлаку, злитків).

Негабаритний вантаж металургійного виробництва в порівнянні з сипучим вантажем, має не розподільне навантаження на кузов вагона. Під час руху поїзда, центрова сила навантаження буде зміщатися в різні сторони, що може призвести до пошкодження конструкції вагона.

Актуальність теми, яка зумовила вибір теми дослідження, є необхідність підвищення надійності транспортування вантажу металургійного виробництва.

За останнє десятиліття спостерігається тенденція зростання обсягів перевезень вантажів металургійної галузі в напіввагонах. До факторів, що стримує зростання вітчизняних вантажоперевезень і залучення додаткового обсягу транзитних потоків, відносяться: низька швидкість перевезення, низька конкурентоспроможність, значні інфраструктурні обмеження, нерозвиненість сервісу «від дверей до дверей», недоліки в нормативно-правовій базі (зокрема, в митному регулюванні), недостатня ступінь інтеграції з суміжними видами транспорту, дефіцит парку фітінгових платформ і напіввагонів, істотні інфраструктурні обмеження та ін. Усі ці чинники мають негативний вплив і ускладнюють реалізацію поставлених завдань.

Через наявність вище перелічених стримуючих факторів, транспортні коридори України не тільки не здатні залучити вантажопотоки з Азії в Європу, прийнявши їх для транзитного перевезення по панєвропейським транспортних коридорів № 3, № 5, № 7 та № 9, що проходить по території України, але і задовольнити вимоги до якості сервісу вітчизняних споживачів.

Забезпечення збереження та безпеки перевезення вантажів у напіввагонах особливо актуально сьогодні, оскільки все більше вантажів йде на експорт саме у цьому рухомому складі. Саме такі способи доставки викликають найбільші побоювання з точки зору виконання вимог Технічних умов щодо розташування та фіксації вантажів на залізничному рухомому складі та спеціалізованих ємностях (далі - ТУ), так як найбільшу кількість таких відправлень вантажиться на місцях незагального користування, де часом немає можливості здійснити належний контроль з боку працівників залізниці за виконанням ТУ. Відправником вантажу надається ескіз на навантаження й фіксації при відправці, а неправильна фіксація вантажу або відсутність такого призводять до пошкодження вантажу, корпусу вагона, а нерідко і до порушення безпеки руху поїздів.

Огляд способів розміщення і фіксація вантажів показав відсутність опрацювання «нових» видів вантажів, орієнтованих на експорт. В даний час з'являється все більше нових видів фіксації (синтетична і сталева стрічка, лист безпеки, стягнуті ремені, повітряні пакети і т. п.) та способів перевезення вантажів, які застосовуються на зарубіжних залізницях, в морських та автомобільних перевезеннях, але не використовуються на залізницях України з різних причин (брак досвіду, дорожнеча фіксації, відсутність нормативних документів і т. д.). Тому виникають питання про можливість і доцільність початку їх застосування.

Досвід зарубіжних залізниць допоможе вирішити ці питання, підняти якість і збереження перевезень вантажів на залізницях України на новий рівень, а також виключити комерційні порушення. Залишається вирішити економічну, нормативну, організаційну і технологічну складові поставлених завдань.

Для того, щоб забезпечити підвищення якості послуг при перевезеннях залізничним транспортом, необхідно з високим ступенем надійності дбати про безпеку та якість перевезення вантажів металургійного виробництва за рахунок правильного розміщення й фіксації вантажів як при русі поїзда, так і при значних динамічних навантаженнях під час зіткнень при виконанні маневрових робіт.

Безпечна та своєчасна доставка вантажів одержувачам вимагає чіткої роботи всіх ланок залізничного транспорту. Однією з основних причин, що призводять до збоїв в процесі перевезення вантажів, є комерційні порушення. Особливо несприятливо позначаються у процесі перевезення порушення кріплень та зрушення вантажів, що призводять до пошкоджень вантажів, спеціалізованих ємностей, перерв в русі, збільшення термінів доставки, погіршення технологічних параметрів роботи залізничних станцій, труднощам в процесі розформування й формування потягів, а також до необхідності додаткової маневрової роботи. Такі комерційні вади слід виділяти за чинниками їх виникнення. До них відносять: нормативні, технологічні, експлуатаційні, організаційні та людський фактор.

В даний час розрахунок фіксації вантажів металургійного виробництва при їх перевезенні по залізницях здійснюється за допомогою основної методики, викладеної в розділі 1 ТУ. Однак в ній є неточності, тому що не враховується той факт, що вантаж знаходиться та закріплений в вагоні.

Ескіз, що розробляється вантажовідправником, в більшості випадків взагалі не передбачає розрахунку фіксації, а ґрунтується тільки на вимогах глави 12 ТУ. Тому особливо важливо, щоб у вантажовідправника була можливість правильного вибору параметрів фіксації при розробці ескізу. Істотний вплив робить також недостатнє знання багатьма вантажовідправниками технології навантаження вантажів, її порушення, прагнення скоротити час навантаження, витрати кріпильних матеріалів і трудомісткість монтажу фіксації, що призводить до розладів фіксації і пошкоджень спеціалізованої ємності навіть при незначних відстанях перевезення.

Кількість вагонів з порушеннями вимог ТУ щорічно збільшується. Спостерігається зростання випадків розладу фіксації вантажу в вагонах під час перевезення (вигнуті стінки і т. п.) При відсутності порушень правил вантаження - через порушення правил виробництва маневрової роботи. Такі випадки найбільш імовірні при вагонних відправленнях, через значну кількість маневрової роботи з такими вагонами, на відміну від маршрутних відправок. До числа вантажів, що створюють серйозну загрозу безпеці перевезень в напіввагонах в разі порушення

ТУ, відносяться вантажі, що вимагають розробки не передбачених ТУ схем (далі - НТУ).

Аналіз комерційних порушень, що викликали пошкодження вантажів і вагонів, дозволяє зробити висновок про необхідність розробки та науково обґрунтованих схем розміщення і фіксації вантажів в напіввагонах, що забезпечують безпеку руху, збереження вантажів і вагонів з урахуванням реальних експлуатаційних умов, в тому числі силових впливів на вантаж під час маневрових переміщень.

Щоб Україна змогла утримати свої позиції на ринку перевезень металургійної продукції та залучити додаткові вантажопотоки, необхідно здійснити комплекс дій для покращення функціонування транспортної системи в низці напрямів. Зокрема, слід формувати сприятливе економічне середовище, впроваджувати політику відкритості й адаптивності у взаємодії з клієнтами. Це охоплює як тарифне регулювання, так і організаційні аспекти перевезень, із залученням сучасних логістичних підходів та забезпеченням оперативної інформаційної підтримки відправників у реальному часі. Якщо ж таких змін не буде, нинішні переваги залізничного транспорту можуть бути втрачені, і вантажовласники віддадуть перевагу автотранспорту.

Метою дослідження є удосконалення процесів оцінювання міцності кузовів вантажних вагонів під час перевезення великовагової продукції металургійного виробництва з урахуванням поздовжньо-поперечного зміщення центру маси;

Для реалізації поставленої мети слід виконати наступні завдання:

- дослідити сучасний стан питань, пов'язаних з залізничними перевезеннями в Україні;
- отримати математичну модель просторових коливань вантажного рухомого складу з великоваговим вантажем з урахуванням поздовжньо-поперечного зміщення центру маси;
- теоретично дослідити міцність кузовів вантажних вагонів у експлуатації при перевезенні великовагової продукції металургійного виробництва;

– розробити критерії оцінки міцності кузовів вантажних вагонів у експлуатації;

– провести порівняльний аналіз результатів математичного моделювання з результатами динамічних показників отриманими під час ходових випробувань.

Наукова новизна отриманих результатів:

– вперше запропоновано метод оцінки міцності кузовів вантажних вагонів з урахуванням одночасного поздовжнього та поперечного зміщення загального центру ваги вантажу.

– удосконалено математичну модель просторових коливань вантажного вагону при поздовжньо-поперечному зміщенні вантажу, яка на відміну від діючої моделі, дозволяє враховувати деформованість (гнучкість) кузова вагона.

– набув подальшого розвитку метод дослідження впливу конструктивних особливостей вантажних вагонів який дозволяє для спеціалізованого вантажного рухомого складу враховувати наявність зміщення загального центру ваги вагона.

– досліджено вплив конструктивних особливостей вантажних вагонів та зміщення центру ваги вантажу на міцність вантажного вагону з метою вдосконалення вимог до розміщення та фіксації вантажів металургійного виробництва.

– вдосконалена математична модель взаємодії рухомого складу з гнучким кузовом та колії що дозволяє зменшити об'єм задіяних обчислювальних можливостей при збереженні точності результатів.

Об'єктом дослідження є процес коливань вантажного вагону при поздовжньо-поперечному зміщенні вантажу.

Предмет дослідження – вплив конструктивних особливостей вантажних вагонів та зміщення центру ваги вантажу на міцність вантажного вагону.

Методи досліджень. Для досягнення поставленої цілі під час аналізу експериментальних даних та обробки результатів у дослідженні було застосовано математичне моделювання, теоретичні засади диференціальних й інтегральних рівнянь, а також сучасні методики експериментального вивчення рухомого складу.

Практичне значення отриманих результатів. Наукові напрацювання, отримані в межах дисертаційного дослідження, включаючи запропонований метод, розроблені моделі та підходи, можуть бути застосовані для розв'язання задачі підвищення міцності кузовів вантажних вагонів в умовах експлуатації з урахуванням поздовжньо-поперечного зміщення центра ваги.

Отримані результати роботи використовуються:

– у виробничому підрозділі ВАТ Дніпровагонмаш, для якого надано рекомендації щодо вирішення науково-прикладної задачі з оцінки міцності кузовів вантажних вагонів під час перевезення великовагової продукції металургійного виробництва з урахуванням поздовжньо-поперечного зміщення центру маси (акт впровадження від 09.04.2025 р.).

– у навчальному процесі під час підготовки бакалаврів та магістрів зі спеціальності 273 Залізничний транспорт (акт впровадження від 12.03.2025).

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є самостійно виконаним науковим дослідженням автора. Основні змістовні ідеї, наукові положення, практичні рекомендації, висновки та пропозиції, винесені на захист роботи, отримано автором самостійно.

Апробація результатів дослідження. Матеріали дисертаційної роботи викладалися на таких наукових заходах: IV Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції «Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку» (м. Київ, 17–18 листопада 2022 р.); Рухомий склад нового покоління: із XX в XXI сторіччя (м. Харків, грудень 2023) ; 2-а Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту» (м. Харків 5-6 грудня 2024); Conference: 7th Advanced Engineering Days (AED) (Mersin, Türkiye, 2023/7/30); Conference: 9th Advanced Engineering Days (AED) (Mersin, Türkiye, 2024/7/10).

Публікації. Основні результати та положення дисертаційного дослідження опубліковані автором 10 наукових публікацій, що повно розкривають основний зміст дисертаційної роботи та є апробацією результатів, отриманих при підготовці дисертаційної роботи, з яких 5 фахові статті та 5 тез доповідей.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації – 126 сторінок, з яких 111 сторінки основного тексту. Дисертаційна робота містить 6 таблиць, 46 рисунків та список використаних джерел.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ СПРАВ У ГАЛУЗІ ЗАЛІЗНИЧНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНІ

Події 24 лютого 2022 року для України дуже сильно вдарили по її економіці. Внаслідок збройної агресії суттєвих пошкоджень зазнала більша частина інфраструктури України, в тому числі транспортна інфраструктура.

За даними Київської школи економіки [1], на початку вересня 2022 року шкода завдана транспортній інфраструктурі відповідно становлять 37,8 млрд дол. США, та продовжують зростати. Зростанню збитків України сприяє мародерство російських загарбників, які вивозять усе, що їм потрапить у очі: техніку, автомобілі, сучасні апарати, вантаж (вчасності зерно та руду), та навіть цілі залізничні вагони.

Але і без цих втрат, транспортна інфраструктура України після радянських часів та у довоєнний час потребувала у розвитку та модернізації. Руйнування колій та залізничного транспорту може стати приводом для розробки нових моделей вагонів та удосконалення транспортної системи, але для цього потрібні великі кошти та інвестиції.

За даними Європейської Бізнес Асоціації на 2021 р інтегральний показник Інфраструктурного індексу українського залізничного транспорту виявився найнижчим – 2,45 балів з 5-ти можливих, але, порівняно з минулим роком (2,36 балів), відбувся незначний зріст.

1.1. Стан справ в 2022 році

Після збройного вторгнення військ у лютому 2022 року, важливість залізничного транспорту залишилась незмінною. Завдяки залізничному транспорту здійснюються перевезення вантажу для Збройних Сил України (ЗСУ) та пасажирів, яких треба евакуювати з окупованих територій. Загалом протягом 2022 року до відносно безпечних областей України було внутрішньо переміщено 4 млн осіб, та ще 600 тис. осіб були перевезені через кордон [2].

АТ «Укрзалізниця» й надалі продовжувала оперативно призначати необхідну кількість евакуаційних поїздів залежно від поточного положення у зоні

бойових дій задля надійного перевезення громадян України. Користування евакуаційними потягами здійснювалася безкоштовно. Безумовно, життя людей має вищий пріоритет, але в цій дослідницькій пропозиції увага звертається на вантажні перевезення.

За даними різних джерел, після початку неспровокованої агресії обсяги роботи української залізниці суттєво зменшилися – вантажні перевезення у 2022 році скоротилися на 52,1 %, що становить 163,7 млн т [3]. Найгірші показники були зафіксовані у березні того ж року, коли перевезення склали лише близько 8,3 млн т. У подальші місяці ситуація дещо стабілізувалася: з квітня по грудень середній щомісячний обсяг перевезень становив 10,5 млн т, хоча це все ще значно менше порівняно з відповідним періодом 2021 року [4].

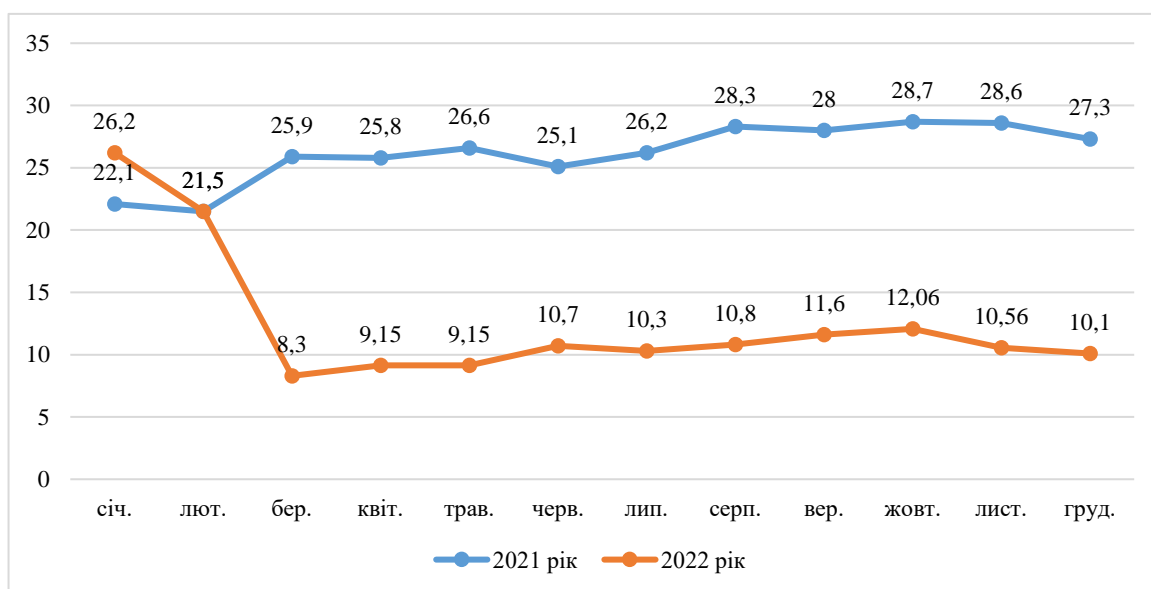


Рисунок 1.1. Перевезення залізничним транспортом у 2021–2022 р., млн т

За вантажною номенклатурою у галузі залізничного транспортування 2022 року помітні зміни (таблиця 1.1). Найбільше всього скоротилися обсяги перевезень залізної та марганцевої руди – відповідно на 59,1 % та 45,9 млн т завдяки втраті металургійних потужностей в країні, а також зменшення попиту на ринку. Аналогічним чином зменшились перевезення твердої горючої корисної копалини на 41,2 % (20,7 млн т) та металеві сплави з залізом на 57,6 % (12,5 млн т). На зниження обсягів перевезень твердих горючих корисних копалин також вплинула відсутність доступу до шахт в районі бойових дій. Заморозка,

консервація та призупинення будівництва об'єктів та житлових комплексів призвело до скорочення обсягів перевезень будівельних компонентів на 65,3 % (42,9 млн т).

Менш всього постраждали перевезення залізничним транспортом зернових культур та зернових продуктів – на 14,1 % (4,7 млн т). Відносно малий показник скорочення зумовлений реалізацією екстрених дій з боку країн, які надають допомогу та підтримують Україну. Окремо також відзначилась робота керівних органів транспортної інфраструктури, що організували «зерновий коридор», захист від диверсій торгових маршрутів на експорт та збільшення можливостей зберігати та перероблювати врожай.

Таблиця 1.1. Структурований розподіл об'єму вантажних перевезень за номенклатурою вантажів

Номенклатура вантажів	2021 рік, млн. т	2022 рік, млн. т
Корисні копалини	77,6	31,7
Тверді горючі копалини	50,2	29,5
Будівельні компоненти	65,7	22,8
Інші вантажі	65,5	28,5
Чорні метали	21,7	9,2
Зерно та зернові продукти	33,6	28,9
Всього:	314,3	150,6

Як вже зазначалося раніше, АТ «Укрзалізниця» на початку повномасштабного вторгнення виконувала не зовсім звичні для неї функції, від яких залежала доля України, як держави. Окрім евакуації цивільного населення, залізницею перевозилась військова сила, спорядження, техніка та набої. АТ «Укрзалізниця» поділилась своїм паливом під час дефіциту, що допомогло зберегти контролювання забезпечення постачання та не допустити більш руйнівних наслідків в країні [5].

За 2022 рік АТ «Укрзалізниця» було перевезено 314 тис. т допомоги гуманітарного характеру та товарів першої необхідності громадянам країни та

територіальним громадам, котрі були у скрутному становищі. В цей час Україна потребувала значної кількості електроенергії через наслідки обстрілів об'єктів критичної інфраструктури. Саме тому наприкінці року залізницею почали перевозити генератори, кабелі, трансформатори та інше електричне обладнання, які набули великого попиту в нашій країні.

Скорочення об'ємів перевезень вплинуло на кількість транспортних подій на залізницях України та призвело до їх значного зменшення (майже вдвічі), порівняно з даними аналогічного періоду 2011 року. Упродовж 2022 року сталося понад 408 транспортних подій. Значно скоротилася й кількість загиблих та постраждалих. В Полтавській та Одеській областях зафіксовано трьох загиблих осіб [6].

1.2. Стан справ в 2023 році

Протягом 2023 року перевезення залізницею вантажів металургійного виробництва в Україні зазнало змін через вплив бойових дій та глобальну економічну ситуацію. Загалом «Укрзалізниця» перевезла 148,4 млн т вантажів, із яких значна частина належала до металургійної продукції. Експортні перевезення металургійних вантажів (чорні метали) у вересні 2023 року скоротилися на 13,4% порівняно з серпнем, а за підсумками січня-вересня знизилися на 28% рік до року. Основними причинами цього є логістичні проблеми, світова ринкова кон'юнктура та пошкодження великих металургійних підприємств України, таких як «Азовсталь» та Маріупольського металургійного комбінату імені Ілліча [7].

Закриття чорноморських портів, які раніше були основними експортними воротами для металургійної продукції України, призвело до активного використання залізничного транспорту для перевезення товарів транзитними коридорами до Молдови та Румунії, а також до портів Дунаю.

Металургійна промисловість, яка традиційно залежить від масового експорту своєї продукції, зіткнулася з обмеженням доступу до міжнародних ринків. Це, у свою чергу, вплинуло на обсяги виробництва та попит на залізничні вантажні перевезення. Залізничні перевезення гірничо-металургійної продукції,

зокрема, залізної руди та чорних металів, стали одними з основних видів вантажів, що скоротилися у 2023 році. Для порівняння, перевезення інших категорій, таких як зернові та мінеральні будівельні матеріали, зросли.

У 2023 році загальні обсяги перевезень за окремими категоріями вантажів змінювалися таким чином [8]:

- мінеральні будівельні матеріали – збільшення на 29,6%, до 29,6 млн т;
- зернові вантажі – збільшення на 5,9%, до 30,6 млн т;
- залізна руда – скорочення на 13,2%, до 27,5 млн т;
- тверді горючі копалини – скорочення на 11,2%, до 26,2 млн т;
- чорні метали – скорочення на 10,6%, до 8,2 млн т.

Одним з основних факторів скорочення перевезень металургійної продукції стали зміни в експортній структурі та примусові географічні переналаштування логістичних ланцюгів. Наприклад, у 2023 році значна частина експортних перевезень через сухопутні коридори замінила морські шляхи, які раніше складали більшу частину металургійного експорту. Це також вплинуло на ефективність транспортної логістики та збільшило витрати на перевезення, що в свою чергу знизило конкурентоспроможність української металургійної продукції на світовому ринку [2].

Тільки у травні 2023 року відзначалося зростання експорту металопродукції на 15% у порівнянні з попереднім місяцем, проте загальні перевезення металів за рік зменшилися через слабкий попит на світовому ринку сталі та падіння виробництва на деяких підприємствах [9].

У підсумку, 2023 рік став складним для залізничних перевезень металургійної продукції в Україні. З одного боку, зменшення обсягів експорту через складні умови як на національному, так і на міжнародному ринку та перебої в логістиці обмежували здатність підприємств гірничо-металургійного комплексу підтримувати рівень виробництва та збуту. З іншого боку, «Укрзалізниця» змогла адаптуватися до нових умов, нарощуючи перевезення через альтернативні маршрути, що дозволило стабілізувати ситуацію до кінця року.

1.3. Стан справ в 2024 році

У 2024 році залізничні перевезення вантажів, зокрема продукції металургійного виробництва, зазнали помітного зростання. Перший квартал 2024 року відзначився збільшенням обсягів перевезень на 28,7% порівняно з попереднім роком, що становить приблизно 45 млн т вантажів. Ці показники свідчать про відновлення транспортної інфраструктури та адаптацію до нових умов, зумовлених викликами війни та перебудови логістичних ланцюгів [10].

Одним із ключових аспектів розвитку залізничного транспорту в 2024 році є консервативний прогноз перевезення вантажів на рівні 152 млн т, серед яких важливе місце займають продукція металургійної галузі, вугілля та руди. Однак, враховуючи позитивну динаміку на початку року, реальні обсяги перевезень можуть перевищити прогнозовані показники, зокрема завдяки частковому розблокуванню портів, яке відбулося в кінці 2023 року [11].

Металургійна продукція, яка є одним із основних типів вантажів, що перевозяться залізницею, залишається важливим сегментом для залізничного транспорту. Зокрема, перевезення руди та металопродукції залишається одним із пріоритетних напрямів залізничної галузі, що підтверджується модернізацією нормативної бази. У 2024 році «Укрзалізниця» продовжує реформування процесів, спрямованих на дерегуляцію перевезень та спрощення використання вагонів. Скасування частини нормативних документів й впровадження новітніх технологій, таких як дистанційний контроль за станом пломбування вагонів, сприяє підвищенню ефективності та безпеки перевезень [2].

Також варто відзначити, що загальна здатність української залізничної системи перевозити великі обсяги вантажів обмежена через складнощі з інтеграцією до залізничних мереж ЄС, що відчутно зросло з початком війни. Європейські залізниці не мають надлишкових потужностей для значного збільшення перевезень української продукції, що також впливає на загальний обсяг експорту продукції металургійної галузі [4].

Таким чином, розвиток залізничних перевезень продукції металургійного виробництва у 2024 році характеризується стабільним зростанням й поступовою

модернізацією, що дає можливість підвищити обсяги експорту продукції навіть в умовах війни.

1.4. Аналіз проблем, пов'язаних з розташуванням та фіксацією вантажів

Безпека руху на залізничному транспорті визначається не лише технічним станом рухомого складу та інфраструктури, а й значною мірою залежить від правильного розміщення вантажів і надійності їх фіксації відповідно до чинних нормативних вимог. Різноманітність вантажів, що перевозяться, зумовлює необхідність застосування широкого спектра типів вантажних вагонів, а також потребує значного обсягу технічної документації, яка регламентує порядок розміщення та фіксація вантажів (місцеві технічні умови (МТУ), непередбачені технічні умови (НТУ), ескізна документація), що супроводжується відповідними інженерними розрахунками. Розробка таких технічних умов обумовлена специфічними властивостями вантажів та особливостями їх закріплення, які не охоплені загальними положеннями нормативної бази щодо фіксації у вагонах та спеціалізованих ємностях [12]. Цей процес має на меті не лише забезпечення збереження вантажу та рухомого складу, а й ефективного використання вантажного простору вагона, його вантажопідйомності, а також мінімізацію витрат, пов'язаних з фіксацією (трудомісткість операцій, витрати на матеріали й допоміжні засоби тощо). При цьому узгодження часто суперечливих вимог є ключовим завданням при розробці схем розміщення і фіксації вантажів. Порушення цих вимог може призвести до зростання вартості перевезень або до необхідності відчеплення вагонів у процесі руху через зміщення або руйнування вантажу, ослаблення чи обрив засобів фіксації, вихід вантажу за габарити тощо, що спричиняє суттєві фінансові втрати як для відправника, так і для залізниці.

Для перевезення вантажів металургійного виробництва можуть застосовуватись як універсальні типи рухомого складу (платформи, піввагони), так і спеціалізовані вагони, зокрема вагони моделі 12-284 для транспортування бунтів катаного дроту, спеціалізований рухомий склад для транспортування

рулонної листової сталі та бунтів, а також відокремлювані кузова і спеціалізовані ємності. При виборі типів рухомого складу слід надавати перевагу спеціалізованому вантажному складу, конструкція яких адаптована до фізико-механічних властивостей вантажу. Водночас, з огляду на економічні чинники, більшість вантажовідправників обирає універсальні вагони.

При розробці технічних умов розташування та фіксації вантажів необхідно враховувати людський фактор. Цей фактор найчастіше пов'язують із недотриманням технологічних процесів розташування та фіксації вантажів, які проявляються: у наданні під завантаження вагонів з наявними технічними несправностями; завантаженні вагону понад допустиму норму; у нерівномірності розташування вантажу, що може призвести до істотного руйнування вантажу, рухомого складу та інфраструктури залізниць; недосконалістю та помилками у розроблених схемах кріплень [12, 13].

Варіант модернізації, який передбачає застосування висувних стояків у піввагонах для підвищення надійності фіксації вантажів у разі їх завантаження з формуванням «шапки» та з виходом за межі верхньої обв'язки кузова пропонується в [14].

Проблематика розрахунку міцності кузова та рами вантажних вагонів розглядається у низці праць [15-20]. У дослідженнях [15-18] підтверджено достатній рівень міцності кузова, однак у них не враховано особливості транспортування металургійної продукції, зокрема впливу зосереджених навантажень на стояки кузова у кількох точках по його висоті. У роботі [19] розглядається оцінка міцності конструкції універсальної платформи при розміщенні на ній спеціалізованої рами з спеціалізованими ємностями. У публікації [20] проведено дослідження залишкового ресурсу піввагонів залежно від експлуатаційних умов та конструкційних компонентів кузова з урахуванням фактичних експлуатаційних навантажень і корозійного зносу. Дослідження встановило, що ресурс несучих елементів кузова становить від 29 до 37 років залежно від ступеня корозійних пошкоджень. Необхідно враховувати, що значна кількість транспортних подій має місце через вагони з продовженим терміном

служби, який може негативно впливати на надійність вантажного рухомого складу.

На рисунках 1.2 та 1.3 наведено відповідно діаграми тривалості експлуатації та показники зносу вантажних вагонів. Згідно з даними джерела [21], середній рівень зносу вагонного парку становить 89,78 % і демонструє тенденцію до зростання.

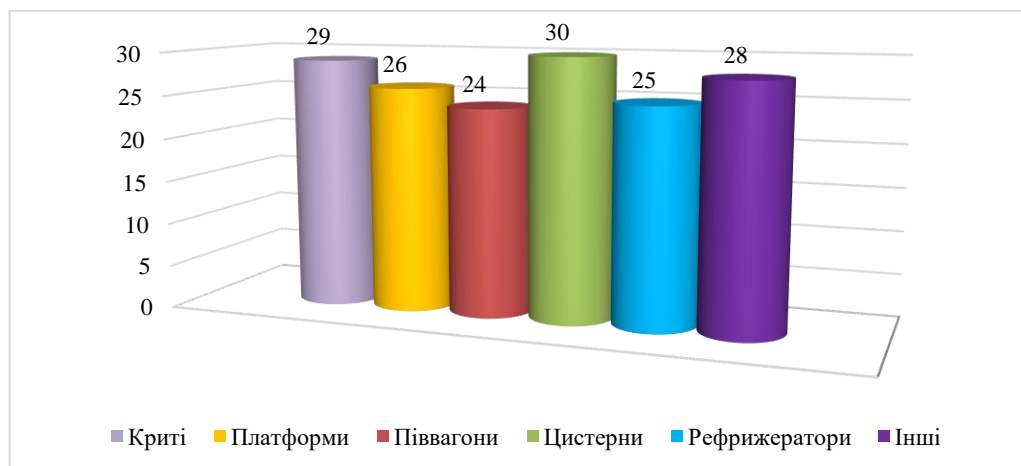


Рисунок 1.2. Термін служби вагонів (в роках)

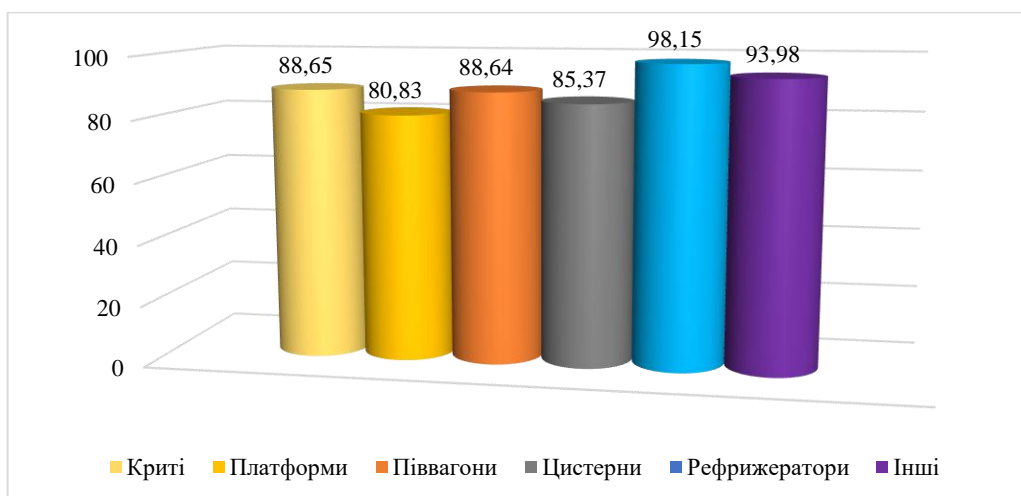
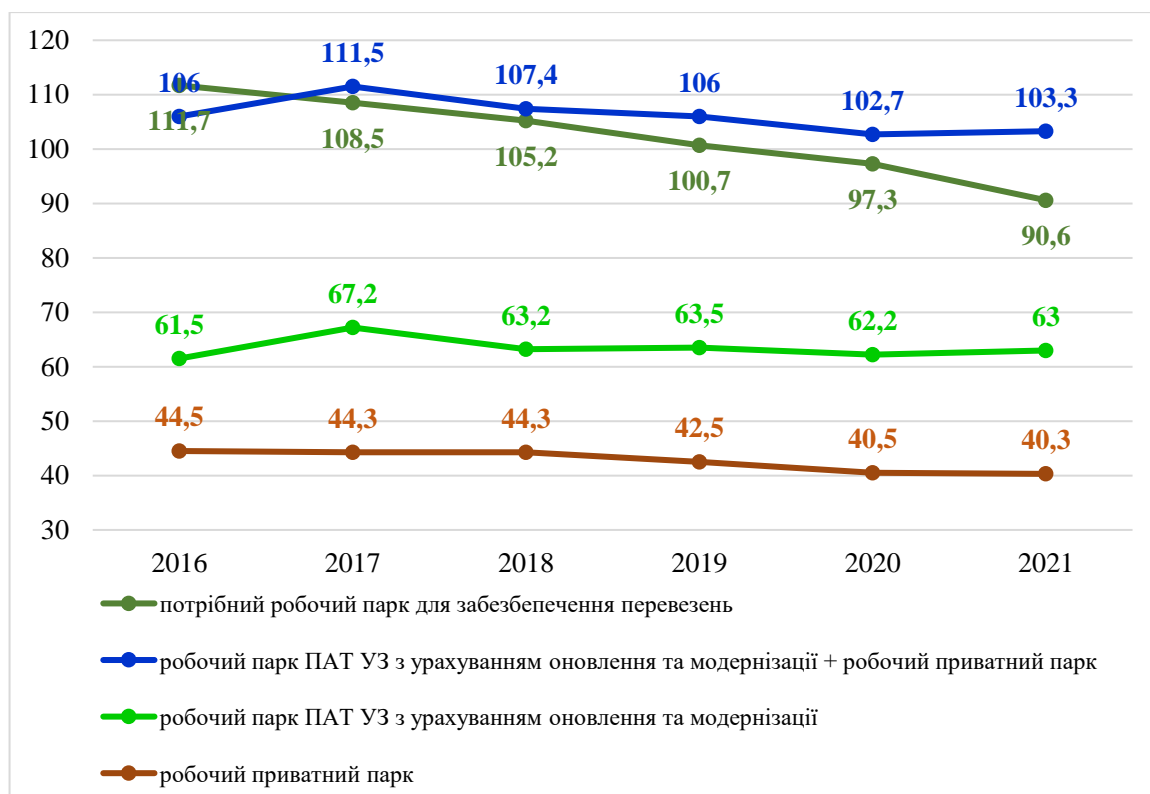


Рисунок 1.3. Показники зносу вантажних вагонів, %

Універсальні піввагони залишаються найбільш затребуваним типом вантажного рухомого складу, проте в останні роки спостерігається їхня суттєва нестача [21-23]. Завершення строку експлуатації піввагонів, рівень зносу яких наближається до 90 %, може спричинити серйозний дефіцит рухомого складу, що, призведе до негативного впливу на економічний стан держави. Згідно з програмою оновлення парку вантажних вагонів Укрзалізниці та приватних

операторів (рис. 1.4), лише у 2021 році кількість придбаних вагонів перевищила обсяг списаних, що вказує на обмежені масштаби оновлення у наступні роки.



Назва/Рік	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Виключення вантажних вагонів	11000	3290	10150	7703	8003	4044
Придбання вантажних вагонів	1073	8990	6150	8003	6703	4844
Різниця (+/-)	-9927	+5700	-4000	+300	-1300	+800

Рисунок 1.4. Стан і розвиток парку вантажних вагонів за період 2016–2021 рр. з врахуванням технічного оновлення (тис. од.)

Унаслідок повномасштабної збройної агресії заплановані обсяги закупівель, передбачені Програмою оновлення парку вантажних вагонів Укрзалізниці та приватних операторів, не були реалізовані в повному обсязі. Одним із заходів подолання дефіциту рухомого складу стало продовження строку служби вагонів на підставі результатів технічної діагностики та виконання капітального ремонту з подовженням ресурсу (КРП).

Порядок створення, декларування, узгодження та інспекції технічної документації щодо перевезення вантажів у вагонах і спеціалізованих ємностях залізничним транспортом, а також проведення контролю за правильністю їх розміщення визначається відповідно до положень джерела [24]. Розміщення та закріплення вантажів у вагонах і спеціалізованих ємностях повинно відповідати вимогам, викладеним у Додатку 3 до СМГС [12] та інструкції [25].

Вантажовідправники, вантажоодержувачі та організації, що здійснюють вантажно-розвантажувальні операції (навантаження, перевантаження, розвантаження), зобов'язані забезпечувати збереження вантажного рухомого складу та спеціалізованих ємностей у процесі виконання зазначених робіт, а також дотримуватись вимог, встановлених відповідним стандартом [26].

Під час розроблення схем розміщення та фіксації вантажів необхідно забезпечувати дотримання допустимих меж зміщення їхнього центра ваги. За наявності необхідності врахування ймовірності зміщення вантажу під час залізничного транспортування. Дослідження, наведені у працях [27-30], присвячені аналізу впливу поздовжнього та поперечного зміщення центра ваги великовагових вантажів на основні динамічних характеристик рухомого складу.

Загальний центр ваги вантажу ($ЦВ_B^3$) зазвичай повинен розміщуватися на перерізі поздовжньої та поперечної площин симетрії вагона. Допускається зміщення центру ваги $ЦВ_B^3$ у разі неможливості дотримання цієї умови через об'єктивні чинники, такі як геометричні параметри вантажу або особливості його розташування та фіксації [12].

Під час завантаження вантажу та контрольних перевірок на маршруті руху допустиме зміщення $ЦВ_B^3$ в поздовжньому напрямку $l_{зм}$ (відносно поперечної площини симетрії вагона) визначається залежно від загальної маси вантажу у вагоні.

При технологічній необхідності несиметричного розміщення вантажу у вагоні різниця у навантаженні візків не повинна бути більшою за: для 4-вісних вагонів – 10 т; 6-вісних – 15 т; 8-вісних – 20 т. Навантаження на обидві ходові

частини, у даному випадку, не повинно перевищувати половину вантажопідйомності вагона.

Під час завантаження вантажу та під час перевірок у процесі перевезення допустиме зміщення $ЦВ_B^3$ у поперечному напрямку, позначене як $b_{зм}$ (відносно повздовжньої площини симетрії), визначається залежно від загальної маси вантажу та висоти розташування загального центра ваги вагона з вантажем ($H_{ЦВ}^3$) відносно рівня головок рейок (РГР) [12].

Можливе одночасне зміщення відносно двох осей симетрії вагона (рис. 1.5).

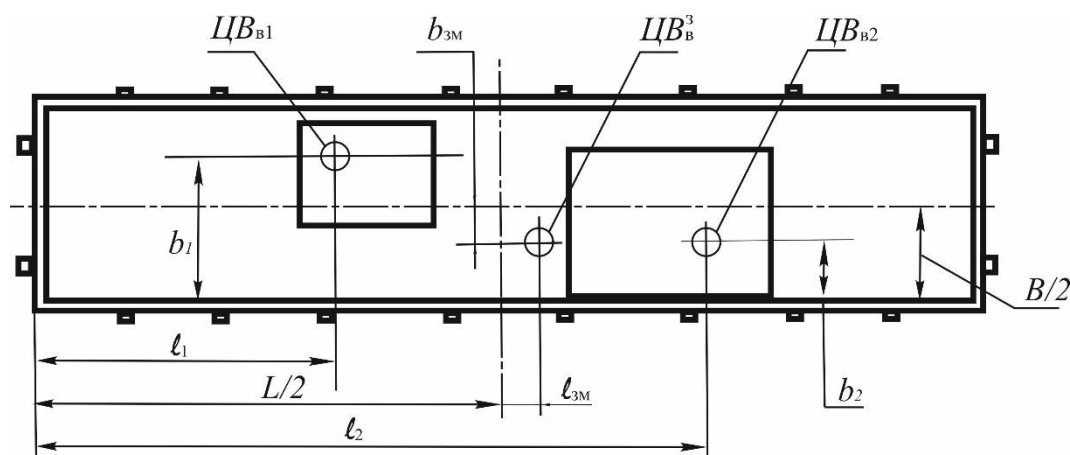


Рисунок 1.5. Розрахункова схема для визначення зміщень у повздовжній та поперечній площині $ЦВ_B^3$ у вагоні

Де $ЦВ_{B1}$, $ЦВ_{B2}$ – центри ваги вантажів; $ЦВ_B^3$ – загальний центр ваги вантажу в вагоні; l_1 , l_2 – зміщення центрів ваги вантажів у повздовжньому напрямку; b_1 , b_2 – зміщення центрів ваги вантажів у поперечному напрямку; $L/2$ – половина довжини кузова вагона; $B/2$ – половина ширини кузова вагона.

Ймовірне перевезення номенклатури вантажів з однаковою вагою з їх антисиметричним розташуванням у вагоні (рис. 1.6) при виконанні наступних вимог:

– висота загального центру ваги вагона з вантажем ($H_{ЦВ}^3$) над РГР не перевищує 2300 мм;

– відстані між $ЦВ_{B1}$ та $ЦВ_{B2}$ в обох напрямках не перевищують допустимих значень, які визначаються згідно [12] в залежності від загальної маси вантажів;

– $ЦВ_B^3$ знаходиться на перерізі повздовжньої й поперечної площини симетрії вагона.

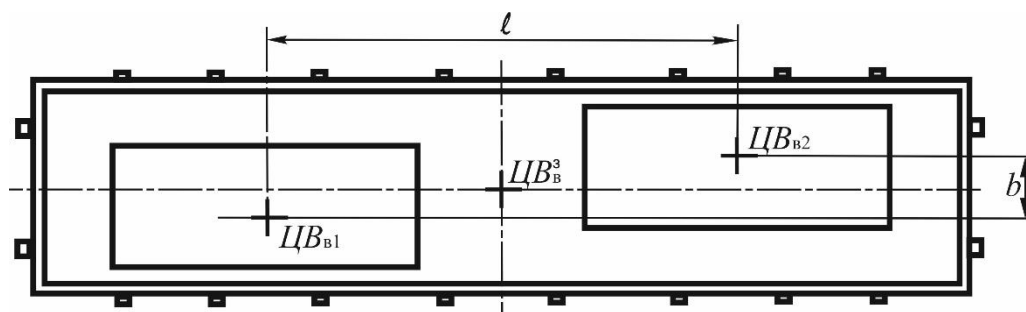


Рисунок 1.6. Антисиметричне розташування вантажу у вагоні

Графаретна вантажопідйомність вагону не повинна перевищуватись сумарною масою вантажу та засобів фіксації, а також при завантаженні вантажу одночасно розміщеного на двох вагонах часткою ваги вантажу й засобів фіксації, що припадає на кожний вантажонесучий вагон зцепу. Вихід вантажу не повинен перевищувати 400 мм у повздовжньому напрямку за межі кінцевих балок рами платформи або піввагона [12].

Однією з базових галузей економіки України є металургійна промисловість. Для підприємств металургійного комплексу має велике значення розвиток суміжних сфер, а саме організація перевезень залізничним транспортом. Номенклатура вантажів металургійного виробництва достатньо різноманітна. Подальше дослідження з метою перевірки міцності кузова вагона зосереджено на перевезенні бунтів катаного дроту в піввагоні [31].

Вимоги щодо розміщення та фіксації бунтів катаного дроту під час залізничного транспортування в країнах учасницях Організації співробітництва залізниць (ОСЗ) визначаються положеннями Додатку 3 до СМГС [12]. Згідно з цим документом, вибір однієї з шести типових схем розміщення здійснюється залежно від вмісткості вагона, а також ваги та габаритів бунтів. Бунти з діаметром 1150-1400 мм, довжиною 450-750 мм і масою 500-850 кг розміщуються у піввагоні у два ряди по ширині та два яруси по висоті. У нижньому ярусі бунти встановлюються впритул від торцевих частин до центру вагона із симетричним зміщенням: одна половина ряду – до однієї бічної стіни, інша – до протилежної.

Верхній ярус формується аналогічно, проте зі зміщенням у протилежному напрямку відносно бічних стін (рис. 1.7, а).

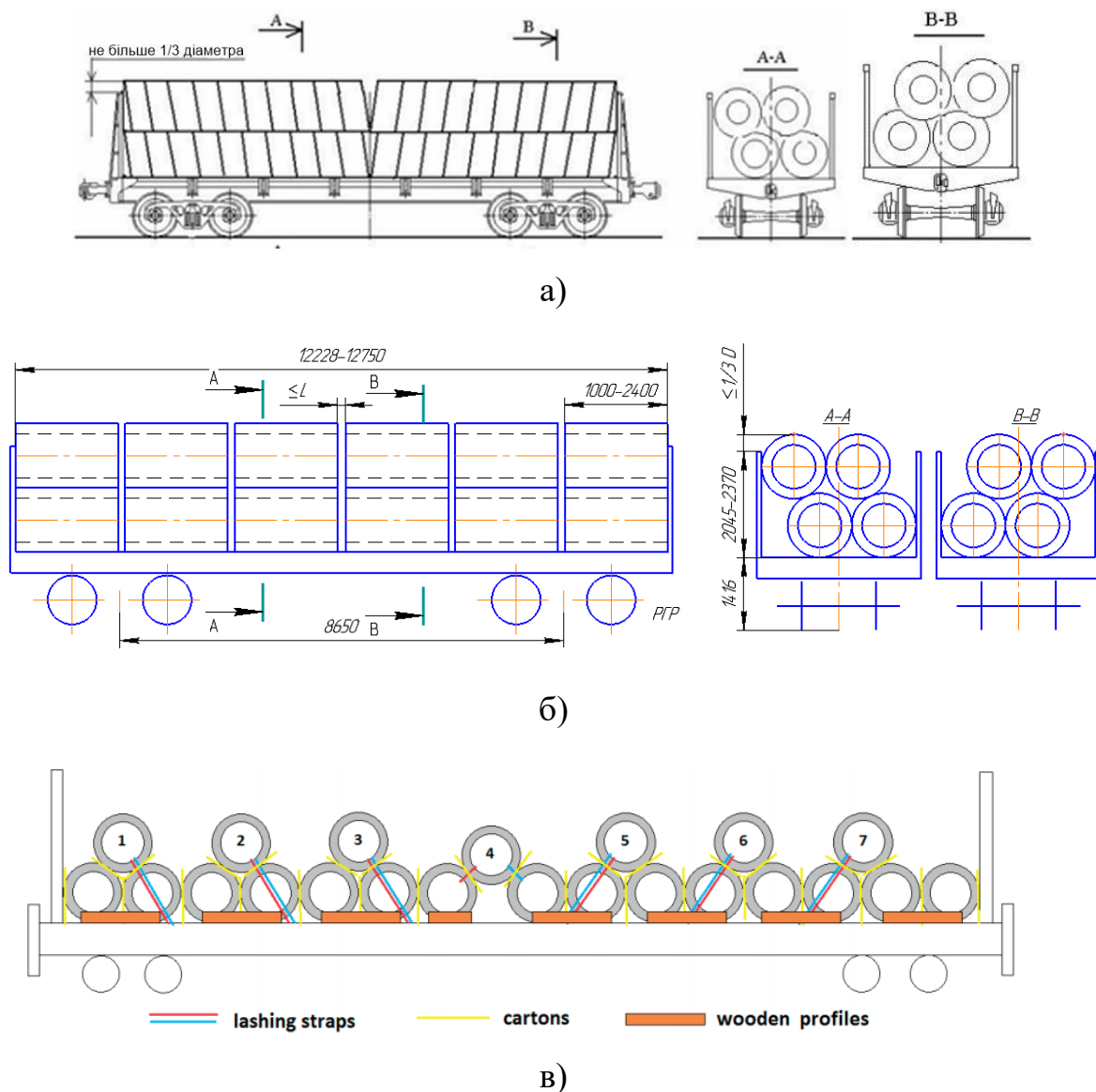


Рисунок 1.7. Розташування катаного дроту в бунтах в піввагоні: а) відповідно з вимогами Додатка 3 до СМГС; б) розташування катаного дроту в бунтах відповідно до МТУ; в) розташування згідно вимог Європейських залізниць катаного дроту в бунтах згідно

Розташування катаного дроту в бунтах у вагоні який став причиною транспортної події на перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ» виконувалося згідно з розробленими та затвердженими відправником вантажу МТУ (рис. 1.7, б) [32, 33]. Головним відмінностями від попередньої схеми (рис. 1.7, а) є більші габаритні розміри та вага бунтів. Діаметр бунтів D до 1250 мм, довжина до

2400 мм, вага до 2500 кг. За розробленими МТУ між бунтами катаного дроту допускається зазор L до 150 мм.

На рис. 1.7, в зображено схему транспортування катаного дроту відповідно до вимог залізниць європейських країн [34], яка передбачає фіксацію вантажу за допомогою упорних і розпірних брусків, розтяжок, а також прокладання картону між бунтами.

У випадку, коли передбачений технічною документацією спосіб фіксації вантажу потребує додаткового підсилення або зміни схеми розміщення, чинну документацію підлягає скасуванню або перегляду. У такому разі розробляється новий нормативний документ, або залізницею встановлюється строк для внесення відповідних змін.

Аналізуючи вищенаведені дослідження, можливо зробити висновок, що робота пов'язана з підвищенням надійності та міцності кузовів вантажних вагонів при транспортуванні продукції металургійного виробництва у вагонах, є безумовно актуальною та своєчасною. Її вирішення потребує врахування значної кількості чинників які впливають як на безпеку руху так і на економічні аспекти перевезення вантажів залізничним транспортом. Аналіз схем розташування та фіксації вантажів металургійного виробництва в піввагонах показав наявність різних підходів до закріплення та розташування.

1.5. Висновки за розділом 1

Залізнична інфраструктура України зазнала значних втрат внаслідок збройної агресії, що призвело до скорочення обсягів вантажних перевезень, зокрема продукції металургійної галузі. Основні проблеми включають руйнування транспортної інфраструктури та підприємств, зменшення експорту через закриття портів та логістичні обмеження. Проте залізнична галузь через впровадження нових моделей логістики, таких як «зерновий коридор», та використання альтернативних маршрутів, змогла частково стабілізувати вантажоперевезення, особливо в 2023-2024 роках. Важливим аспектом є подальша модернізація залізничної галузі та адаптація до нових умов війни, що дає перспективи для подальшого зростання та розвитку транспортної інфраструктури. Світові події спонукають глибше досліджувати проблематику транспортування вантажу металургійного виробництва та поліпшувати його перевезення.

Проаналізовано стан залізничного транспорту. Проведене дослідження продемонструвало, що тема удосконалення оцінки міцності є актуальною та потребує подальшого вирішення. Здійснено аналіз технічного стану парку вантажних вагонів з урахуванням року їх виготовлення. Знос парку рухомого складу має тенденцію до збільшення й складає в середньому майже 90%. Універсальні піввагони є найбільш затребуваним типом й їх нестача гостро відчувається на залізницях України. Проаналізовані вимоги технічної документації при перевезенні вантажів у вагонах залізничним транспортом.

Дослідження підтверджують, що питання підвищення надійності та міцності кузовів вантажних вагонів під час транспортування металургійної продукції є вкрай актуальним. Для його вирішення необхідно враховувати широкий спектр чинників, що впливають як на безпеку руху, так і на економічну ефективність залізничних перевезень. Аналіз схем розміщення та фіксації вантажів у піввагонах свідчить про застосування різних підходів до їх фіксації та розташування.

РОЗДІЛ 2 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Математичне (аналітичне) та комп'ютерне моделювання є найважливішим інструментом у вивченні складних процесів і механічних систем, на якому засновані сучасні методи до проектування, оптимізації та управління в різних галузях науки та техніки. Основою для реалізації та комп'ютерного розрахунку методів аналітичного моделювання є обчислювальна математика [35].

Аналітичне моделювання є методом дослідження процесів або явищ завдяки створенням їх математичних моделей з подальшим їх дослідженням. Фундаментальною основою методу є ідентичність форми рівнянь та однозначність (аналогію) співвідношень між змінними параметрами в рівняннях оригіналу й моделі. Математичне моделювання застосовують всі галузі науки, які використовують аналітичний апарат для отримання спрощеного опису реальності за допомогою математичних понять. Недоліком аналітичних моделей є те що вони не описують явище абсолютно адекватно, що залишає актуальним питання про застосовність отриманих таким шляхом даних та необхідність порівняння з аналогічними експериментальними даними [36, 37].

Адекватність моделі та об'єкта становлять необхідну умову переходу від його дослідження до вивчення його моделі. Адекватність моделі являє собою відтворенням всіх властивостей об'єкта, важливих для цілей даного дослідження. Ця властивість є ключовою для моделі, оскільки саме вона визначає доцільність і можливість її практичного застосування. З огляду на те, що будь-яка модель є спрощеним відображенням об'єкта-оригіналу, стверджувати про її повну адекватність, тобто відповідність усім характеристикам реального об'єкта, не є можливим [35-37].

Сучасний етап розвитку транспортного машинобудування характеризуються значним підвищенням швидкостей руху та вимог до динамічних, міцнісних й експлуатаційних якостей новостворюваних зразків рухомого складу. Для виконання досліджень динаміки вагонів з покращеними динамічними та міцнісними якостями необхідна розробка відповідної

математичної моделі просторових коливань вантажного вагону, складання програм обчислень й проведення комплексу теоретичних досліджень динаміки та стійкості руху вагонів.

2.1. Аналіз аналітичних моделей взаємодії рухомого складу із рейками

Теоретичні основи методів дослідження взаємодії колії та рухомого складу базуються на загальних методах вирішення завдань динаміки механічних систем, розвиток яких стосовно залізничного транспорту проведено відомими вітчизняними та зарубіжними вченими: Н.Є. Жуковським, О. М. Крилова, Н.П. Петровим, А.М. Годицьким-Цвірком, С.П. Тимошенко, Ф. Калкер [38-42] та іншими.

На сучасному етапі розвитку динаміки рухомого складу значний внесок з теоретичних та експериментальних досліджень внесли вчені: Є.П. Блохін, М.Ф. Веріго, С.В. Вершинський, В.Н. Данилов, В.Д. Данович, В.А. Лазарян, М.Л. Коротенко, В.Б. Медель, Л.А. Манашкін, О.М. Маркова, С.В. Мямлін, О.М. Савчук, В.Ф. Ушкалов, В.Д. Хусідов, Г.М. Шахунянц, Г.І. Богомаз, В.Л. Горобець, М.Б. Кельріх та інших [43-58].

Теоретичним та методологічним основам, а також практичним заходам у створенні нових та покращенні існуючих моделей вантажних вагонів, питанням безпеки руху на залізничному транспорті та можливим шляхам її підвищення присвячено праці науковців: В.Г. Анофрієва, А.М. Бабаєва, М.І. Горбунова, А.О. Ловської, В.В. Мямліна, Л.А. Мурадяна, А.Л. Пуларія, А.В. Путятю, А.О. Радзіховського, М.О. Радченка, Г.В. Рейдемейстера, О.Г. Рейдемейстера, Ю.С. Ромена, А.М. Савоськіна, В.М. Самсонкіна, С.Ю. Сапронової, В.І. Сенька, В.В. Скалозуба, А.П. Фалендиша, О.В. Фоміна, О.О. Хохлова, О.В. Шатунова та інших. У цьому контексті подальший розвиток науково-технічного потенціалу в напрямі підвищення надійності та міцності кузовів вантажних вагонів під час транспортування металургійної продукції є необхідною передумовою ефективного функціонування залізничної галузі та виступає інноваційною основою її подальшого розвитку.

Із зарубіжних фахівців слід відзначити праці вчених: Броммеля, Вербека, Мар'є, Мюллера, Калкера, Кейна, Кофмана, Рокарда, Хеймана, Гарга, Дуккіпаті, Лоу, Де Патера, Вікенса та інших [59-69].

Великий внесок у теорію та експериментальні дослідження динаміки рухомого складу вносять колективи багатьох науково-дослідних організацій та випробувальних центрів. При цьому широко використовують сучасні комплекси технічних, апаратних та програмних засобів, новітнє лабораторне обладнання та випробувальну апаратуру, що дозволяють поглибити знання про складні явища, пов'язані з рухом залізничних екіпажів.

Дослідження динаміки вагонів спираються на технічну теорію коливань, в основі якої лежать загальні принципи аналітичної механіки, які використовуються у формі закону Ньютона та рівнянь Лагранжа другого роду [39, 53, 64]. Використання наведених законів у вивченні коливань екіпажів призводить до систем диференціальних рівнянь. У свою чергу, дослідження динамічних процесів у механічних системах зводиться до аналізу рішень систем диференціальних рівнянь. Мар'є дав класифікацію коливань вагона, яка використовується у теперішній час. Аналіз методів розв'язання систем диференціальних рівнянь дано у працях [61, 70].

Основи прикладних методів дослідження власних та вимушених коливань та стійкості руху рейкового транспорту були закладені у працях М.Ф. Веріго, С.В. Вершинського, В.М. Данилова, В.А. Лазаряна, В.Б. Медея.

Дослідження вертикальних та поперечних коливань проведено В.Б. Меделем, який склав диференціальні рівняння коливань електровоза окремо в поздовжній та поперечній площинах, а також рівняння коливань різних рамних екіпажів [49-50] та досліджував впливання локомотива як системи з трьома ступенями свободи.

Найбільш повно питання про коливання та стійкість руху залізничних екіпажів поставлено та вирішено у роботах В.А. Лазаряна та його учнів. У роботі [49] зазначено, що у всіх раніше проведених дослідженнях немає повного аналізу власних коливань вагонів з урахуванням взаємозв'язку всіх ступенів свободи. У

працях [49-50] були розроблені методи дослідження стійкості руху та власних коливань залізничних екіпажів. Розглянуто власні коливання та стійкість незбуреного руху різних типів чотирирівневих вантажних та пасажирських вагонів, проведено експериментальну перевірку методів дослідження стійкості руху [44, 47, 62]. Отримані результати були узагальнені в роботах та оглядових статтях В.А. Лазаряна [49-50].

Для вивчення динаміки рухомого складу в даний час використовуються складні розрахункові схеми з досить великою кількістю ступенів свободи. При цьому враховуються різні особливості конструкції та нелінійні зв'язки між елементами розрахункових схем [67]. Досить часто коливання екіпажів у вертикальній поздовжній площині симетрії та бокові коливання розглядаються окремо через їх малу зв'язаність. Так, у роботах [49, 69] досліджуються тільки бокові коливання, а в роботах [46, 50] – вертикальні у припущенні симетричності по обидві рейкові нитки. Однак зв'язок між боковими та вертикальними коливаннями екіпажу, який є нелінійним при виборі зазору між колесом й рейкою, а також через сухе тертя у вузлах з'єднання колісних пар з боковими рамами та ресорним підвішуванням, може істотно вплинути на результати рішення і його слід враховувати.

Для проведення досліджень були необхідні вихідні дані для різних залізничних екіпажів. С.В. Вершинським виконано підготовку необхідного довідкового матеріалу та узагальнення результатів досліджень з динаміки вагона. Однак у всіх перелічених вище дослідженнях не розглядалися коливання необресорених частин візків. Тут суттєвим питанням є припущення про характер сил тертя між колесом та рейкою.

Розв'язання задачі про просторові коливання рейкового екіпажу в сучасній постановці неможливе без урахування сил, що діють у площині контакту колеса та рейки, так званих сил тертя псевдоковзання. Проблемі визначення сил псевдоковзання експериментальним та розрахунковим шляхом присвячена робота [67], в якій дано докладний аналіз впливу сил псевдоковзання на результати вирішення задачі про коливання екіпажу.

Колеса залізничних екіпажів, жорстко насаджені на вісь, є системою, на яку накладені голономні зв'язки [43]. Зважаючи на конічність коліс виникає прослизання: у ненабігаючій колісній парі колесо більшого діаметра котиться, а меншого – прослизає, у набігаючій – навпаки.

В даний час широко застосовується гіпотеза Калкера [71-72], згідно з якою при коченні колеса по рейці відбувається так зване пружне ковзання (пружний зсув, псевдоковзання, крип) за рахунок пружних деформацій матеріалу колеса та рейки. При малих величинах відносного прослизання дотичні сили в площині контакту коліс і рейок прямо пропорційні цим величинам, а при великих – визначаються як сили сухого тертя. Калкер склав диференціальні рівняння руху для двовісного візка.

Просторові коливання залізничних екіпажів як систем із великою кількістю ступенів свободи досліджувалися у роботах [40, 43, 49, 65].

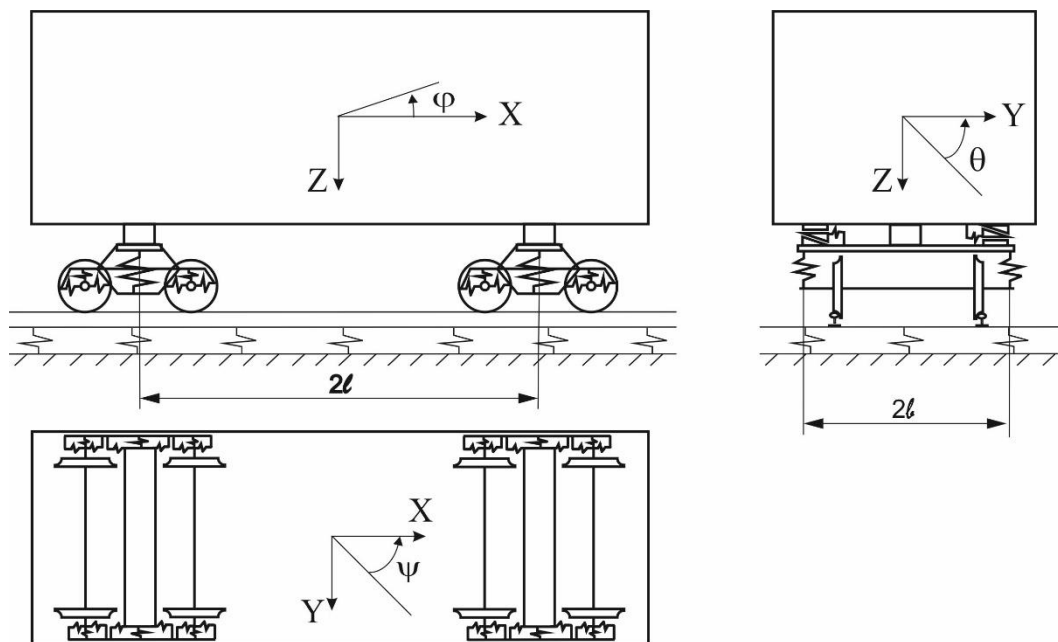


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема 4-вісного вантажного вагону

Найбільшим кроком у сфері розвитку теорії взаємодії екіпажів та колії стала робота академіка Петрова Н.П. [38], певне уточнення гіпотези Петрова Н.П. було зроблено Шахунянцем Г. Л. [56]. Подання надресорної будови вагону як пружної балки дозволило ряду авторів [41-42, 57] описати реальну роботу конструкції

колії. Теоретичні дослідження таких систем проводяться із застосуванням просторових оболонок або стержневих розрахункових схем.

Залізнична колія може бути представлена як одновимірна [57, 65-66] або двовимірна [47] система, яка здійснює коливання під час руху по ній рейкового екіпажу.

При русі екіпажів з високими швидкостями інерційні та пружно-дисипативні властивості основи мають важливе значення. Досить просто ці властивості можуть бути враховані під час використання різних варіантів моделі основи: П.Л. Пастернака [54], В.З. Власова - Н.Н. Леонтєва [60], хвильова модель Г.Б. Муравського [52], «узагальнена вінклерівська основа» [44].

З аналізу робіт [51, 68] на вибір та завдання збурень можна виділити два способи:

1) в якості кінематичних збурення, які діють на рейковий екіпаж, умовно приймаються переміщення, швидкості або прискорення буксових вузлів екіпажу, зареєстровані в умовах експлуатації;

2) численні та різні за природою, якістю та рівнем впливу збурення приводяться до узагальнених еквівалентних збурень, на реакції яких розраховуються рейкові екіпажі.

При моделюванні випадкового вертикального впливу у часовій області у роботі [73] реалізовувалися випадкові поєднання нерівностей 3-х типів. Однак під колесами однієї колісної пари нерівності задавалися функціями однакового типу. Причиною появи високих динамічних навантажень, як це зазначалося у роботах [43, 73], є несприятливе поєднання нерівностей колії у вертикальній площині. Тому представляє інтерес вивчення динамічних якостей екіпажу на математичних моделях, які допускають реалізацію нерівностей різного типу під різними колесами однієї колісної пари в залежності від ймовірнісних характеристик колії й положення екіпажу в обраній системі координат.

Одним із важливих вузлів вантажних вагонів є ресорне підвішування. Питанням вибору основних параметрів ресорного підвішування: статичного прогину та демпфування, їх розміщення по ступеням підвішування присвячені

теоретичні та експериментальні дослідження фахівців низки науково-дослідних організацій та випробувальних центрів. У роботах [48, 62] проведено дослідження зі створення методик розрахунків ресорного підвішування на прикладі конкретних вагонів та локомотивів із застосуванням обчислювальної техніки. Однією із серйозних проблем у дослідженні задач демпфування є питання про закономірності сухого тертя. Різним питанням, що стосуються загальних закономірностей сухого тертя, присвячено багато робіт [45, 48, 62, 63, 66].

Проблемі схоплювання поверхонь тертя та методам його усунення присвячена робота [63]. У роботі [62] розглянуто динамічні процеси в системах із сухим тертям з урахуванням силових та кінематичних умов «замикання» зв'язків. Причому різні аспекти динаміки розглянуті у взаємозв'язку з процесами, що відбуваються як у реологічних (відображають ідеальну поведінку реальних тіл) моделях пар тертя, так і на поверхнях тертя. Умови переходу від етапу відносного ковзання поверхонь тертя до етапу їх відносного спокою в роботі [62] визначаються із співвідношення сили тертя, що реалізується в даний момент і суми зовнішніх, пружних та інерційних сил, які діють у напрямку ковзання.

В умовах постійно зростаючої вантажонапруженості залізниць одним із важливих завдань, що стоїть перед залізничним транспортом, є вдосконалення існуючих конструкцій та створення нових типів елементів ходової частини вантажних вагонів з урахуванням перспектив експлуатації. Значна частина сучасного вітчизняного парку вантажних вагонів експлуатується на візках моделі 18-100 [12]. Тому вдосконалення існуючої конструкції здійснюється за збереження основних розмірів.

Все більшої актуальності в даний час набуває завдання підвищення надійності конструкції вагона в цілому, так і окремих його вузлів. На підставі багаторічного аналізу експлуатаційного досвіду роботи букс вагонів з підшипниками кочення встановлено, що причини руйнування останніх є наслідком експлуатаційних та конструктивно-технологічних факторів [74].

У роботах [73] наголошується на необхідності зменшення поздовжніх та поперечних зміщень колісних пар відносно рами візка. Істотне значення для цього має вибір жорстких характеристик зв'язку колісних пар в рамі візка.

Відомі роботи, в яких досліджуються коливання одного візка і навіть окремої колісної пари [45, 66], але ці завдання зазвичай розглядаються як попередні перед вивченням коливань всього екіпажу. Просторові коливання розглянуті, наприклад, у роботах [40-41, 49], але це або незв'язані коливання, або всі зв'язки лінеалізуються і просторові коливання досліджуються в лінійній постановці. Насправді, вертикальні та бокові коливання пов'язані між собою перш за все, через бокову качку тіл вагона, а також конічність коліс. При горизонтальних переміщеннях колісних пар вагона навіть на прямих ділянках колії відбувається переміщення коліс у вертикальному напрямку. Багатьох роботах враховується підйом центру ваги колісної пари при її горизонтальному переміщенні через конічність коліс (так звана «гравітаційна жорсткість») [45, 64], але це зазвичай робиться при дослідженні горизонтальних коливань. Зв'язки між тілами вагона є суттєво нелінійними, їхня лінеаризація призводить до деяких похибок. Ці нелінійності пов'язують між собою вертикальні та бокові коливання. Тому необхідно проводити дослідження просторових коливань вагона з урахуванням нелінійності зв'язків. Вивчення просторових розрахункових схем при завданні у модель реальних збурень та реальної поверхні катання колеса та профілю головки рейки наближає результати теоретичних досліджень до даних натурних випробувань [73].

Просторові коливання в нелінійній постановці під час руху вагонів прямими ділянками колії досліджено також у роботі [40], а в кривих – у роботі [68].

Крім теоретичних досліджень, у сучасній практиці застосовуються ходові динамічні та міцнісні випробування вагонів та локомотивів. Систематичні випробування всіх нових типів рухомого складу, що надходить на дороги нашої країни, проводять науково-дослідні організації та випробувальні центри. З цих випробувань з'явився ряд робіт, у яких даються практичні рекомендації щодо поліпшення динамічних якостей екіпажів.

2.2. Аналіз аналітичних моделей надресорної будови рухомого складу

Залежно від цілей дослідження екіпаж може розглядатися як система або абсолютно твердих або деформованих тіл. У більшості випадків, коли дослідження має на меті визначення силових характеристик системи, обмежуються поданням екіпажу як системи абсолютно твердих тіл, з'єднаних лінійними або нелінійними зв'язками [46, 47, 49]. Якщо ж метою дослідження є визначення плавності ходу або напружень в його елементах, то деформованість останніх береться до уваги [55].

Коливанням надресорної будови рухомого складу присвячені численні дослідження, при цьому кузов вагона розглядається або як абсолютно тверде тіло або пружне тіло [59]. У разі дослідження коливань надресорної будови як абсолютно твердого тіла, у вертикальній площині симетрії можна визначити аналітично лише дві частоти власних коливань, а саме частоти підстрибування та поздовжньої качки. Результати експериментальних досліджень, свідчать про те, що разом із частотами підстрибування та поздовжньої хитавиці, мають місце і більш високі частоти вертикальних коливань надресорної будови [60-61]. Спектр частот коливань надресорної будови рухомого складу виходить набагато ширший за частотний спектр, знайдений аналітично при припущенні, що кузов є абсолютно твердим тілом. Вищі частоти коливань надресорної будови можна отримати аналітичним шляхом тільки в тому випадку, якщо взяти до уваги кінцеву жорсткість кузова [58-59].

У деяких роботах дослідження згинальних коливань кузова використовується теорія балки Бернуллі-Ейлера, котра представляє собою спрощену лінійну теорію пружності, що дозволяє розрахувати стійкість та гнучкість балок. Теорія Бернуллі-Ейлера може використовуватися у разі незначної деформації балок, що знаходяться під поперечним навантаженням. Це створює окремий випадок теорії балки Тимошенко, яка не приймає до уваги деформацію зсуву та застосовується для тонких балок. Кузов вагона в процесі

Для визначення перших частот згинальних коливань надресорної будови чотирирівнісного напіввагону можна розглядати його кузов як невагому еквівалентну балку постійної жорсткості з сімома зосередженими масами на двох опорах (рис. 2.3). Жорсткість еквівалентної балки встановлювалася на підставі експериментальних даних з вимірювання пружних прогинів елементів рами та кузова вагона при різних схемах завантаження [75]. Методика визначення квазіпружних коефіцієнтів наведена в [77].

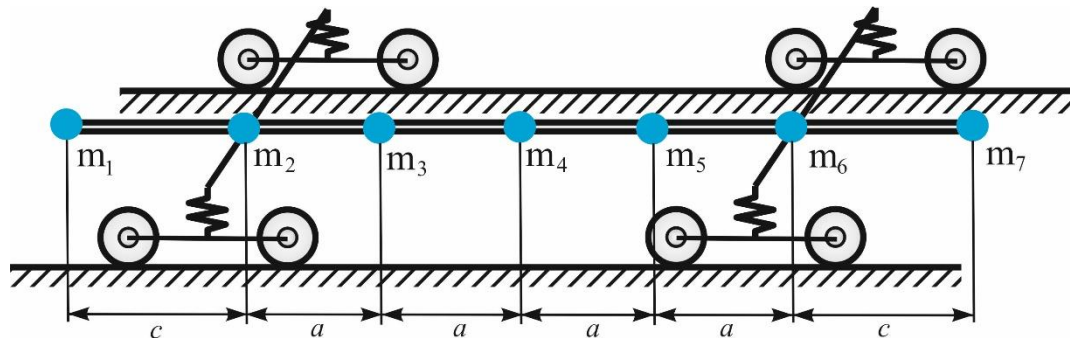


Рисунок 2.3 – Схема кузова піввагона як невагомої еквівалентної балки постійної жорсткості із сімома зосередженими масами

Дослідження стійкості руху вагона передують дослідження взаємодії вагона та колії, оскільки ці показники залежать як від конструкції рухомого складу, його стану та швидкості руху.

Досвід розрахунку власних коливань двоярусного шести стійкового вагона для перевезення легкових автомобілів [61] показав, що представлення кузова у вигляді дискретної масової системи дозволяє отримати досить повний спектр частот і докладні дані про розподіл амплітуд коливань по обох ярусах вагона. Однак такий розрахунок виявляється важким і громіздким. Тому дуже важливу роль відіграє спрощення розрахунку без зниження точності одержуваних результатів.

У цій роботі визначення частот і форм власних коливань зроблено для однієї чверті кузова вагона з використанням властивостей симетричних та антисиметричних систем. Це дозволило замість рішення повної системи 46 порядку виділити з неї і вирішити чотири системи диференціальних рівнянь, дві з

яких 14 і дві дев'ятого порядку. При цьому вдається багато разів полегшити завдання, не знижуючи точності обчислень.

Розрахункову схему чверті вагона представимо у вигляді невагомої просторової стрижневої системи, власна вага якої і вага вантажу, що перевозиться, зосереджуються в точках (рис. 2.4). Зосереджена маса з розташована у верхній і нижній частинах стійки, оскільки стиском стійки порівняно з деформаціями вигину інших стрижнів можна знехтувати. На рис. 2.4 (б) показано рухомі затискання всіх перерізів, розташованих на осях симетрії вагона. Отже, ця розрахункова схема характеризує форму коливань підстрибування (симетричну щодо осей y та x).

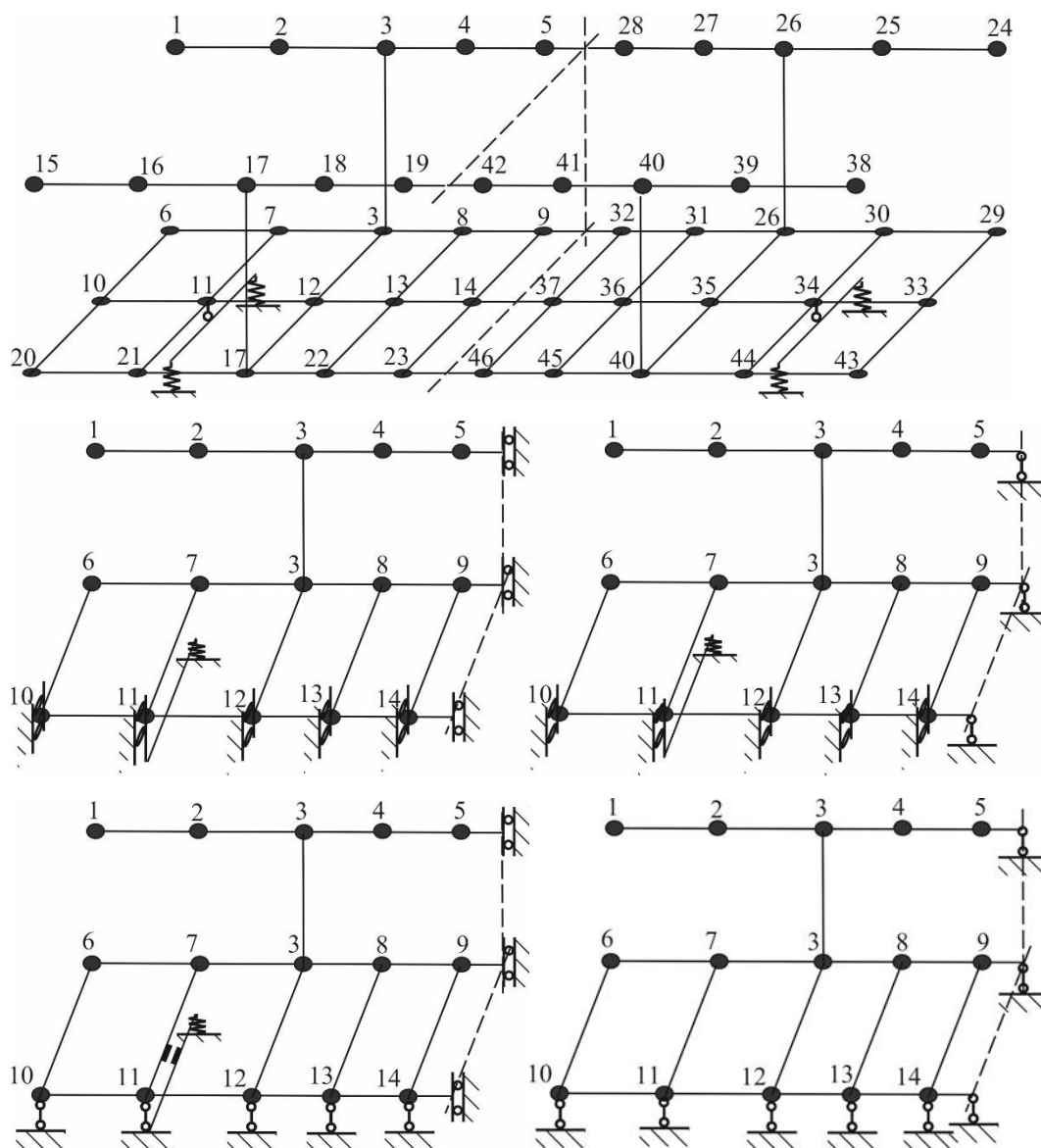


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема вагона у вигляді невагомої просторової стрижневої системи: а) повна схема кузова; б) - підстрибування; в) - галопування; г) - бічна хитавиця; г) - крутильні коливання

На рис. 2.4 (в) представлена розрахункова схема тієї ж чверті кузова, але із зміненими граничними умовами – щодо поздовжньої осі x система симетрична, а щодо поперечної – антисиметрична. Ця розрахункова схема відображає коливання галопування вагона. На рис. 2.4 (г) та рис. 2.4 (г) показано ще дві розрахункові схеми. Обидві вони мають опори, що не зміщуються вздовж поздовжньої осі x . Схема на рис. 2.4 (г) відображає коливання бічної хитавиці, а на рис. 2.4 (г) – антисиметричні (крутильні) коливання вагона.

Коефіцієнти a_{ii} – інерційні коефіцієнти, чисельно рівні відповідним зосередженим мас. Для порожнього режиму ці коефіцієнти дорівнюють масам відповідних елементів конструкції вагона. Величини дискретних мас у вузлах розрахункової схеми при порожньому вагоні визначається за залежністю [78]. У разі коли вагон завантажений макетами, вага вантажу вважаємо рівномірно розподіленим по довжині вагона. Значення навантаження визначається за [78].

Коефіцієнти c_{ii} – квазіпружні коефіцієнти чи коефіцієнти жорсткості. Ці коефіцієнти залежать від жорсткості та розмірів елементів конструкції та не залежать від режиму завантаження вагона.

Щоб знайти квазіпружні коефіцієнти розглянуті парціальні системи, які виходять з повної системи, якщо ввести додаткові зв'язки так, щоб всі узагальнені координати, крім однієї, зверталися в нуль. У цьому випадку це означає, що в точках закріплення всіх вантажів, крім одного, необхідно ввести додаткові жорсткі опори. Парціальними системами виявляться балки на твердих опорах. Отже, для визначення квазіпружних коефіцієнтів потрібно знайти опорні реакції нерозрізних балок (парціальних систем) при дії в кожному випадку однієї сили в одному з прольотів або кінці консолі балки. Для розрахунку нерозрізних балок у такому разі зручно застосувати спосіб моментних фокусів. Порядок розрахунку буде наступним [64]:

- 1) обчислюються ліві та праві фокусні відносини для всіх прольотів;

- 2) знаходяться опорні моменти;
- 3) визначаються опорні реакції додаткових опор з урахуванням погонної жорсткості прольоту;
- 4) обчислюються опорні моменти завантаженого прольоту при дії сили, що викликає переміщення $q_n=1$;
- 5) за фокусними відносинами визначаються всі опорні моменти, будуються епюри згинальних моментів та поперечних (перерізувальних) сил. По епюрі поперечних сил визначаються квазіпружні коефіцієнти. У цьому випадку квазіпружні коефіцієнти дорівнюють опорним реакціям додаткових опор.

Коливання механічної системи «екіпаж – ко», де кузов розглядається як абсолютно тверде тіло та як пружне тіло, описані системою диференціальних рівнянь та представлені у роботах [63, 65].

2.3. Основні напрямки підвищення міцності вантажних вагонів при транспортуванні вантажів

У липні 2020 року на перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ» регіональної філії «Придніпровська залізниця» АТ «Укрзалізниця» під час руху поїзда відбулося падіння бокової стінки кузова піввагона на суміжну колію, що спричинило випадіння 14 бунтів катаного дроту. У результаті падіння вантажу під колеса сусіднього поїзда сталося сходження з рейок трьох вагонів та локомотива (рис. 2.5). Основною причиною аварії визнано відрив бокової стінки кузова вагона (з продовженим терміном служби) від кутових стояків, що спричинило деформацію проміжних поперечних балок та подальше руйнування зварних з'єднань із усіма поперечними елементами конструкції під впливом навантаження від вантажу. Альтернативною причиною розглядається перевищення поперечного навантаження на бічну стінку вагона, що могло виникнути внаслідок помилок у розрахунках при розробленні схеми розміщення вантажу.



Рисунок 2.5 – Наслідки транспортної події на перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ»

Оцінювання міцності вагонів здійснюється відповідно до вимог Норм [26], згідно з якими експлуатаційні навантаження та їх величини визначаються на

основі трьох розрахункових режимів. Перший розрахунковий режим враховує відносно рідкісні поєднання екстремальних навантажень. У практичній експлуатації цей режим відповідає таким умовам для вантажних вагонів, як осаджування та рушання з місця великовагових поїздів, ударне з'єднання вагонів під час маневрових операцій (у тому числі на сортувальних гірках), а також екстрене гальмування при низьких швидкостях руху. Для пасажирських вагонів цей режим охоплює аварійні зіткнення під час маневрування або при позаштатних ситуаціях, а також аварійні ривки під час транспортування у вантажних поїздах.

Третій розрахунковий режим передбачає розгляд відносно частого поєднання навантажень помірної інтенсивності, яке є характерним для штатної експлуатації вагона в складі поїзда. В експлуатаційних умовах цей режим відповідає руху вагона по прямолінійних і криволінійних ділянках колії, а також через стрілочні переводи з допустимою швидкістю, за наявності періодичних службових гальмувань, помірних ривків і поштовхів, а також при нормальному функціонуванні вузлів та механізмів вагона.

Другий додатковий спеціальний розрахунковий режим визначається для окремих типів вагонів як характерне для них поєднання навантажень, що виникають, зокрема, під час вантажно-розвантажувальних операцій, технічного обслуговування, ремонту тощо. Доцільність проведення розрахунків за цим режимом визначається умовами технічного завдання.

У Норммах зазначено, що розрахунок конструктивних елементів вагона з метою визначення напружень слід здійснювати із застосуванням методів опору матеріалів, будівельної механіки та теорії пружності. Для оцінювання напружено-деформованого стану елементів і вузлів вагона рекомендується використовувати числовий метод скінченних елементів (МСЕ), який є універсальним інструментом аналізу та дозволяє враховувати геометричні особливості, характер навантажень і граничні умови задачі.

Конструкційно вантажні вагони складаються із чотирьох основних вузлів: кузов, ходові частини, ударно-тягові прилади та автогальма. Кузов є найбільш матеріаломістким, сприймає всі види навантажень та зазнає суттєвого

кліматичного впливу. Конструкція вантажних вагонів має забезпечувати можливість використання засобів механізації під час завантаження та вивантаження вантажів. Недосконалість технології завантаження із застосуванням грейферів у поєднанні з недостатньою міцністю верхньої обв'язки призводить до її істотного пошкодження в процесі вантажно-розвантажувальних операцій.

Аналіз технічного стану піввагонів різних моделей та років випуску, проведений авторами [13, 43], показав, що кузов зазнає значної частки пошкоджень в процесі експлуатації — понад 39%. Основними причинами таких пошкоджень є неякісний ремонт, порушення технології завантаження та вивантаження, а також перевезення вантажів недопустимого асортименту, що призводить не лише до деформацій і руйнувань верхньої обв'язки та стійок, але й до значних корозійних ушкоджень. Приклад пошкодження верхньої обв'язки бокової стінки піввагону наведено на рис. 2.6.



Рисунок 2.6 – Пошкодження верхньої обв'язки бокової стінки піввагона

Основним методом теоретичного аналізу міцності конструкції є розрахунок із застосуванням методу скінченних елементів [19, 32]. Для оцінки міцності кузова піввагона було розроблено об'ємну модель $\frac{1}{2}$ частини кузова.

В якості гранично допустимих напружень прийнято межу плинності сталі марки 09Г2С, що дорівнює $[\sigma] = 305 \text{ МПа}$ [26]. Результати розрахунків наведені на рис. 2.7.

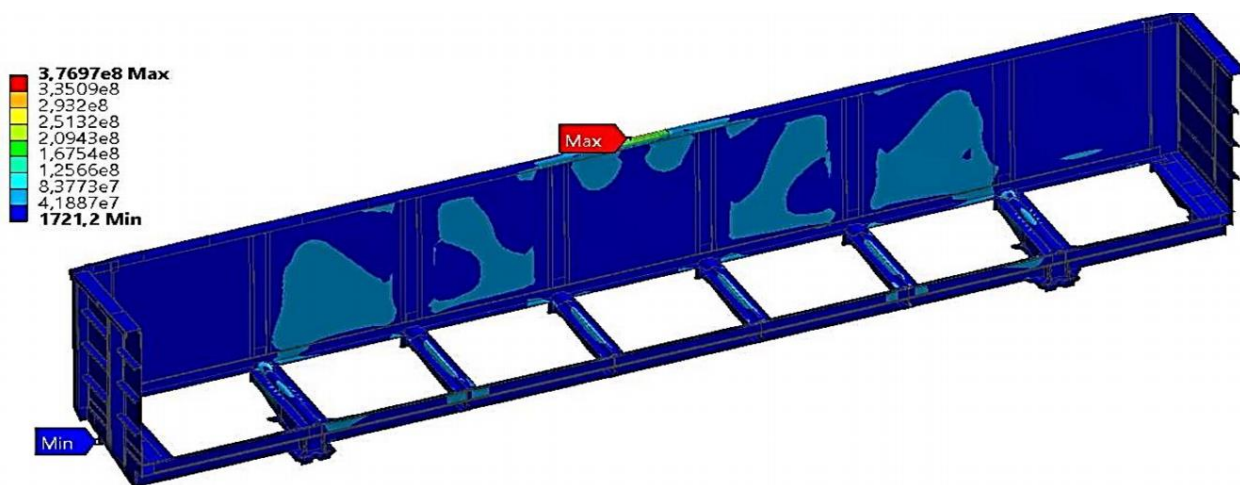


Рисунок 2.7 – Розподіл напружень у кузові немодернізованого піввагона під час ударного навантаження грейфером за варіантом 3, МПа

Міцність немодернізованої верхньої обв'язки виявилася недостатньою для сприйняття ударного навантаження від ковша грейфера, оскільки напруження при усіх трьох розглянутих варіантах навантаження перевищували допустимі межі.

Експлуатаційні умови ударно-тягових приладів характеризуються високою динамічною навантаженістю їх деталей, яка призводить до значного зносу, а в деяких випадках і руйнування [13, 70]. Програмні комплекси тривимірного моделювання дозволяють проводити розрахунки елементів складної конфігурації, змінної величини, ступеня динамічності та точок прикладання розрахункових зусиль, що є необхідним в зв'язку з відносними переміщеннями автозчеплень в експлуатації, зносом поверхні їх контуру, змінною величиною коефіцієнтів тертя.

Отже, при проектуванні вантажних вагонів необхідно забезпечити відповідність вимогам щодо функціонального призначення їхніх вузлів. Беззаперечною є актуальність проведення розрахунків на міцність, оскільки вони становлять основу для обґрунтування раціональних параметрів конструктивних елементів рухомого складу та підвищення його технічних характеристик. Аналітичні розрахунки дозволяють робити обґрунтовані висновки про надійність вагонів вже на етапі проектування.

2.4. Висновки за розділом 2

Проведено аналіз сучасної літератури. Огляд вітчизняних та зарубіжних відкритих джерел показує, що розвиток досліджень йде у напрямку ускладнення математичних моделей та застосування методів вирішення, що дозволяють більшою мірою враховувати властивості об'єкта досліджень, які з'являються в реальних умовах експлуатації залізничних екіпажів та дає змогу зробити наступні висновки.

1. Попри значну кількість досліджень та вагомий внесок вітчизняних і зарубіжних науковців, проблема підвищення міцності вантажних вагонів під час перевезення металургійної продукції залишається надзвичайно актуальною. Для вітчизняних залізниць типовою особливістю взаємодії рухомого складу з рейковою колією є інтенсивне зношення колісно-рейкової пари на ділянках з кривими малого радіусу.

2. Необхідна розробка математичної моделі просторових коливань суттєво нелінійної системи «екіпаж-колія» з урахуванням конструктивних особливостей вантажних вагонів та зміщення центру ваги вантажу.

3. Дослідження впливу конструктивних особливостей вантажних вагонів та зміщення центру ваги вантажу на міцність вантажного вагону з метою вдосконалення вимог до розміщення та фіксації вантажів металургійного виробництва.

РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ ПРИ ПОВЗДОВЖНЬО-ПОПЕРЕЧНОМУ ЗМІЩЕННІ ВАНТАЖУ

При дослідженні просторових коливань вантажного вагону запроваджено наступні припущення. Водиться припущення, що вагон має одноступінчасте ресорне підвішування; складається з 12 твердих тіл: великовагового вантажу, кузова, двох надресорних балок, чотирьох бокових рам та чотирьох колісних пар. Схема рами візка передбачається шарнірною. Враховуються пружно-в'язкі та інерційні властивості основи залізничної колії у вертикальній та горизонтальній площині. Позначення тіл системи наведено у таблиці 3.1 [79-81].

Таблиця 3.1. Тіла системи та їх переміщення

Тіла системи	Переміщення					
	Лінійні уздовж осей			Кутові відносно осей		
	X	Y	Z	X	Y	Z
кузов	x	y	z	θ	φ	ψ
надресорні балки	x_i	y_i	z_i	θ_i	φ_i	ψ_i
бокові рами	x_{bij}	y_{bij}	z_{bij}	θ_{bij}	φ_{bij}	ψ_{bij}
колiснi пари	x_{kim}	y_{kim}	z_{kim}	θ_{kim}	φ_{kim}	ψ_{kim}
рейки	-	y_{rimj}	z_{rimj}	-	-	-

В таблиці 3.1 через x , y , та z позначені переміщення центру ваги кузова уздовж відповідних осей, а через θ , φ , ψ – кути повороту кузова відносно головних центральних осей інерції; аналогічні переміщення надресорних балок позначено індексом i ($i=1, 2$ – номер візка), бокових рам – індексом bij ($j=1$ – ліва, $j=2$ – права сторона вагону), колісних пар – індексом kim ($m=1, 2$ – номер колісної пари у візку), рейок у точках контакту з колесами $rimj$ (переміщення рейок

передбачаються лише в двох напрямках – уздовж осей Y та Z). Переміщення коліс позначаються it_j .

Розрахункова схема вантажного вагону та позитивні напрямки для переміщень та кутів повороту наведено на рис. 3.1. Центр мас кузова вагона-платформи розташовано в початку координатної системи, тоді як центр мас вантажу зміщений на величину A_x уздовж поздовжнього напрямку та на величину A_y у поперечному напрямку.

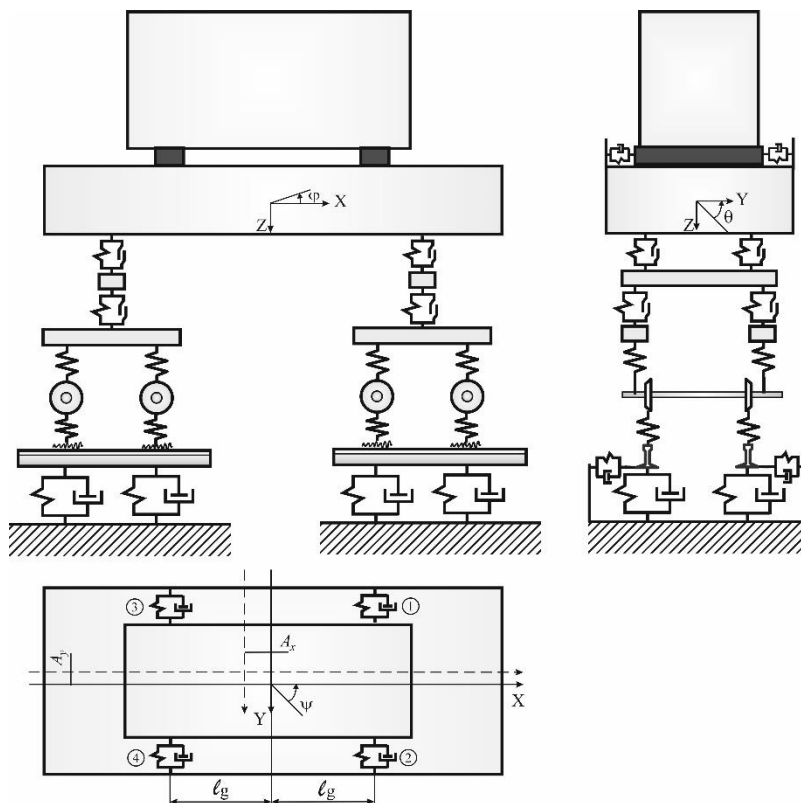


Рисунок 3.1. Схематичний вигляд чотиривісної платформи з вантажем

де $2\ell_g$ – відстань між пружно-дисипативними елементами фіксації вантажу.

3.1. Рівняння зв'язків на підставі введених припущень про відносні переміщення тіл механічної системи

Передбачається, що між тілами механічної системи «вантажний вагон» можливі наступні переміщення [79, 80, 81]:

- великоваговий вантаж – кузов: можливі переміщення поперечного відносу u_g та виляння ψ_g ;

- кузов – надресорна балка: відносні переміщення відсутні, за винятком виляння надресорної балки ψ_i , яке збігається з вилянням колісних пар візків ψ_{ki} ;

- надресорна балка – бокова рама: можливі відносні поступальні ($\Delta_{c\psi i}$ вздовж осей Y та $Z - \Delta_{czi}$) та кутові $\Delta_{c\psi i}$ (при вилянні) переміщення цих тіл;

- бокова рама – колісна пара: припускаємо, що в цьому з'єднанні також є зв'язки, які дозволяють відносні поступальні ($\Delta_{f\psi imj}$ вздовж осей Y та $Z - \Delta_{fzimj}$) та кутові $\Delta_{f\psi imj}$ (при вилянні) переміщення цих тіл.

Рівняння зв'язків запишуться наступним чином [79]:

- на підставі введених вище припущень про відносні переміщення кузова та надресорних балок рівняння зв'язків відповідають:

$$x_i = x + h \cdot \varphi, \quad (1)$$

$$y_i = y - (-1)^i \cdot \ell \cdot \psi - h \cdot \theta, \quad (2)$$

$$z_i = z + (-1)^i \cdot \ell \cdot \varphi, \quad (3)$$

$$\varphi_i = \varphi, \quad (4)$$

$$\theta_i = \theta. \quad (5)$$

де 2ℓ – кузов; h – висота центру ваги кузова вагона над площиною надресорної балки, яка спирається на пружні елементи;

- поздовжніми зазорами між надресорними балками та боковими рамами нехтуємо, тому:

$$x_{fij} = x_i - (-1)^j \cdot b \cdot \psi_{kij} = x_i - (-1)^j \cdot b \cdot \psi_{ki}, \quad (6)$$

де $2b$ – відстань у поперечному напрямку між осями ресорних вузлів;

- поперечний відніс та виляння бокових рам одного візка співпадають між собою:

$$y_{fi1} = y_{fi2}, \quad \psi_{fi1} = \psi_{fi2}, \quad (7)$$

- бокова качка бокових рам відсутня $\theta_{fij} = 0$;

- поступальне переміщення великовагового вантажу та колісних пар співпадають з поступальним переміщенням кузова $x_{kij} = x_g = x$;

- кути повороту колісних пар відносно горизонтальної поперечної осі Y визначимо без урахування прослизання коліс:

$$\varphi_{kim} = x_{kim} / r, \quad (8)$$

де r – середній радіус кола катання колеса;

- виляння колісних пар співпадає з вилянням відповідної надресорної балки:

$$\psi_{ki1} = \psi_{ki2} = \psi_i, \quad (9)$$

- зв'язок між вертикальними переміщеннями коліс і рейок, у припущенні, що всі колеса рухаються без відриву від рейок:

$$z_{pimj} = z_{imj} + \Delta r_{imj} - \eta_{vimj} = z_{kim} + (-1)^j \cdot b_2 \cdot \theta_{kim} + \Delta r_{imj} - \eta_{vimj}. \quad (10)$$

де η_{vimj} – поточні ординати вертикальних нерівностей; $2b_2$ – відстань між колами кочення колеса.

Система має $12 \cdot 6 + 8 \cdot 2 - 46 = 42$ ступені свободи, за узагальнені координати прийняті такі значення: $q_1 = z$, $q_2 = \varphi$, $q_3 = \theta$, $q_4 = y$, $q_5 = y_g$, $q_6 = \psi$, $q_7 = \psi_g$, $q_n = \psi_{fij}$ ($n=8, 9$), $q_n = y_{fij}$ ($n=10, 11$), $q_n = z_{fij}$ ($n=12-15$), $q_n = \varphi_{fij}$ ($n=16-19$), $q_n = \psi_{kim}$ ($n=20, 21$), $q_n = y_{kim}$ ($n=22-25$), $q_n = z_{kim}$ ($n=26-29$), $q_n = \theta_{kim}$ ($n=30-33$), $q_n = y_{pimj}$ ($n=34-41$), $q_{42} = x$.

Для складання диференціальних рівнянь просторових коливань завантаженого вагона використовуються вирази відносних переміщень усіх тіл системи:

- великоваговий вантаж – кузов:

$$\Delta_{g1} = \Delta_{g2} = y_g + \ell_g \cdot \psi_g - y - (\ell_g + A_x) \cdot \psi_g, \quad (11)$$

$$\Delta_{g3} = \Delta_{g4} = y_g - \ell_g \cdot \psi_g - y + (\ell_g - A_x) \cdot \psi_g, \quad (12)$$

де ℓg – відстань між центром маси кузова вагона та пружно-дисипативними елементами фіксації вантажу; зміщення центру ваги вантажу в поздовжньому напрямку A_x та в поперечному напрямку A_y показані на рис. 3.1.

- кузов – надресорна балка при вилянні:

$$\Delta_{\psi i} = \psi - \psi_{ki}, \quad (13)$$

- надресорна балка – бокова рама у вертикальному, горизонтальному поперечному напрямках та при вилянні:

$$\Delta_{cyi} = y - (-1)^i \cdot \ell \cdot \psi - h\theta - y_{fi}, \quad (14)$$

$$\Delta_{czi} = z + (-1)^i \cdot \ell \cdot \varphi + (-1)^j \cdot b \cdot \theta - z_{fij}, \quad (15)$$

$$\Delta_{c\psi i} = \psi_i - \psi_{fi}, \quad (i, j = 1, 2), \quad (16)$$

- бокова рама – колісна пара у вертикальному, горизонтальному поперечному напрямках та при вилянні:

$$\Delta_{fyimj} = y_{fi} - y_{kim} - (-1)^m \cdot \ell_1 \cdot \psi_{fi}, \quad (17)$$

$$\Delta_{fzimj} = z_{fij} - z_{kim} + (-1)^m \cdot \ell_1 \cdot \varphi_{fij} - (-1)^j \cdot b_1 \cdot \theta_{kim}, \quad (18)$$

$$\Delta_{f\psi imj} = \psi_{fi} - \psi_{ki}, \quad (i, m, j = 1, 2), \quad (19)$$

де $2b_1$ – відстань у поперечному напрямку між осями букс; $2\ell_1$ – база візка;

- колісна пара – рейка у вертикальному (10), поперечному та поздовжньому напрямках:

$$x_{ij} = x - (-1)^j \cdot b_2 \cdot \psi_{ki}, \quad (20)$$

$$y_{imj} = y_{ki} - r_{imj} \cdot \theta_{kim} - y_{pimj} - \eta_{himj}, \quad (i, m, j = 1, 2). \quad (21)$$

де η_{himj} – поточні ординати горизонтальних нерівностей, y_{pimj} – переміщення рейок.

Проковзування коліс по рейках в даному випадку набувають вигляду [79]:

$$\varepsilon_{ximj} = - \left[(-1)^j \cdot b_2 \cdot \frac{\dot{\psi}_{kim}}{v} + \frac{\Delta r_{imj}}{r} \right], \quad (22)$$

$$\varepsilon_{yimj} = \frac{1}{v} \left[\dot{y}_{fi} - (-1)^m \psi_{fi} \right] - \psi_{ki}. \quad (23)$$

де v – швидкість руху вагона, r_{imj} – радіус кола кочення imj -го колеса; $\Delta r_{imj} = f(y_{imj})$ – зміна радіусу поверхні катання колеса:

$$\Delta r_{imj} = (-1)^j \mu_0 y_{imj} + \alpha_1 \left[(-1)^j y_{imj} - \delta \right]^3 \sigma_0 \left[(-1)^j y_{imj} - \delta \right]. \quad (24)$$

де μ_0 – конічність поверхні профілю катання колеса, $\alpha_1 = 6 \cdot 10^4$ – коефіцієнт, одержуваний при апроксимації нелінійної частини профілю катання коліс кубічною параболою, σ_0 – одинична функція Хевісайда. Введення параметра r_{imj} дозволить дослідити різницю в діаметрах коліс для однієї колісної пари, колісних пар одного візка та колісних пар різних візків [79].

При горизонтальних поперечних переміщеннях коліс відносно рейок змінюються радіуси кіл кочення коліс Δr_{imj} та тангенси кутів нахилу поверхні катання коліс до горизонталі $\tan \alpha_{imj}$, які залежать від переміщень y_{imj} . Вони можуть бути визначені – аналітичними виразами або задані на підставі розрахунків реального профілю поверхні катання колеса та профілю головки рейки:

$$\tan \alpha_{imj} = \frac{d}{dy_{imj}} (\Delta r_{imj}) = (-1)^j \mu_0 + 3\alpha_1 \left[(-1)^j y_{imj} - \delta \right]^2 \sigma_0 \left[(-1)^j y_{imj} - \delta \right]. \quad (25)$$

Між колесами та рейками виникають сили тертя, складові яких уздовж осей X та Y визначаються за теорією Картера. Дотичні сили тертя T_{ximj} та T_{yimj} були визначені наступним чином:

$$T_{ximj} = -F_{ximj} \cdot \varepsilon_{ximj}, \quad T_{yimj} = -F_{yimj} \cdot \varepsilon_{yimj}. \quad (26)$$

де F_{ximj} , F_{yimj} – коефіцієнти псевдоковзання в напрямках уздовж (по осі x) і впоперек (по осі y) осі залізничної колії, які визначаються по залежностям:

$$F_{ximj} = F_{yimj} = \frac{f_{imj}}{\sqrt{1 + h_{imj}^2 \cdot \varepsilon_{imj}^2}}; \quad h_{imj} = \frac{f_{imj}}{P_{imj} \cdot f_{fr}}. \quad (27)$$

Загальне відносне ковзання колеса по рейках дорівнює:

$$\varepsilon_{imj}^2 = \varepsilon_{ximj}^2 + \varepsilon_{yimj}^2, \quad (28)$$

де f_{fr} – коефіцієнт тертя колеса об рейку, коефіцієнт f_{imj} в залежності від загального тиску колеса на рейку P_{imj} визначається згідно з [79-81] таким чином:

$$f_{imj} = 235 \cdot P_{imj} - 2,4 \cdot P_{imj}^2 + 0,01 \cdot P_{imj}^3, \quad (29)$$

Повний тиск від колеса на рейку P_{imj} при симетричному розташуванні вантажу у вагоні визначається:

$$P_{imj} = P_{st} + S_{pzimj}. \quad (30)$$

При несиметричному розташуванні вантажу в кузові вагона повний тиск від колеса на рейку P_{imj} визначається як:

$$P_{imj} = P_{st} \cdot \left(0,5 \pm \frac{A_x}{2\ell} \pm \frac{A_y}{2b_2} \right) + S_{pzimj}. \quad (31)$$

де P_{st} – статичний тиск колеса на рейку при симетричному розташуванні вантажу на вагоні. У рівняннях (30) сили взаємодії S_{pzimj} дорівнюють:

$$S_{pzimj} = a_{pz} \cdot \ddot{z}_{pimj} + \chi \cdot k_z \cdot \dot{z}_{pimj} + k_z \cdot z_{pimj}, \quad (32)$$

$$S_{pyimj} = a_{py} \cdot \ddot{y}_{pimj} + \chi \cdot k_y \cdot \dot{y}_{pimj} + k_y \cdot y_{pimj}, \quad (33)$$

де a_{pz} , a_{py} , k_z , k_y – задані параметри колії (інерційний та квазіпружний коефіцієнти); χ – коефіцієнт, який характеризує розсіювання енергії в основі залізничної колії.

За допомогою принципу Даламбера складені диференціальні рівняння коливань вагона:

$$\left(m_{car} + 4\frac{I_{xk}}{r^2}\right) \cdot \ddot{x} + 2m_{bl}h \cdot \ddot{\phi} - \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^2 T_{ximj} = 0, \quad (34)$$

$$(m + 2m_{bl}) \cdot \ddot{y} + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{cyij} - \sum_{n=1}^4 S_{gn} = 0, \quad (35)$$

$$(m + 2m_{bl}) \cdot \ddot{z} + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{czij} - (m + 2m_{bl}) \cdot g = 0, \quad (36)$$

$$(I_x + 2m_{bl} \cdot h^2 + 2I_{xbl}) \cdot \ddot{\theta} - h \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{cyij} + b \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^j \cdot S_{czij} = 0, \quad (37)$$

$$(I_y + 2m_{bl} \cdot \ell^2 + 2m_{bl} \cdot h^2 + 2I_{ybl}) \cdot \ddot{\phi} + 2m_{bl} \cdot h \cdot \ddot{x} + \ell \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^i \cdot S_{czij} = 0, \quad (38)$$

$$m_g \cdot \ddot{y}_g + \sum_{n=1}^4 S_{gn} = 0, \quad (39)$$

$$I_{zg} \cdot \ddot{\psi}_g + \ell_g \left(\sum_{n=1}^2 S_{gn} - \sum_{n=3}^4 S_{gn} \right) = 0, \quad (40)$$

$$\begin{aligned} & (I_z + 2m_{bl} \cdot \ell^2) \cdot \ddot{\psi} - (\ell_g + A_x) \sum_{n=1}^2 S_{gn} + (\ell_g - A_x) \sum_{n=3}^4 S_{gn} - \\ & - \ell \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^i S_{cyij} + \sum_{i=1}^2 S_{\psi i} = 0 \end{aligned} \quad (41)$$

$$2m_f \cdot \ddot{y}_{fi} - \sum_{j=1}^2 S_{cyij} + \sum_{m=1}^2 S_{fyimj} = 0, \quad (42)$$

$$2I_{zf} \cdot \ddot{\psi}_{fi} - \sum_{j=1}^2 S_{c\psi ij} - \sum_{i=1}^2 S_{\psi i} - \ell_1 \cdot \sum_{m=1}^2 S_{fyimj} + \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{f\psi imj} = 0, \quad (43)$$

$$m_f \cdot \ddot{z}_{fij} - S_{czij} + \sum_{m=1}^2 S_{fzimj} - m_f \cdot g = 0, \quad (44)$$

$$I_{yf} \cdot \ddot{\phi}_{fij} + \ell_1 \cdot \sum_{m=1}^2 (-1)^m S_{fzimj} = 0, \quad (45)$$

$$2I_{zk} \cdot \ddot{\psi}_{ki} + \sum_{j=1}^2 S_{c\psi ij} - \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{f\psi imj} + b_2 \cdot \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^j \cdot T_{ximj} = 0. \quad (46)$$

$$m_k \cdot \ddot{z}_{kim} - \sum_{j=1}^2 S_{fzimj} + \sum_{j=1}^2 S_{pzimj} - m_k \cdot g = 0, \quad (47)$$

$$I_{xk} \cdot \ddot{\theta}_{kim} - b_1 \cdot \sum_{j=1}^2 (-1)^j \cdot S_{fzimj} + \sum_{j=1}^2 \left[(-1)^j b_2 - r_{imj} \cdot f'(y_{imj}) \right] \cdot S_{pzimj} + \sum_{j=1}^2 r_{imj} \cdot T_{yimj} = 0, \quad (48)$$

$$m_k \cdot \ddot{y}_{kim} - \sum_{j=1}^2 (T_{yimj} + S_{fyimj}) + \sum_{j=1}^2 f'(y_{imj}) \cdot S_{pzimj} = 0, \quad (49)$$

$$m_p \cdot \ddot{y}_{pimj} + T_{yimj} + S_{pyimj} - f'(y_{imj}) \cdot S_{pzimj} = 0, \quad (i, m, j = 1, 2). \quad (50)$$

$$m_{car} = m + m_g + 2m_{bl} + 4m_f + 4m_k, \quad (51)$$

де m , m_g , m_{bl} , m_f , m_k , m_p – маси відповідно кузова, вантажу, надресорної балки, бокової рами, колісної пари та погонна маса рейки; I_x , I_y , I_z – моменти інерції кузова відносно головних центральних осей; I_{xbl} , I_{ybl} , I_{zbl} – моменти інерції надресорних балок відносно головних центральних осей; I_{yf} , I_{zf} – моменти інерції бічних рам відносно головних центральних осей; I_{xk} , I_{zk} – моменти інерції колісної пари відносно головних центральних осей.

Поперечні горизонтальні сили в пружно-дисипативних елементах між вантажем та кузовом вагона (лінійний пружно-в'язкий зв'язок):

$$S_{gn} = k_{gn} \cdot \Delta_{gn} + \beta_{gn} \cdot \dot{\Delta}_{gn}, \quad (n = 1, 2, 3, 4), \quad (52)$$

де k_g – поперечна горизонтальна жорсткість відповідних пружних елементів між вантажем та кузовом вагона; β_g – коефіцієнт в'язкого тертя відповідних пружних елементів між вантажем та кузовом вагона у поперечній горизонтальній площині.

На надресорні балки діють сили, які відповідають відносним переміщенням надресорних балок та бокових рам [20, 82]:

$$S_{csij} = k_{cs} \cdot \Delta_{csij} + \beta_{cs} \cdot \dot{\Delta}_{csij} + F_{cs} \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{csij}, \quad (s = y, z, \psi), \quad (53)$$

де k_{cs} – жорсткості ресорного комплексу центрального підвішування візка при згинанні (k_{cy}), стисканні (k_{cz}) та скручуванні ($k_{c\psi}$); β_{cs} – коефіцієнти в'язкого тертя відповідних демпферів (якщо мають місце демпфери в'язкого тертя); F_{cs} – амплітудні значення сил сухого тертя відповідних демпферів; переміщення Δ_{csij} визначаються формулами (14)-(16).

Сили, які виникають між боковими рамами та колісними парами, визначаються наступним чином:

$$S_{fsimj} = k_{fs} \cdot \Delta_{fsimj} + \beta_{fs} \cdot \dot{\Delta}_{fsimj} + F_{fs} \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{fsimj}, \quad (s = y, z, \psi), \quad (54)$$

де k_{fs} – жорсткості комплектів пружин буксового ступеня підвішування при згинанні (k_{fy}), стисканні (k_{fz}) та скручуванні ($k_{f\psi}$) бокових рам; β_{fs} – коефіцієнти в'язкого тертя відповідних демпферів (якщо встановлені демпфери в'язкого тертя); F_{fs} – амплітудні значення сил сухого тертя відповідних демпферів. Переміщення Δ_{fsimj} визначаються виразами (17)-(19).

При вилянні надресорних балок відносно кузова у площині спирання п'яти на підп'ятник діє момент сил сухого тертя $S_{\psi i}$ [79]:

$$S_{\psi i} = S_{\psi} \cdot \text{sign} \Delta_{\psi i}, \quad (55)$$

де S_{ψ} – амплітудне значення моменту.

Рівняння (34)-(50) описують рух вагона по прямій ділянці колії. У випадку руху по криволінійній ділянці колії необхідно використовувати координати в стаціонарній системі [79]:

$$q^a = q + q^e, \quad (56)$$

де q , q^e — координати відносного та переносного руху, останні (та їх похідні) визначаються рівнянням кривої. Координати q^e є функціями, які залежать від параметрів кривої та залізничної колії, пройденого центром маси вагона.

3.2. Рівняння коливань кузова чотирьохвісного вантажного вагону

Розглянемо коливання кузова чотирьохвісного вантажного вагону на візках стандартної моделі. При виборі розрахункової схеми припустимо, що кузов вагона являє собою тіло, яке деформується, тобто вважатимемо, що при згинанні кузов має кінцеву жорсткість у вертикальній та горизонтальній площині. Колісні пари та бокові рами візків, які мають у вертикальній площині велику жорсткість, як і раніше, вважатимемо твердими тілами. Щоб перейти від континуальної системи до дискретної системи, скористаємося методом зосереджених мас. Кузов вагона (рис. 3.2) представимо у вигляді невагомої пружної балки постійної жорсткості з сімома зосередженими масами. При дослідженні коливань порожнього вагона інерційні коефіцієнти дорівнюватимуть масам відповідних частин конструкції кузова. У разі завантаженого вагона до цих мас слід додати масу вантажу. Великоваговий вантаж розглядався як тверде тіло. У такому разі при дослідженні коливань вагона система має 54 ступені свободи [81].

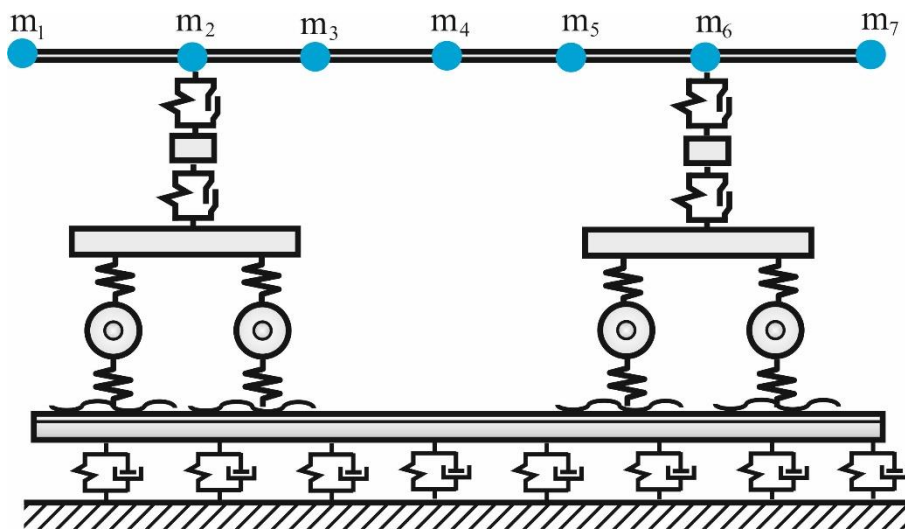


Рисунок 3.2. Схематичний вигляд чотирьохвісного вантажного вагону

Коливання механічної системи «екіпаж–колія», де кузов розглядається як абсолютно тверде тіло, описані системою диференціальних рівнянь (34)-(51). У разі коли кузов вагону розглядається як дискретна багатомасова система з пружними зв'язками між масами, рівняння (34)-(36) набудуть наступного вигляду:

$$\left(\sum_{k=1}^7 m_k + m_g + 2m_{bl} + 4m_f + 4m_{ws} + 4 \frac{I_{yws}}{r^2} \right) \cdot \ddot{x} + 2m_{bl}h_w \cdot \ddot{\varphi} - \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{j=1}^2 T_{ximj} = 0 \quad (57)$$

При малих коливаннях системи, зображеної на рис. 3.2, при вертикальному переміщенні зосередженої маси в парціальній системі на величину Δ виникає переміщення маси в горизонтальному напрямку δ , яке є величиною вищого порядку малості. Якщо не враховувати δ , тобто вважати, що при вертикальному переміщенні зосередженої маси реакції у всіх горизонтальних опорах дорівнюють 0 (та навпаки), то квазіпружні коефіцієнти дорівнюватимуть $c_{ke}=c_{ek}=0$ $k=1,2,\dots,7$; $e=8,9,\dots,14$. Завдяки цьому рівняння Лагранжа (35-36) у розгорнутому вигляді являють собою дві незалежні одна від одної системи диференціальних рівнянь:

$$m_k \cdot \ddot{z}_k + c_{k1} \cdot z_1 + c_{k2} \cdot z_2 + \dots + c_{k7} \cdot z_7 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{czij} - \left(\sum_{k=1}^7 m_k + 2m_{bl} \right) \cdot g = 0, \quad (58)$$

$$m_k \cdot \ddot{y}_e + c_{e8} \cdot y_8 + c_{e9} \cdot y_9 + \dots + c_{e14} \cdot y_{14} + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 S_{cyij} - \sum_{n=1}^4 S_{gn} = 0. \quad (59)$$

Інерційні коефіцієнти в шкворневих перерізах дорівнюватимуть $a_{22}=a_{99}=m_2+m_{bl}$ та $a_{66}=a_{1313}=m_6+m_{bl}$. Сили, які діють з боку вантажу S_{gn} ; на надресорні балки S_{csij} , які виникають між боковими рамами та колісними парами S_{fsimj} ; момент сил сухого тертя при вилянні надресорних балок відносно кузова $S_{\psi i}$; а також сили, що діють на колеса з боку рейки, S_{psimj} визначаються відповідно до [79-81].

Наведена математична модель механічної системи «екіпаж–колія» є основою пакету прикладних програм. Система диференціальних рівнянь має динамічні зв'язки між координатами та приведена до нормальної форми Коші. Для інтегрування рівнянь руху вантажного вагону у складі поїзда використано комбінований метод. Початок рішення (розгін) – проведено з допомогою методу Рунге-Кутта, а продовження з допомогою ітераційного методу Адамса-Башфорта.

3.3. Методика визначення зусиль та оцінки міцності кузова вантажного вагону при перевезенні продукції металургійного виробництва

Дослідження пов'язані з підвищенням надійності розміщення та фіксації вантажів у вагонах та спеціальних ємностях є безумовно актуальною та своєчасною. Її вирішення потребує врахування значної кількості чинників які впливають як на безпеку руху так і на економічні аспекти перевезення вантажів залізничним транспортом. Аналіз схем розміщення та фіксації продукції металургійного виробництва в піввагонах показав наявність різних підходів до її закріплення та розміщення. Аналіз зусиль та оцінка міцності кузова наведені на прикладі піввагона при перевезенні катаного дроту в бунтах.

Під час розробки схем розміщення та закріплення вантажів важливо дотримуватися вимог щодо допустимих меж зміщення центру ваги. Також необхідно враховувати ймовірне зміщення вантажу під час залізничного

транспортування. У роботах [28, 29] розглядається вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги великовагового вантажу (з урахуванням швидкості руху) на ключові динамічні параметри: максимальні значення коефіцієнтів динамічної добавки як для обресорених, так і для необресорених частин, максимальне співвідношення рамної сили до статичного навантаження на вісь, а також коефіцієнт стійкості колеса до сходження з рейок.

Розрахунок інерційних сил здійснюється відповідно до методичних положень, викладених у Главі 1 Додатку 3 до СМГС [12]. Центр ваги вантажу (ЦВВ) приймається точкою прикладання поздовжніх, поперечних і вертикальних інерційних сил. Визначення висоти загального центру ваги вагона разом із вантажем виконується за такою формулою:

$$H_{\text{ЦВ}}^0 = \frac{Q_{\text{В1}} \cdot h_{\text{В1}} + Q_{\text{В2}} \cdot h_{\text{В2}} + \dots + Q_{\text{Вn}} \cdot h_{\text{Вn}} + Q_{\text{Т}} \cdot H_{\text{ЦВ}}^{\text{пор}}}{Q_{\text{В}} + Q_{\text{Т}}}, \quad (60)$$

де $Q_{\text{Т}}$ – маса тари вагона, т; $h_{\text{В1}}, h_{\text{В2}}, \dots, h_{\text{Вn}}$ – висота ЦВ одиниць вантажу від рівня головок рейок (РГР), м; $H_{\text{ЦВ}}^{\text{пор}}$ – висота ЦВ порожнього вагона над РГР, 1,13 м. Якщо отримане значення не перевищує допустиме (2,3 м), стійкість вагона забезпечується.

Допустиме поздовжнє зміщення загального центру ваги вантажу в 4-вісному вагоні визначається лінійною інтерполяцією:

$$\ell_{\text{В-69}} = \ell_{\text{В-67}} - \frac{\ell_{\text{В-67}} - \ell_{\text{В-70}}}{70 - 67} \cdot (69 - 67). \quad (61)$$

При завантаженні $\ell_{\text{В-67}} = 200$ мм. При транспортуванні $\ell_{\text{В-67}} = 260$ мм. Подальший розрахунок зусиль, що діють на кузов піввагону при перевезенні дроту в бунтах, а також оцінка міцності кузова проводиться при максимально можливому значенні поздовжнього зміщенні загального центру ваги вантажу.

Поздовжню інерційну силу визначають за формулою:

$$F_{\text{пр}} = a_{\text{пр}} \cdot Q_{\text{В}}, \quad (62)$$

де Q_6 – маса вантажу з урахуванням оснастки; a_{np} – питома поздовжня сила, яка знаходиться за формулою:

$$a_{np} = a_{22} - \frac{Q_B \cdot (a_{22} - a_{94})}{72}, \quad (63)$$

де a_{22}, a_{94} – питомі поздовжні інерційні сили, $a_{22}=1,2$ тс/т, $a_{94}=0,97$ тс/т.

Поперечна інерційна сила визначена за формулою:

$$F_{II} = a_{II} \cdot Q_B, \quad (64)$$

де a_{II} – питома поперечна інерційна сила, яка знаходиться за формулою:

$$a_{II} = a_c + \frac{2 \cdot (a_{ш} - a_c) \cdot \ell_B}{L_B}, \quad (65)$$

де $a_c, a_{ш}$ – питома поперечна інерційна сила для вантажу, що розміщений всередині вагона та над шворневою балкою відповідно, $a_c=0,33$ тс/т, $a_{ш}=0,55$ тс/т; ℓ_B – відстань від загального ЦВ вантажу до вертикальної площини, що проходить через поперечну вісь вагона, м; L_B – база вагона, м.

Вертикальна інерційна сила визначається за формулою:

$$F_B = a_B \cdot Q_B, \quad (66)$$

де a_B – питома вертикальна інерційна сила:

$$a_B = 250 + k \cdot \ell_B + \frac{2140}{Q_B}, \quad (67)$$

де $k=5$ – коефіцієнт завантаження на один вагон.

Вітрове навантаження визначається за формулою:

$$W_{II} = 50 \cdot S_{II} / 1000, \quad (68)$$

де S_{II} – площа навітряної поверхні вантажу, м².

Сили тертя визначаються наступним чином:

– в поздовжньому напрямку:

$$F_{тр}^{np} = Q_B \cdot \mu, \quad (69)$$

де μ – коефіцієнт тертя, $\mu = 0,3$ (сталь по сталі);

– в поперечному напрямку:

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = Q_{\text{в}} \cdot \mu \cdot (1 - a_{\text{в}}). \quad (70)$$

Поздовжня інерційна сила, яку необхідно погасити:

$$\Delta F_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}}^{\text{пп}}. \quad (71)$$

Поперечна інерційна сила яку необхідно погасити:

$$\Delta F_{\text{п}} = n \cdot (F_{\text{п}} + W_{\text{п}}) - F_{\text{тр}}^{\text{п}}. \quad (72)$$

де n – коефіцієнт який приймається 1,0 для МТУ, $W_{\text{п}}$ – вітрове навантаження.

Поперечні сили визначаються за наведеною методикою з урахуванням дії розпірних навантажень на бічні стінки вагона, що виникають від розміщених у ньому бунтів. Згідно зі схемою розташування бунтів (рис. 1.7, б), навантаження передається на одну з бічних стінок від верхнього ярусу, а на протилежну — від нижнього. На рис. 3.3 проілюстровано дію розпірних сил на бічні стінки вагона, а на рис. 3.4 наведено розрахункову схему для визначення цих навантажень. Відповідні геометричні параметри становлять: $L = 0,572$ м; $\ell = 0,252$ м; $r = 0,625$ м. Необхідно визначити реакції в опорах, позначених точками А і Б, які виникають у верхньому ярусі під дією бунта масою 2,5 т.

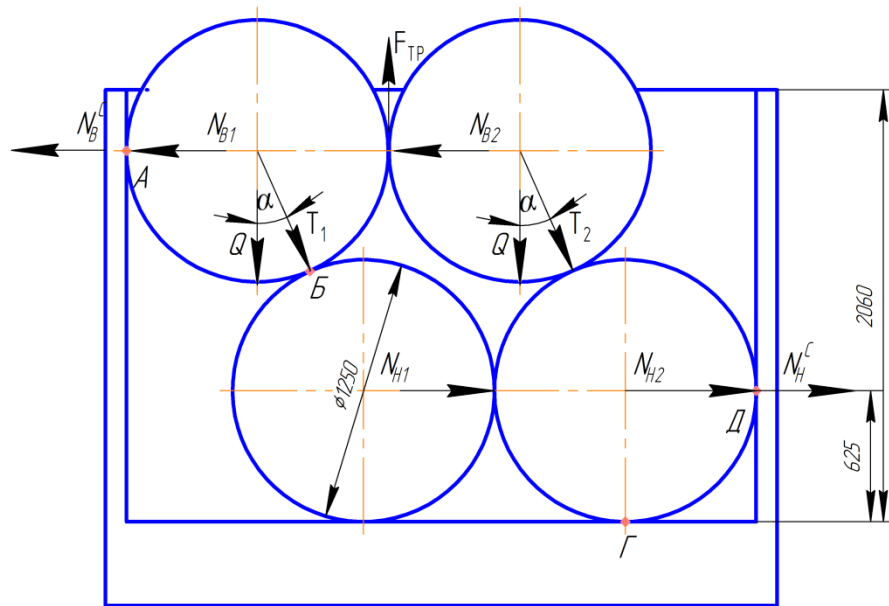


Рисунок 3.3. Розпiрні навантаження вiд бунтiв

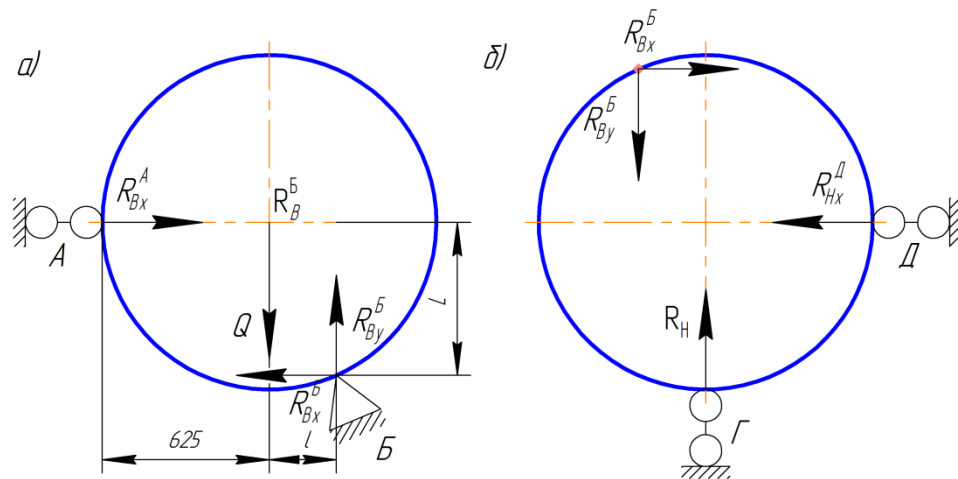


Рисунок 3.4. Розрахункова схема по визначенню розпiрних навантажень

Проекція сил на вісь Y (рис. 3.4, а):

$$R_{By}^B - Q = 0 \Rightarrow R_{By}^B = Q = 2,5 \text{ тс.} \quad (73)$$

Момент сил відносно точки B (рис. 3.4, а):

$$\sum M^B = Q \cdot \ell - R_{Bx}^A \cdot L = 0 \Rightarrow R_{Bx}^A = \frac{Q\ell}{L}. \quad (74)$$

Після підстановки отримаємо $R_{By}^B = 2,5 \text{ тс}$, $R_{Bx}^A = 1,1 \text{ тс}$.

Проекція сил на вісь X (рис. 3.4, а):

$$R_{Bx}^B - R_{Bx}^A = 0 \Rightarrow R_{Bx}^B = R_{Bx}^A = 1,1 \text{ тс.} \quad (75)$$

Таким чином, сила N_{B1} (рис. 3.3), дорівнює реакції опори R_{Bx}^A та становить 1,1 тс. Від двох сусідніх бунтів сумарне розпірне навантаження N_B^C буде дорівнювати сумі сил N_{B1} й N_{B2} та становитиме 2,2 тс.

Реакцію R_{Hx}^D в точці D визначимо зробивши проєкція сил на вісь X (рис. 3.4 б):

$$R_{Bx}^B - R_{Hx}^D = 0 \Rightarrow R_{Hx}^D = R_{Bx}^B. \quad (76)$$

Підставивши значення отримуємо $R_{Hx}^D = 1,1$ тс.

Таким чином, сила N_{H2} (рис. 3.3) дорівнює реакції опори R_{Hx}^D та становить 1,1 тс. Від двох сусідніх бунтів сумарне розпірне навантаження N_H^C буде дорівнювати сумі сил N_{H1} і N_{H2} та становитиме 2,2 тс.

У зв'язку з цим сумарне розпірне навантаження на елементи бічної стіни вагона відповідно до схеми розміщення бунтів (рис. 3.3) становить по 6,6 тс для верхнього та нижнього ярусу.

Згідно зі схемою розміщення бунтів в вагоні (рис. 1.7, б), розпірні навантаження від верхнього ярусу діють на одну кутову стійку і 3 бічних на рівні 1,835 м при висоті верхньої обв'язки 2,05 ... 2,36 м, а від нижнього ярусу на висоті 1,125 м від рівня підлоги. Допустиме навантаження на елементи бічної стіни при вищевказаних висотах прикладання навантаження [12]:

- бічна стіна на висоті 1,125 м – [3,014] тс;
- бічна стіна на висоті 1,835 м – [1,409] тс;
- кутова стійка на висоті 1,125 м – [10,15] тс;
- кутова стійка на висоті 1,835 м – [5,463] тс.

Сумарне розпірне навантаження N_{BH}^C від верхнього N_B^C та нижнього N_H^C ярусів складає 12,12 тс.

Непогашена поперечна інерційна сила, що діє від верхнього $\Delta F_{\text{вп}}$ та нижнього $\Delta F_{\text{нп}}$ ярусів, визначається за формулою (72). Сумарне навантаження від розпірних й інерційних сил визначається за формулою:

$$N = N_{\text{ВН}}^C + \Delta F_{\text{ВП}} + \Delta F_{\text{НП}}. \quad (77)$$

Сумарне допустиме навантаження на елементи бічної стіни:

$$[R] = 3 \cdot [R_{\text{СТ}}^B] + 3 \cdot [R_{\text{СТ}}^H] + 1 \cdot [R_{\text{УГ}}^B] + 1 \cdot [R_{\text{УГ}}^H]. \quad (78)$$

де $R_{\text{СТ}}^B$, $R_{\text{СТ}}^H$ – допустимі навантаження на бічну стійку відповідно у точці дотику з верхнім та нижнім рядом бунтів; $R_{\text{УГ}}^B$, $R_{\text{УГ}}^H$ – допустимі навантаження на кутову стійку відповідно у точці дотику з верхнім та нижнім рядом бунтів.

Сумарне допустиме навантаження на елементи бічної стіни вагона повинні бути менше допустимих.

3.4. Визначення питомих інерційних сил та сумарних навантажень для оцінки міцності кузова вантажного вагону

Метою представленої роботи є поглиблене вивчення зусиль, які сприймаються кузовом піввагону при перевезенні дроту в бунтах та оцінка міцності кузова. При визначенні способів розміщення та фіксації вантажу відповідно до наказу [24], технічна документація на транспортування вантажів у непередбачений нормативними актами спосіб повинна містити наступну інформацію:

- поздовжні горизонтальні інерційні сили, що виникають під час руху поїзда в процесі розгону та гальмування, а також при зіткненні вагонів під час маневрових операцій і розпуску на сортувальних гірках;
- поперечні горизонтальні інерційні сили, що виникають під час руху вагона, зокрема при його вписуванні в криві та перехідні ділянки колії;
- вертикальні інерційні сили, що викликаються прискореннями при коливаннях вагона, що рухається;
- тиск від сили вітру;
- визначення стійкості вагона разом із вантажем і вантажем всередині вагону;
- навантаження на візки вагона;
- сили тертя.

Методика розрахунку стійкості вагона з вантажем та вантажу у вагоні передбачає визначення додаткового вертикального навантаження на колесо, що виникає внаслідок дії відцентрових сил та вітрового навантаження, однак не враховує динамічні процеси, які виникають під час руху вагонів залізничною колією з вертикальними та горизонтальними нерівностями [12].

Поперечні горизонтальні інерційні сили, які виникають під час руху вагона та при вписуванні його в криволінійні й перехідні ділянки колії, характеризуються питомою поперечною інерційною силою. Питома поперечна інерційна сила у фізичному сенсі є коефіцієнтом горизонтальної динаміки по обресореній частині вагона (кузова завантаженого вагона).

Відповідно до нормативної документації [12] питома поперечна інерційна сила $a_{\text{п}}$ залежать лише від поздовжнього зміщення загального центру ваги вантажу в 4-вісному вагоні або відстані від ЦВ вантажу до вертикальної площини, що проходить через поперечну вісь вагона $\ell_{\text{в}}$.

Поздовжні горизонтальні інерційні сили, які виникають під час руху в процесі розгону та гальмування поїзда, при зіткненні вагонів під час маневрів та розпуску з сортувальних гірок повинні визначатися за одночасної наявності експлуатаційних поздовжніх сил та поздовжнього зміщення загального центру ваги вантажу у вагоні. Питома поздовжня сила $a_{\text{пр}}$ залежить тільки від режиму завантаження вагону (порожній або завантажений).

Вертикальні інерційні сили, які утворюються прискореннями при коливаннях вагона під час руху, характеризуються питомою вертикальною інерційною силою $a_{\text{в}}$. Питома вертикальна інерційна сила у фізичному сенсі є коефіцієнтом вертикальної динаміки по обресореній частині вагона (кузова завантаженого вагона). Визначається питома вертикальна інерційна сила $a_{\text{в}}$ також лише від поздовжнього зміщення загального центру ваги вантажу $\ell_{\text{в}}$.

Зазначені питомі інерційні сили не враховують одночасну наявність поперечного зміщення загального центру ваги вантажу в 4-вісному вагоні $b_{\text{см}}$.

Максимальні коефіцієнти динамічної добавки обресорених $K_{\text{дв}}^{\circ}$ і необресорених частин $K_{\text{дв}}^{\text{но}}$, максимальне відношення рамної сили до статичного

осьового навантаження $K_{дт}$ та коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок $K_{ст}$ використовують для вивчення динамічних сил, що діють на складові частини візка або кузова вагона. Нормативні значення динамічних показників елементів вагона відповідно до нормативної документації наведені у таблиці 3.2 [82].

Таблиця 3.2. Нормативні значення динамічних показників елементів вагона.

Показник	Рівень оцінки	Допустимі значення	
		порожній	завантажений
Максимальний коефіцієнт динамічної добавки обресорених частин (коефіцієнт вертикальної динаміки центрального ступеня підвішування) $K_{дв}^o$	відмінно	0,5	0,2
	добре	0,6	0,35
	задовільно	0,7	0,4
	допустимий	0,75	0,65
Максимальний коефіцієнт динамічної добавки необресорених частин (коефіцієнт вертикальної динаміки буксового ступеня підвішування) $K_{дв}^{но}$	відмінно	0,6	0,5
	добре	0,75	0,7
	задовільно	0,85	0,8
	допустимий	0,98	0,9
Максимальне відношення рамної сили до статичного осьового навантаження (коефіцієнт горизонтальної динаміки) $K_{дт}$	відмінно	0,25	0,2
	добре	0,3	0,25
	задовільно	0,38	0,3
	допустимий	0,4	0,38
Коефіцієнт стійкості від сходу колеса з рейок $K_{ст}$	допустимий	1,3	

Аналітичне моделювання по визначення питомих інерційних сил проводилося з використанням моделі просторових коливань вагона під час руху по кривій радіусом 200 м та підвищенням зовнішньої рейки 150 мм. Максимальна

допустима швидкість руху вантажних поїздів становить 55 км/год. Відповідно до [12] питомі інерційні сили визначені до швидкості руху 100 км/год включно.

На рис. 3.5-3.6 представлені результати моделювання за наявності поздовжніх зміщень загального центру ваги вантажу у напрямку переднього візка при $H_{цв}^0 = 2,296$ м.

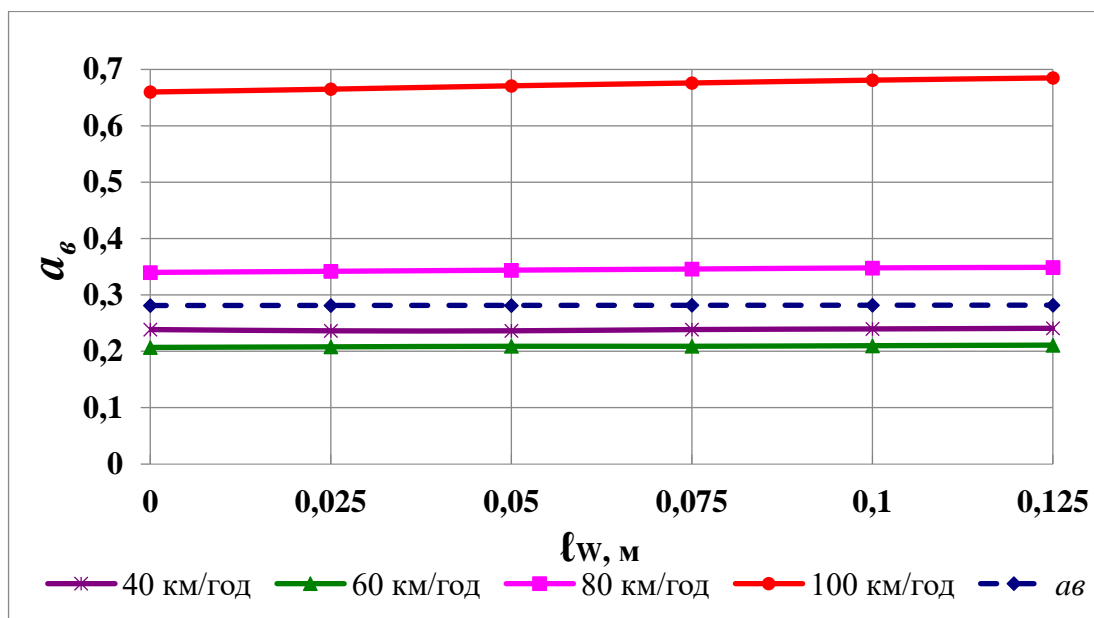


Рисунок 3.5. Питома вертикальна інерційна сила

З рис. 3.5 видно, що при допустимих поздовжніх зміщеннях загального центру ваги вантажу у вагоні, значення питомої вертикальної інерційної сили практично не змінюються і в значно більшій мірі залежать від швидкості руху. Розмір визначений по (67) у середньому на 58.15% менше розрахункових значень швидкості руху 100 км/год.

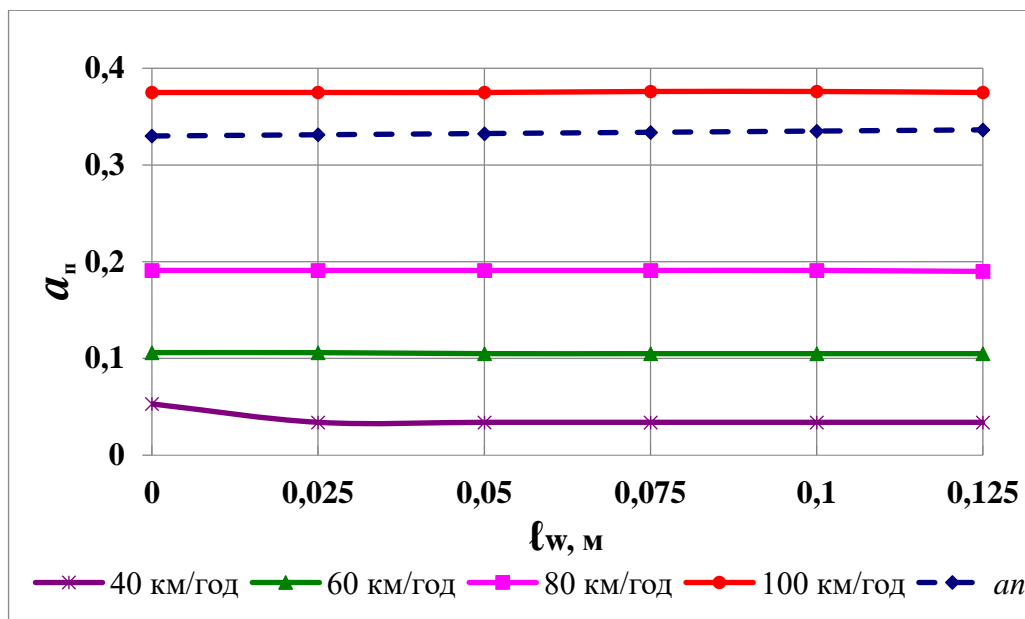


Рисунок 3.6. Питома поперечна інерційна сила

Значення питомої поперечної інерційної сили (рис. 3.6) також значно більше залежать від швидкості руху. Значення a_n визначені по (65) загалом на 11,23% менше розрахункових значень для швидкості руху 100 км/год.

Для дослідження впливу висоти загального центру ваги завантаженого вагона на величини питомих інерційних сил виконано розрахунки при $H_{\text{цв}}^{\circ} = 1,8$ м. Питома вертикальна інерційна сила представлена на рис. 3.7.

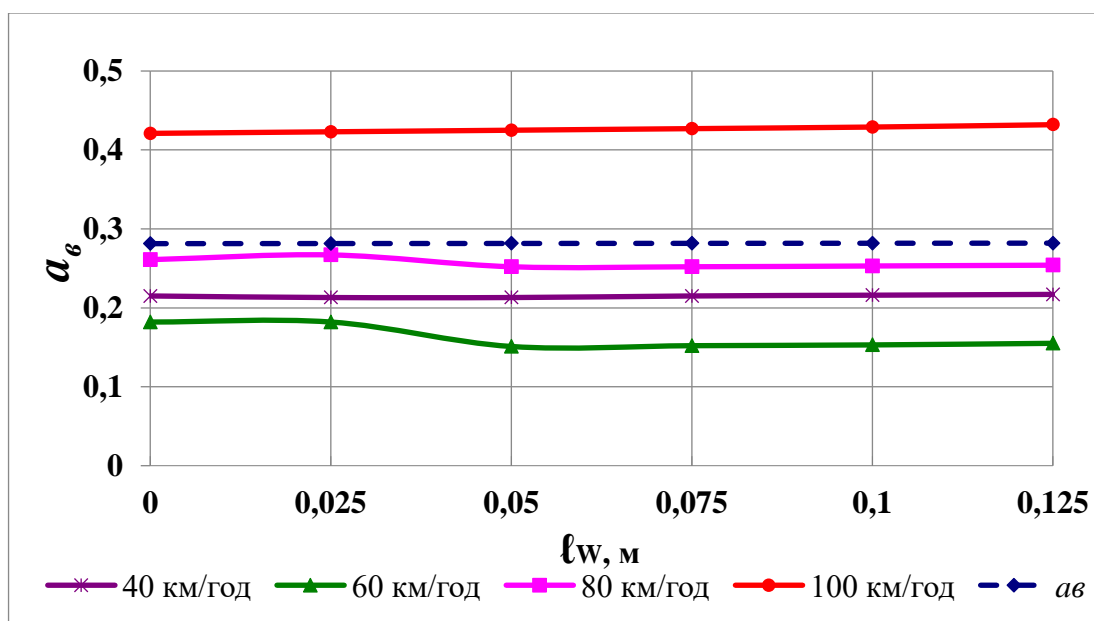


Рисунок 3.7. Питома вертикальна інерційна сила

Величина a_v визначена по (67) загалом на 33,92% менше розрахункових значень швидкості руху 100 км/год.

Питома поперечна інерційна сила представлена рис. 3.8. Значення a_n визначені по (65) у середньому на 4,17% менше розрахункових значень для швидкості руху 100 км/год.

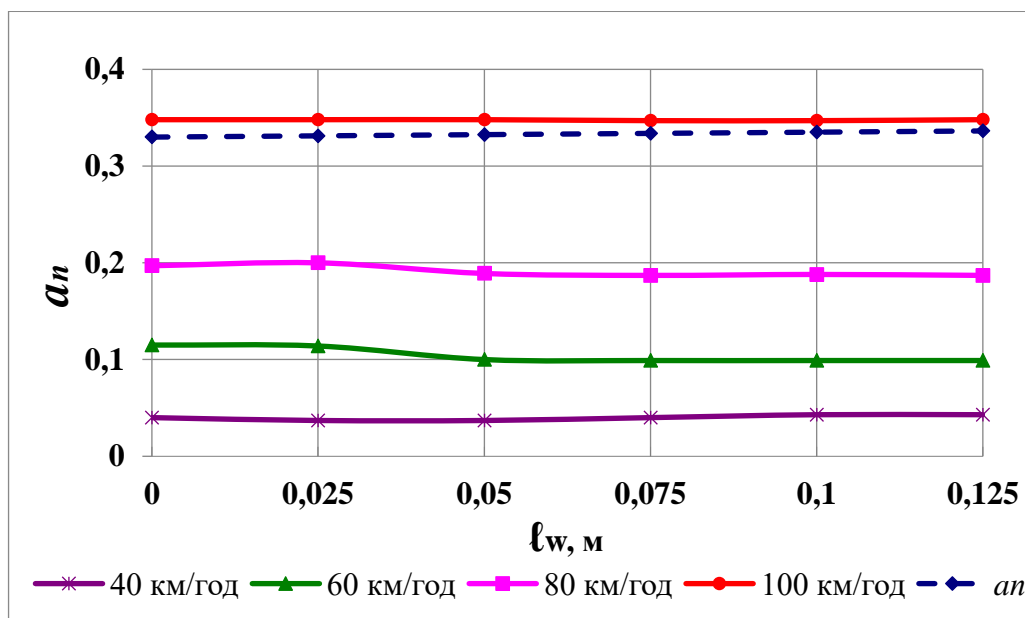


Рисунок 3.8. Питома поперечна інерційна сила

Аналізуючи отримані результати, можна дійти висновку, що значення питомих вертикальних та поперечних інерційних сил значно більшою мірою залежить від швидкості руху. Висота ЦВ та поздовжнє зміщення при русі вантажних поїздів з максимально допустимими швидкостями у кривих ділянках колії при непогашеному прискоренні $0,3 \text{ м/с}^2$ помітного впливу не має.

При зміщенні ЦВВ у бік заднього візка величини питомих інерційних сил менше ніж на 1% представлених. Напрямок поздовжнього зміщення по ходу руху вагона на значення питомих інерційних сил не має суттєвого впливу.

Таким чином, при русі вагона в кривій радіусом 200 м з максимально допустимою швидкістю міцність елементів кузова вагона буде забезпечена.

При проведенні теоретичних досліджень встановлено, що під час руху завантаженого вагона зі швидкостями до 100 км/год мінімальні значення коефіцієнта стійкості від сходу колеса з рейок не нижче 1,2. Отримані результати свідчать про безпеку руху на криволінійних ділянках залізничної колії.

Відповідно до [12] для досліджуваного вантажу допускається поперечне зміщення загального центру ваги вантажу в 4-вісному вагоні b_w при завантаженні 70мм, а при транспортуванні 100 мм.

У роботах [28, 29] було встановлено, що поздовжні зміщення центру ваги вантажу значно менше впливають на динамічні сили, що виникають під час руху вантажних вагонів, ніж поперечне зміщення або наявність одночасного зміщення в обох напрямках від осі симетрії рухомого складу. Необхідно враховувати можливість поперечного зміщення, визначеного нормативною документацією, оскільки воно призводить до суттєвої зміни коефіцієнта запасу стійкості від сходу коліс із рейок. Отримані результати свідчать про доцільність проведення подальших досліджень у цьому напрямку.

Особливої актуальності на транспорті набули розрахунки на міцність. Це викликано насамперед широким застосуванням зварних конструкцій, підвищенням швидкостей руху як наслідок, зростанням динамічних навантажень на вузли вагонів. Відсутність надійних методів прогнозування міцності та довговічності конструкцій, що працюють в умовах випадкового навантаження, може призвести до передчасного виходу з експлуатації деталей вагонів і невиправданих економічних втрат в експлуатації. Оцінка міцності конструкцій полягає зазвичай у зіставленні характеристик міцності, які визначають опір навантаженням, що постійно змінюються в процесі експлуатації, з характеристиками навантаження, під впливом якого в конструкції відбувається накопичення ушкоджень.

На Рисунках 3.9-3.10 представлені сумарні навантаження від розпірних і інерційних сил при висоті центру ваги вантажу 2,296 м та 1,8 м.

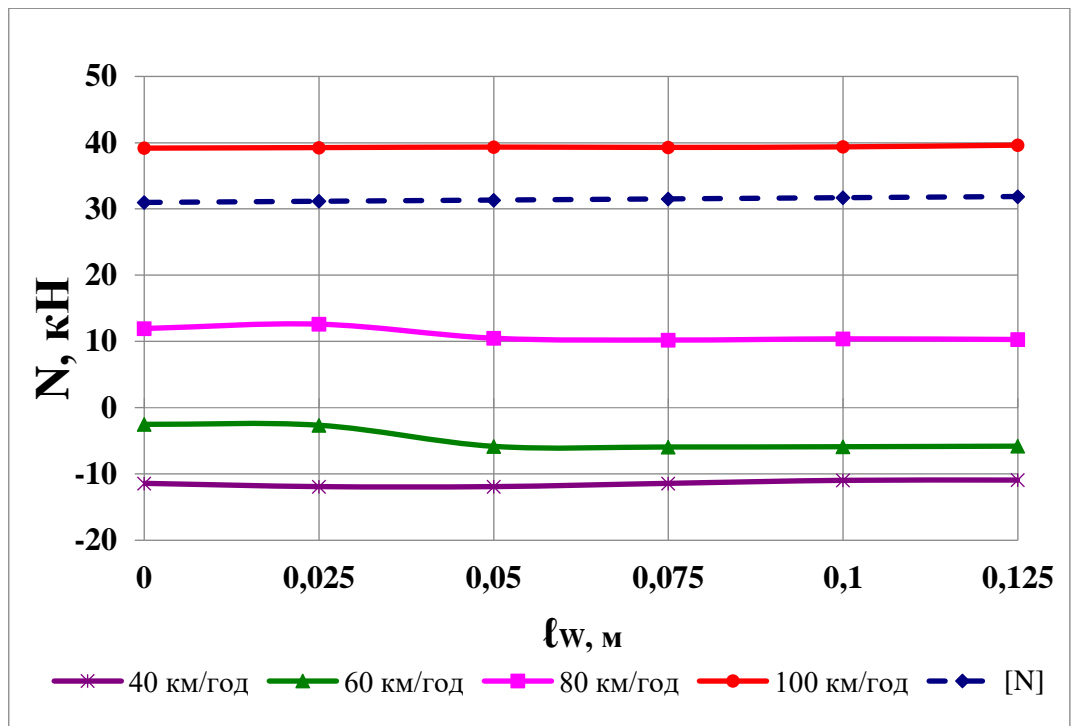


Рисунок 3.9. Сумарні навантаження від розпірних і інерційних сил при висоті центру ваги вантажу 2,296 м

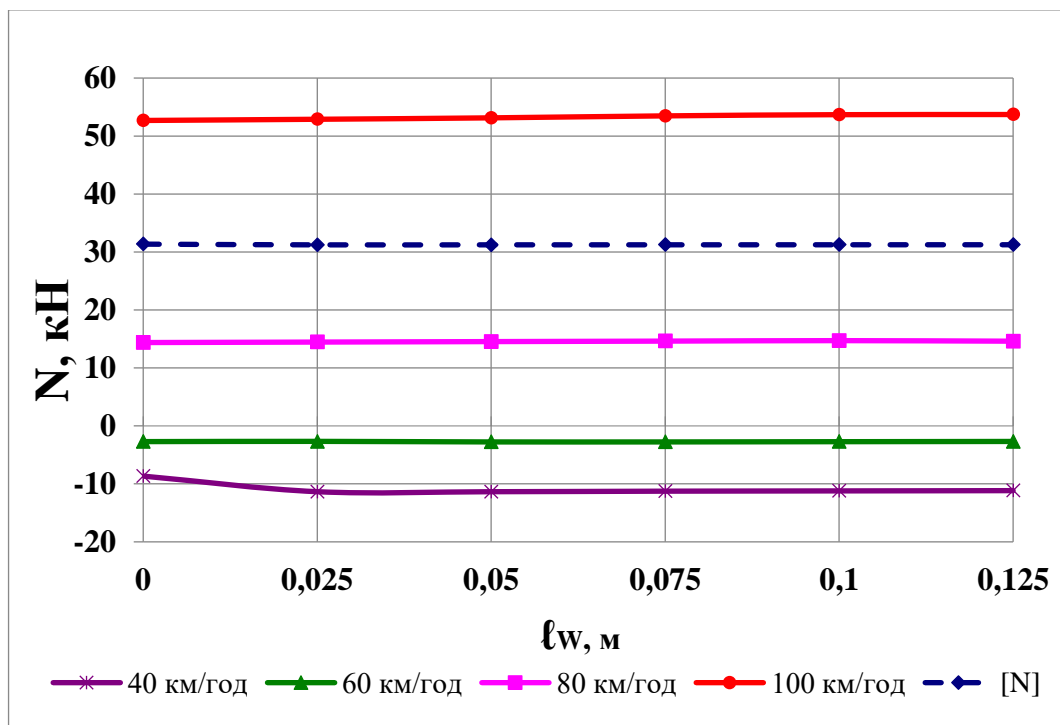


Рисунок 3.10. Сумарні навантаження від розпірних і інерційних сил при висоті центру ваги вантажу 1,8 м

Для піввагону який перевозив бунти катаного дроту та був задіяний в транспортній події на перегоні «Воскобійня – Верхньодніпровськ» сумарна допустиме навантаження на елементи бічної стіни становить $[R] = 39,18$ тс.

Сумарна допустиме навантаження на елементи бічної стіни визначається за формулою (78).

З Рисунків 3.9-3.10 видно, що міцність кузова вантажного вагону залежить від швидкості руху. Міцність кузова вагона зберігається при швидкостях руху до 80 км/год. При значенні швидкості руху 100 км/год умова міцності вже не виконується.

3.5. Аналіз впливу вантажу на основні складові частини вантажного рухомого складу

Попередні теоретичні дослідження, наведені у [28], засвідчили, що за умови поперечного або комбінованого (поперечного та поздовжнього) зміщення центра ваги вантажу на відстань понад $A_y = 0,15$ м спостерігається істотне зниження коефіцієнта запасу стійкості щодо сходження з рейок, що значно підвищує ймовірність аварійного сходження рухомого складу.

Для встановлення впливу тільки поперечного або спільного поперечного та поздовжнього зсуву центру тяжіння вантажу на фактор зносу коліс та рейок досліджувався стаціонарний рух вантажного вагону під час руху по правій кривій радіусом 200 м та підвищенням зовнішньої рейки 150 мм. Таким чином, ліве колесо першої колісної пари є набігаючим на зовнішню рейку. Ходові частини вагона, поверхня катання колеса й профіль головки рейки передбачалися у нормальному технічному стані. Зміщення центру тяжіння вантажу в поперечному та спільному поперечному та поздовжньому напрямках розглядалися в межах $A_y \rightarrow -0,15 \div 0,15$ м та $A_x \rightarrow 0; 0,15$ м.

Графіки зміни досліджуваних показників при русі в криволінійній ділянці колії приводяться на рис. 3.9-3.29. Зсув у поздовжньому напрямку (рис. 3.9- 3.15) розглядався в межах від 0 до $A_x = 0,3$ м. Для поглибленого аналізу фізичних

процесів, що виникають під час ковзання гребня колеса по боковій поверхні рейки, необхідно дослідити залежності направляючої сили та кута набігання колісної пари.

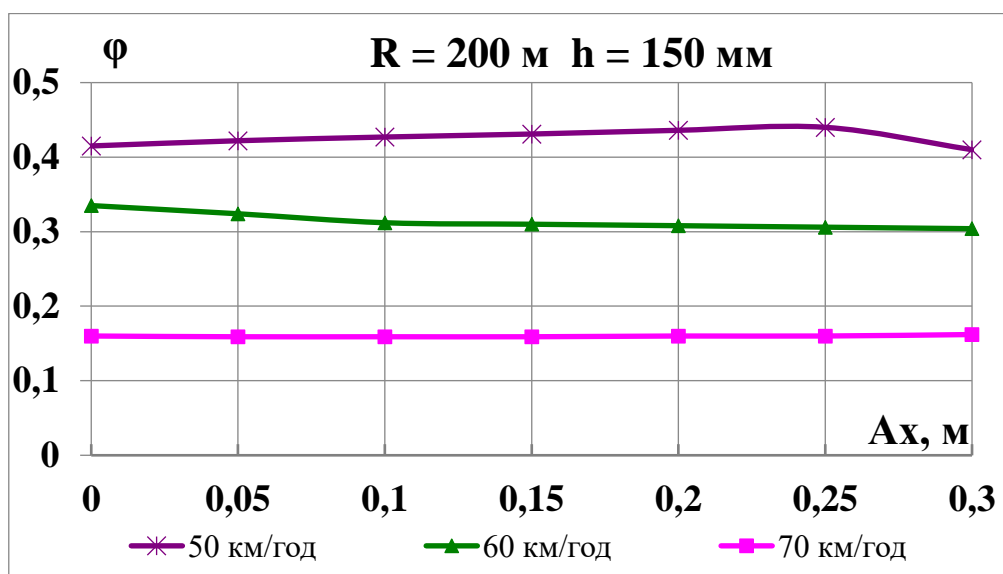


Рисунок 3.9. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку по фактору зносу

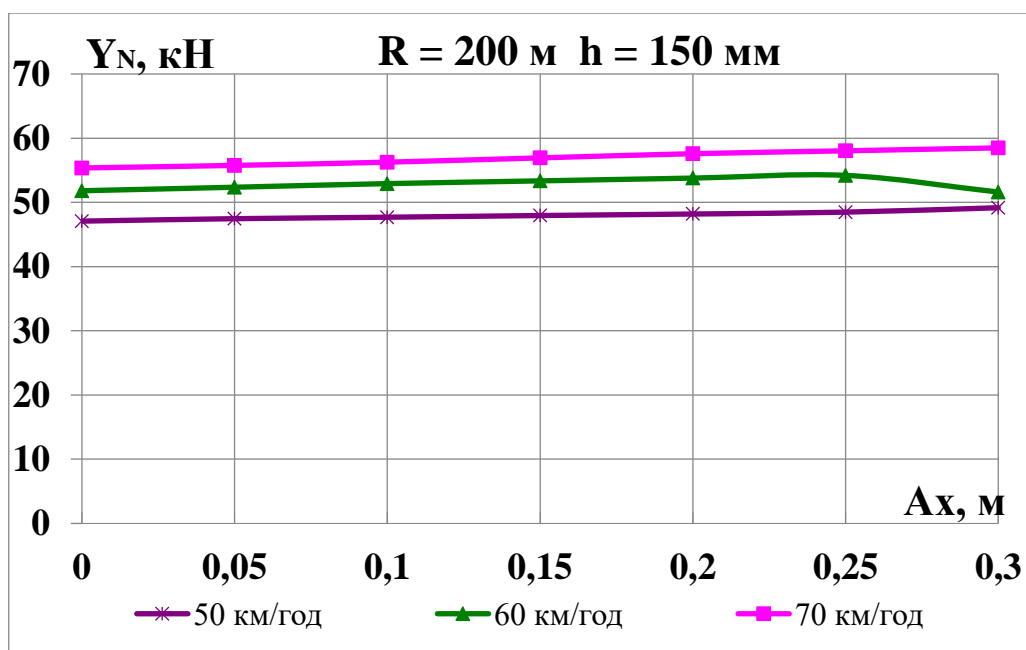


Рисунок 3.10. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку по направляючої сили, що діє з боку колії на колесо

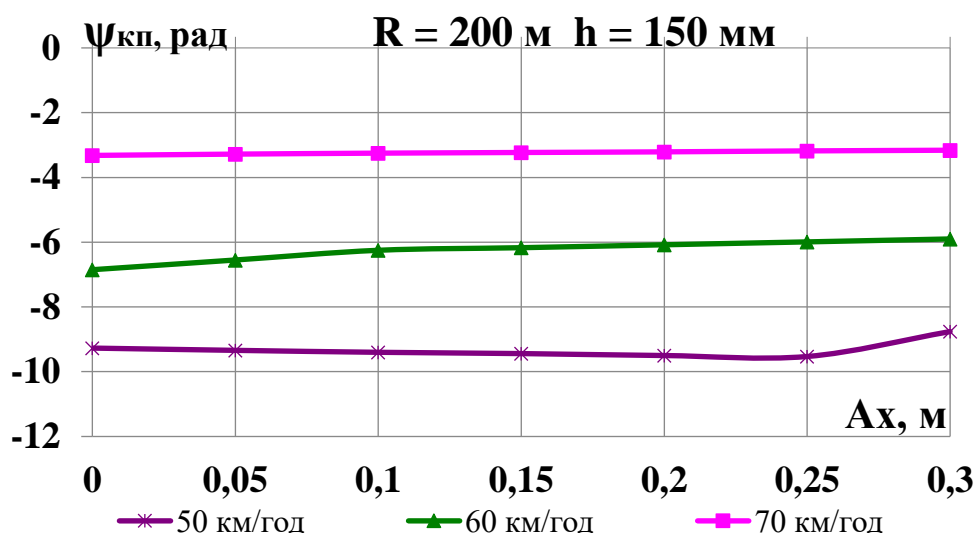


Рисунок 3.11. Графіки залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку по виляння колісної пари

Як видно з рис. 3.9 із збільшенням поздовжнього зміщення центру тяжіння вантажу фактор зносу не сильно змінюється. На даний показник суттєво впливає швидкість руху. У кривій фактор зносу φ з підвищенням швидкості руху з 50 до 70 км/год зменшується в 2,7 рази. Результати розрахунків підтверджують, що рівень фактору зносу у кривих малого радіусу значно перевершує відповідні значення криволінійних ділянках іншого радіусу. Це може бути пояснено більшими рівнями направляючих сил Y_N (рис. 3.10) та кутів виляння $\psi_{кп}$ (рис. 3.11) у кривій. Крім того, кути виляння $\psi_{кп}$ в кривій мають знак «-», тобто колісні пари повертаються в площині колії проти напрямку кривої відповідно до прийнятого правила знаків.

З метою виявлення ймовірної причини підвищеного зносу коліс і рейок при русі у криволінійних ділянках проаналізуємо такі параметри: забігання бокових рам переднього візка; поперечне коливання (виляння) лівої бокової рами переднього візка; поздовжнє взаємне переміщення бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари; взаємне поперечне зміщення лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари (рис. 3.12–3.15).

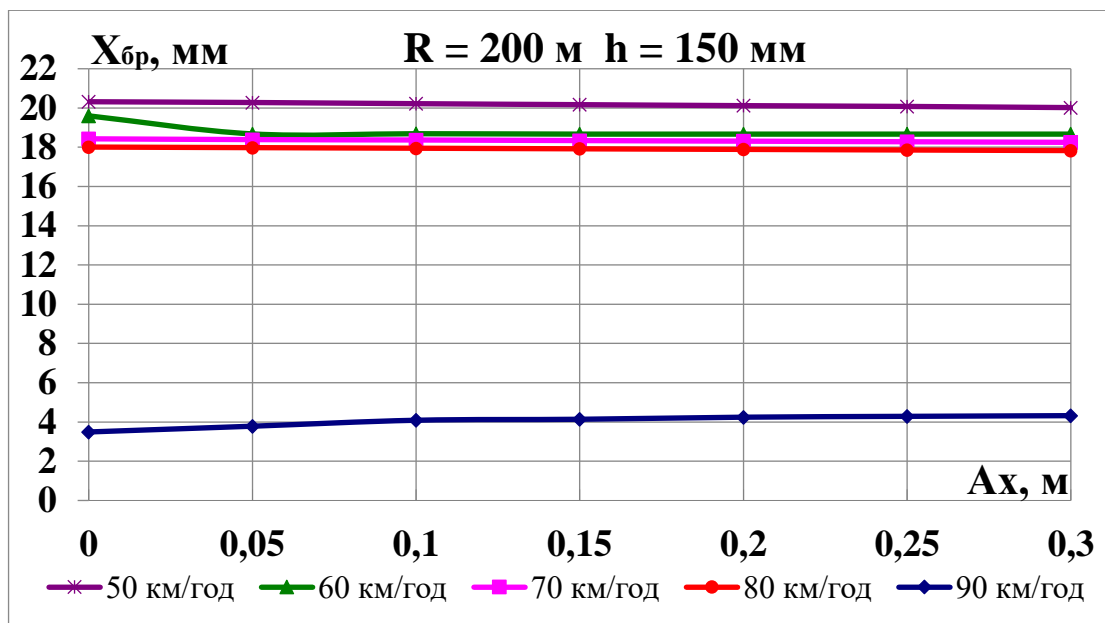


Рисунок 3.12. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку при забіганні бокових рам переднього візка

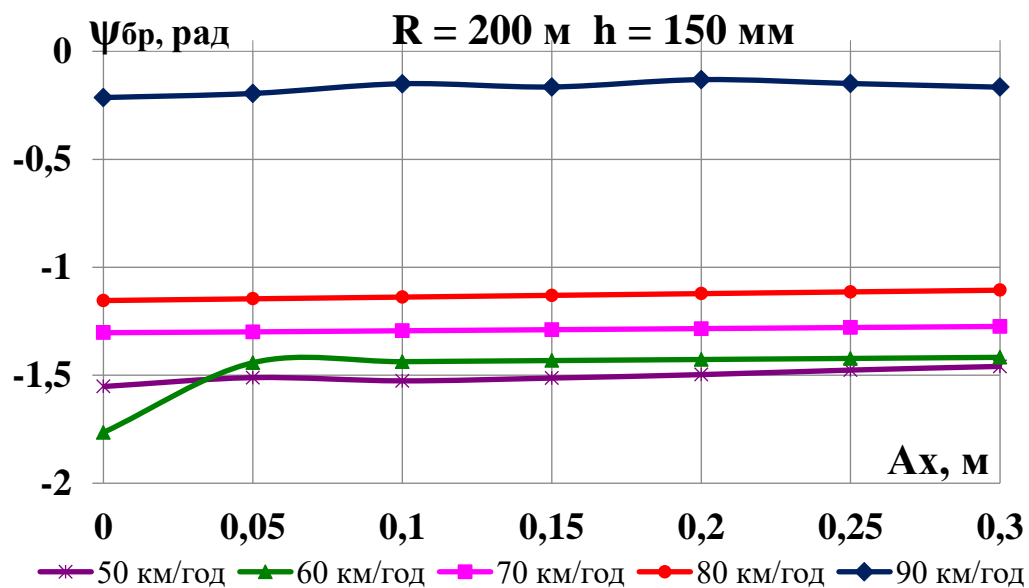


Рисунок 3.13. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку при вилянні лівої бокової рами переднього візка

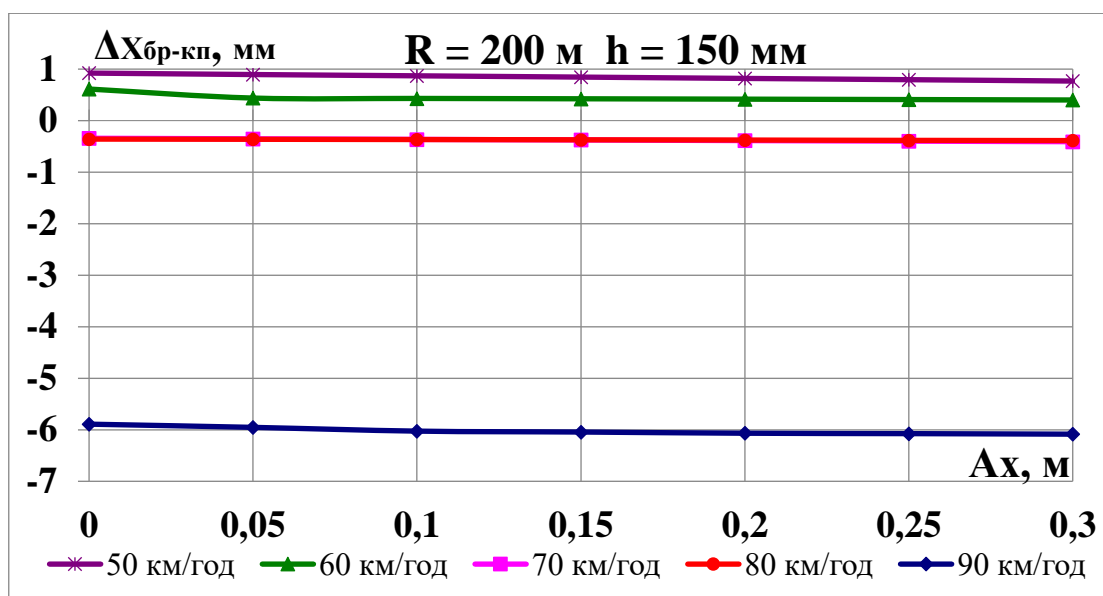


Рисунок 3.14. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку при взаємному поздовжньому переміщенні бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари

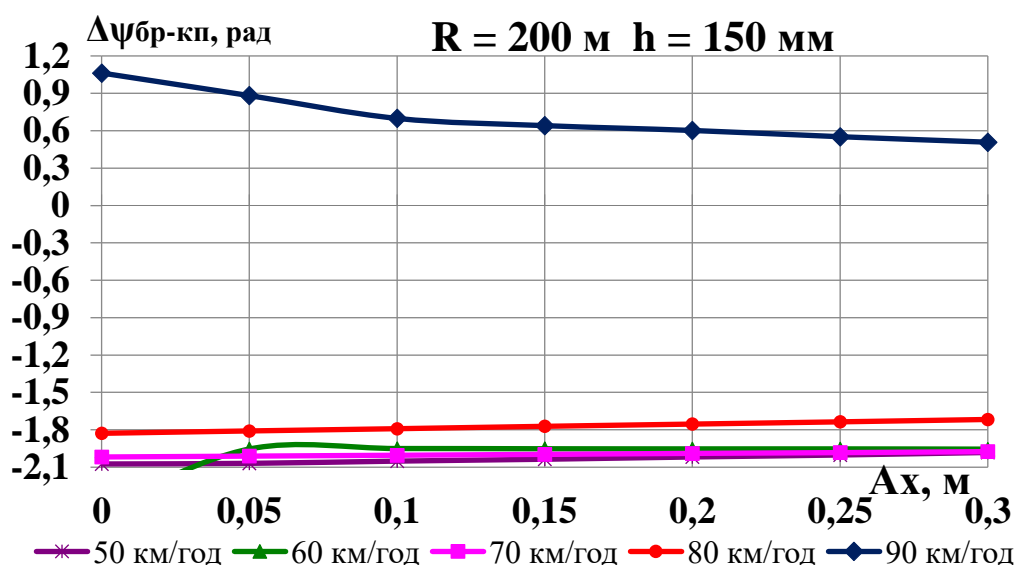


Рисунок 3.15. Графік залежності від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку при взаємному вилянні лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари

Наведені на рис. 3.12-3.15 результати теоретичних досліджень демонструють, що забігання бокових рам переднього візка $X_{бр}$ (рис. 3.12) та виляння лівої бокової рами переднього візка $\psi_{бр}$ (рис. 3.13) при швидкості руху в 90 км/год у 5 разів менші ніж в інтервалі 50÷80 км/год. Кути виляння $\psi_{бр}$ також мають знак «-», тобто ліва боковина переднього візка повертається в площині

колії проти напрямку кривої. Значне збільшення кутів виляння колісної пари $\psi_{\text{кп}}$ відбувається за рахунок істотних взаємних поздовжніх переміщень бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари $\Delta x_{\text{бр-кп}}$ (рис. 3.14), а також виляння лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари через зсув букс в отворах бокових рам $\Delta \psi_{\text{бр-кп}}$ (рис. 3.15). Значення показників $\Delta x_{\text{бр-кп}}$ та $\Delta \psi_{\text{бр-кп}}$ від зсуву вантажу в поздовжньому напрямку майже не залежать.

Поперечне зміщення вантажу розглядалося в межах від $A_y = -0,15$ до $0,15$ м (рис. 3.16-3.18) [25-26, 31].

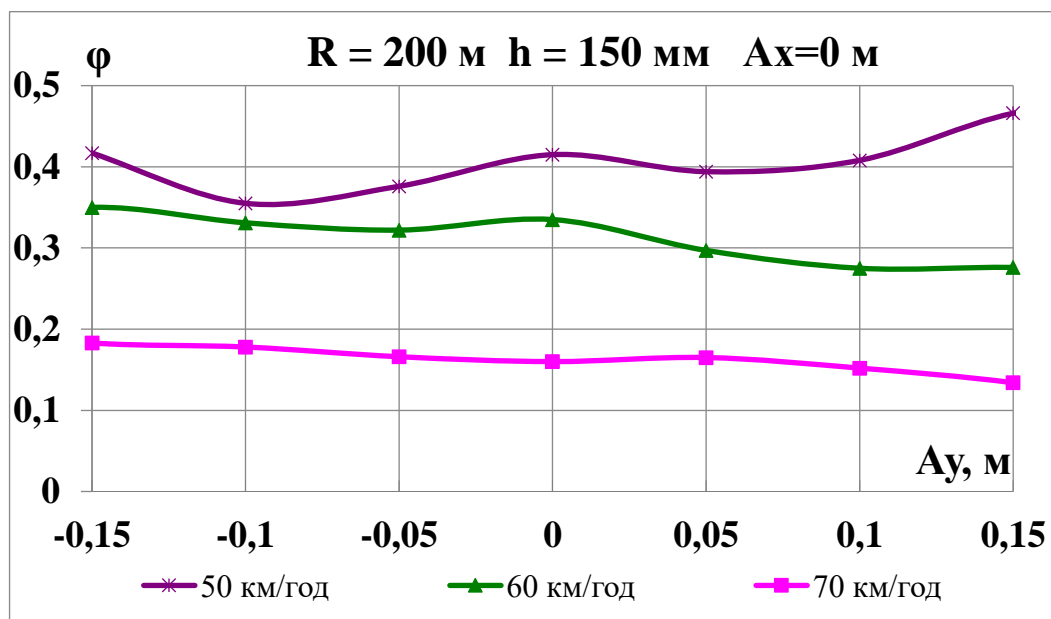


Рисунок 3.16. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку при факторі зносу

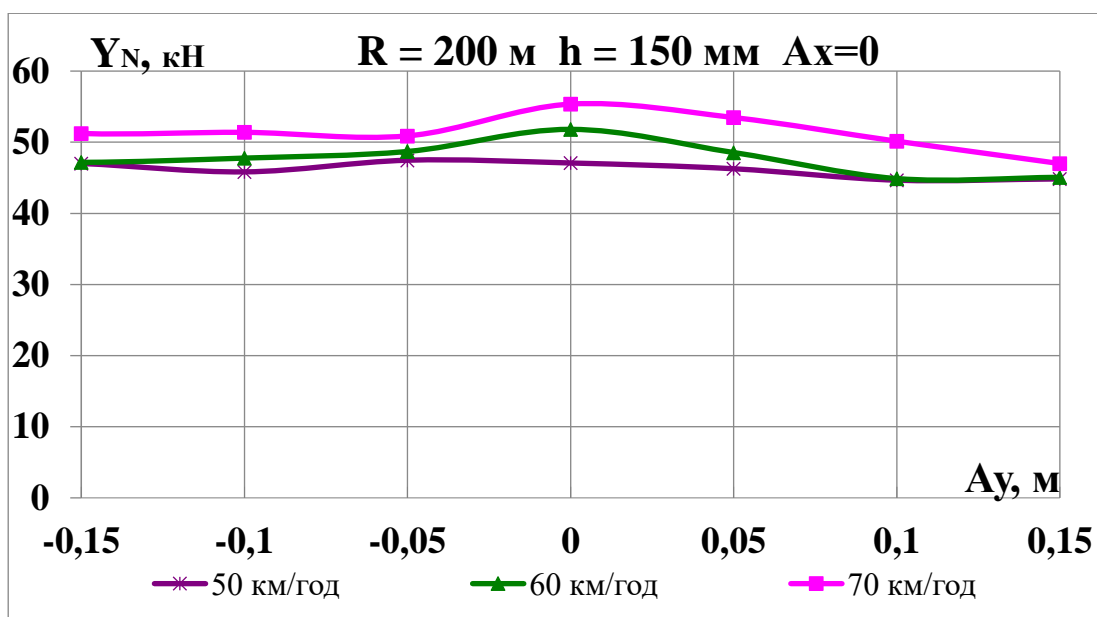


Рис. 3.17. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку при направляючій силі, що діє з боку колії на колесо

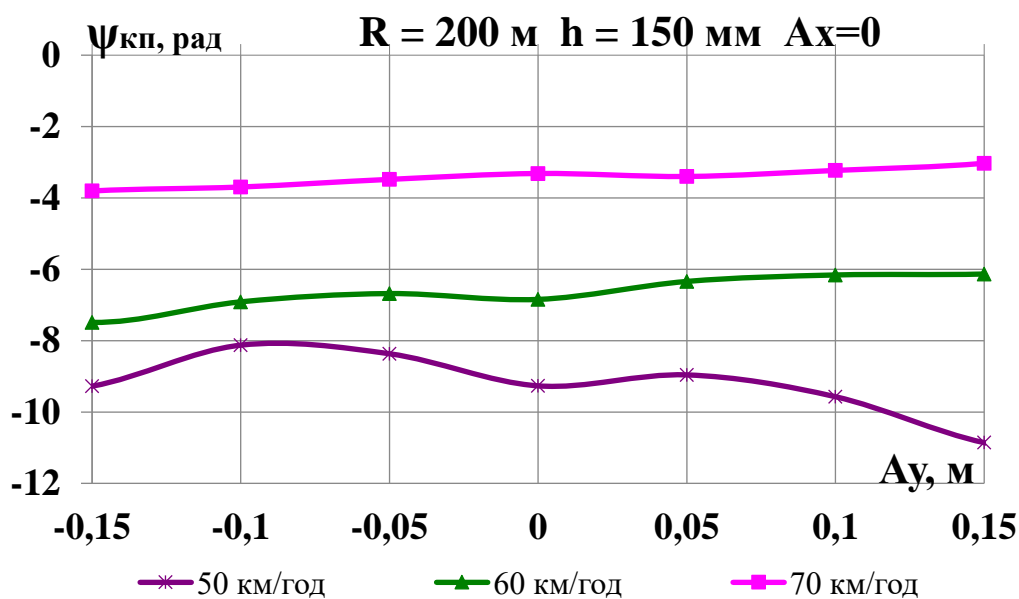


Рис. 3.18. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку: вплив колісної пари

На рис. 3.16-3.18 показано вплив поперечного зміщення центру ваги вантажу на досліджувані показники A_y у кривій. Із збільшенням A_y фактор зносу φ (рис. 3.16) у кривій змінюється не так лінійно як при поздовжньому зміщенні, але також зменшується при підвищенні швидкості. Як і у попередньому випадку, винятком із загальної картини є швидкість руху в 90 км/год. При поперечному

зміщенні центру тяжіння вантажу мають місце більші направляючі сил Y_N (рис. 3.17) та кути виляння $\psi_{кп}$ (рис. 3.18) в кривій.

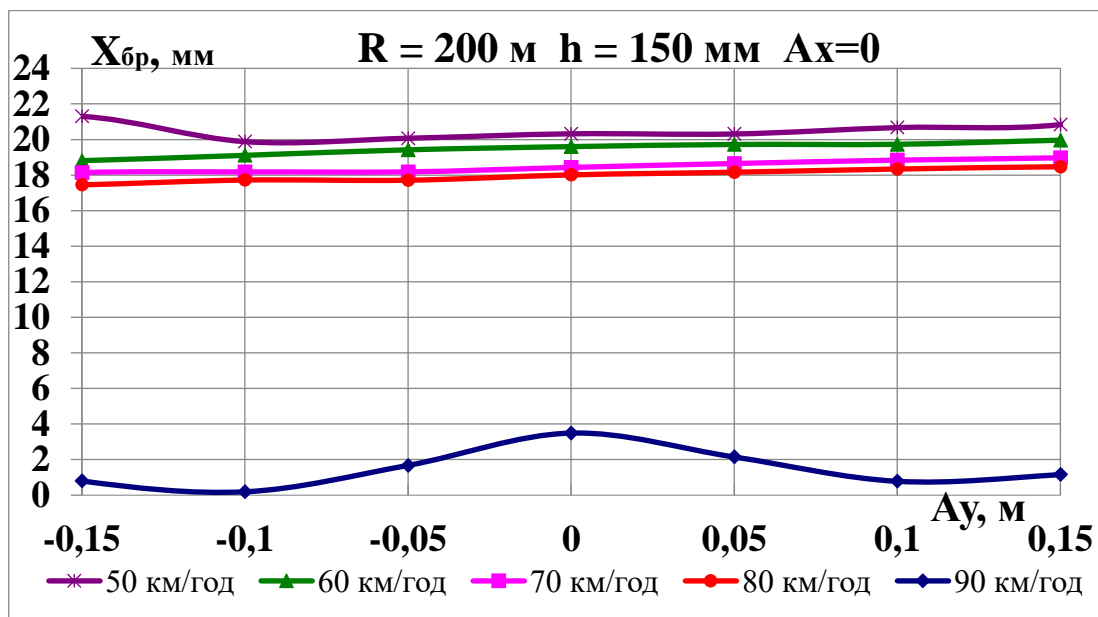


Рис. 3.19. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку: забігання бокових рам переднього візка

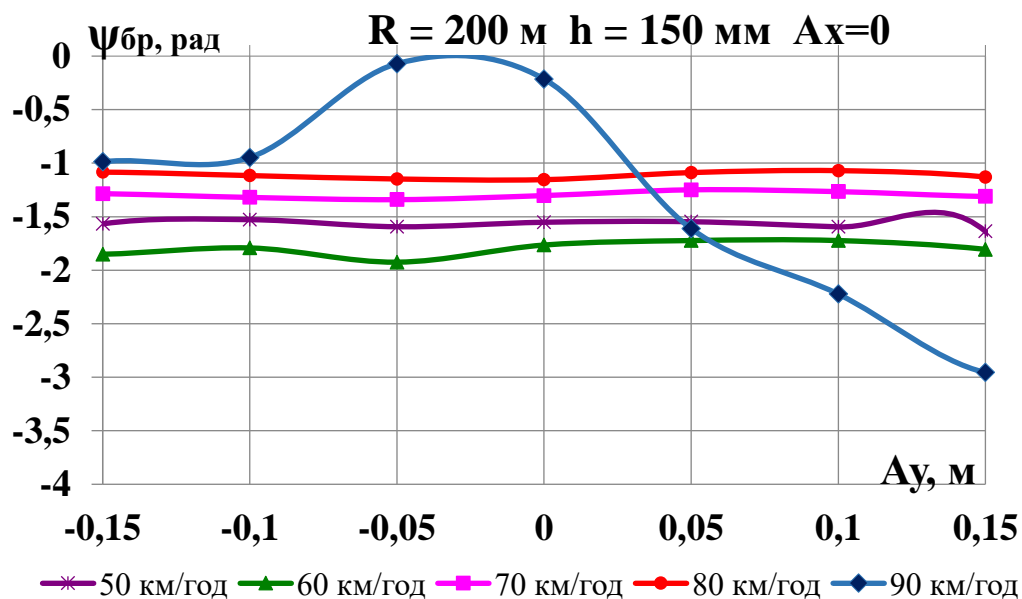


Рис. 3.20. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку: виляння лівої бокової рами переднього візка

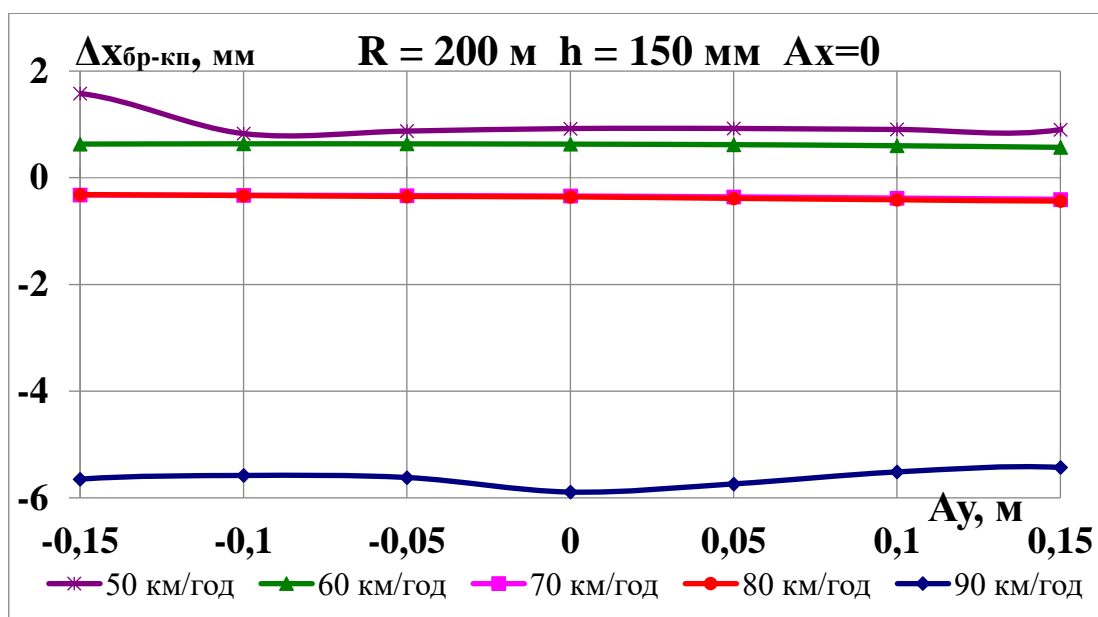


Рис. 3.21. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку: взаємне поздовжнє переміщення бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари

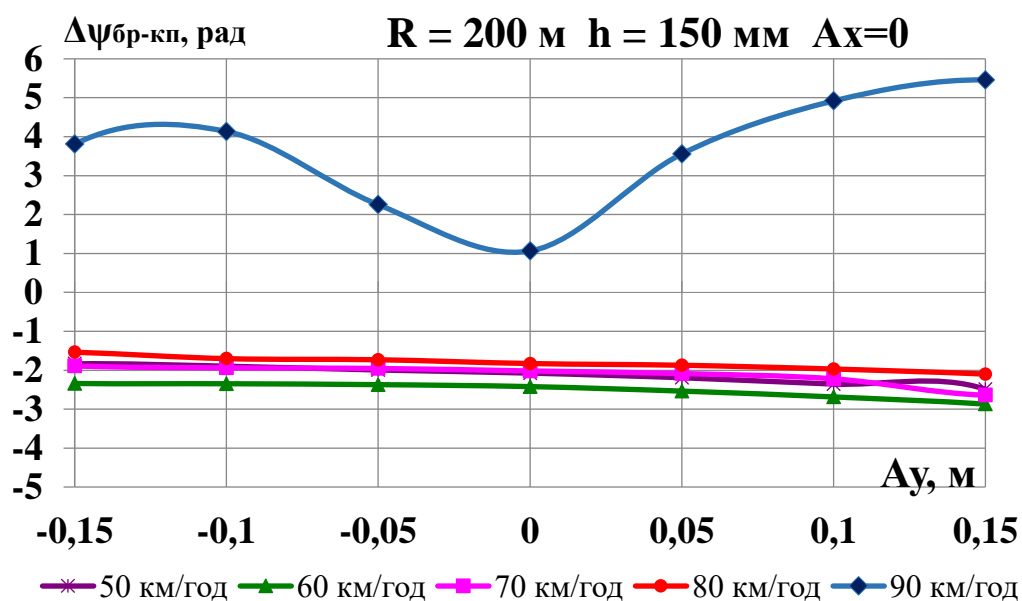


Рис. 3.22. Графік залежності від зсуву вантажу в поперечному напрямку: взаємне виляння лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари

Графічні залежності представлені на рис. 3.19-3.22 демонструють, що забігання бокових рам переднього візка $X_{бр}$ (рис. 3.19) при швидкості руху в 90 км/год у 7 разів менші ніж в інтервалі 50÷80 км/год та у 2 рази менші від аналогічного значення при поздовжньому зсуві. Порівнюючи рис. 3.13 та рис. 3.20 можливо зазначити, що наявність поперечного зміщення центру тяжіння вантажу на платформі призводить до суттєвих змін характеру виляння лівої бокової рами

переднього візка $\psi_{\text{бр}}$ при швидкості руху 90 км/год. Кути виляння $\psi_{\text{бр}}$ (рис. 3.20) також мають знак «-». Як і при поздовжньому зсуві, значне збільшення кутів виляння колісної пари $\psi_{\text{кп}}$ відбувається за рахунок істотних взаємних поздовжніх переміщень бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари $\Delta x_{\text{бр-кп}}$ (рис. 3.21), а також виляння лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари через зсув букс в отворах боковин $\Delta \psi_{\text{бр-кп}}$ (рис. 3.22). За винятком швидкості 90 км/год значення показників $\Delta x_{\text{бр-кп}}$ та $\Delta \psi_{\text{бр-кп}}$ від зсуву вантажу в поперечному напрямку зменшуються при довантаженні ненабігаючого колеса.

Спільне зміщення центру ваги уздовж осей X , Y розглянуто при A_y в межах від -0,15 до 0,15 м та $A_x = 0,15$ м (рис. 3.23-3.28) [25-26, 31].

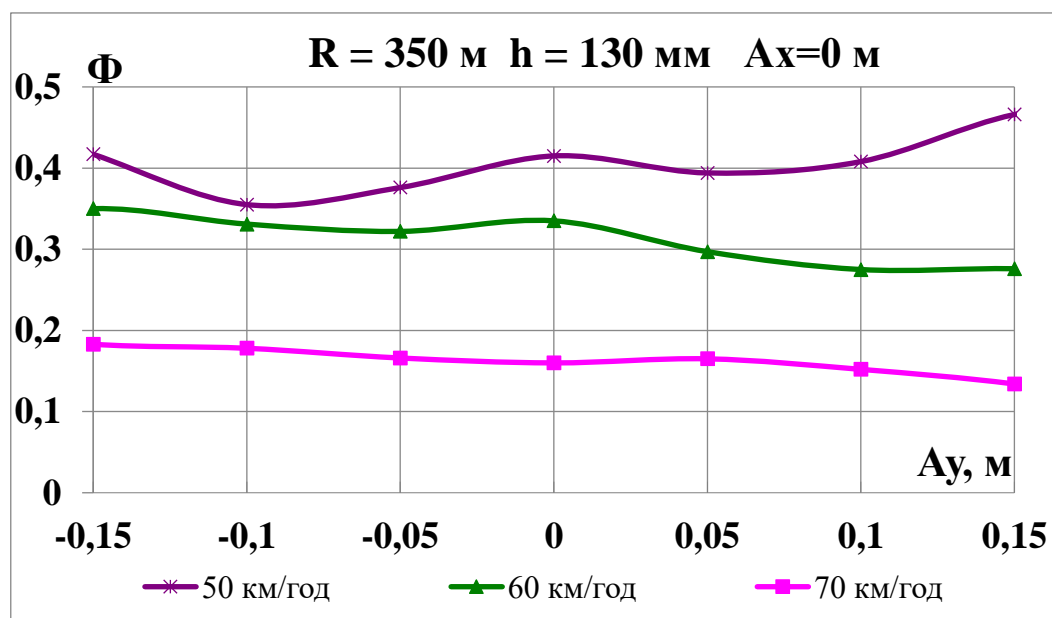


Рис. 3.23. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: фактору зносу

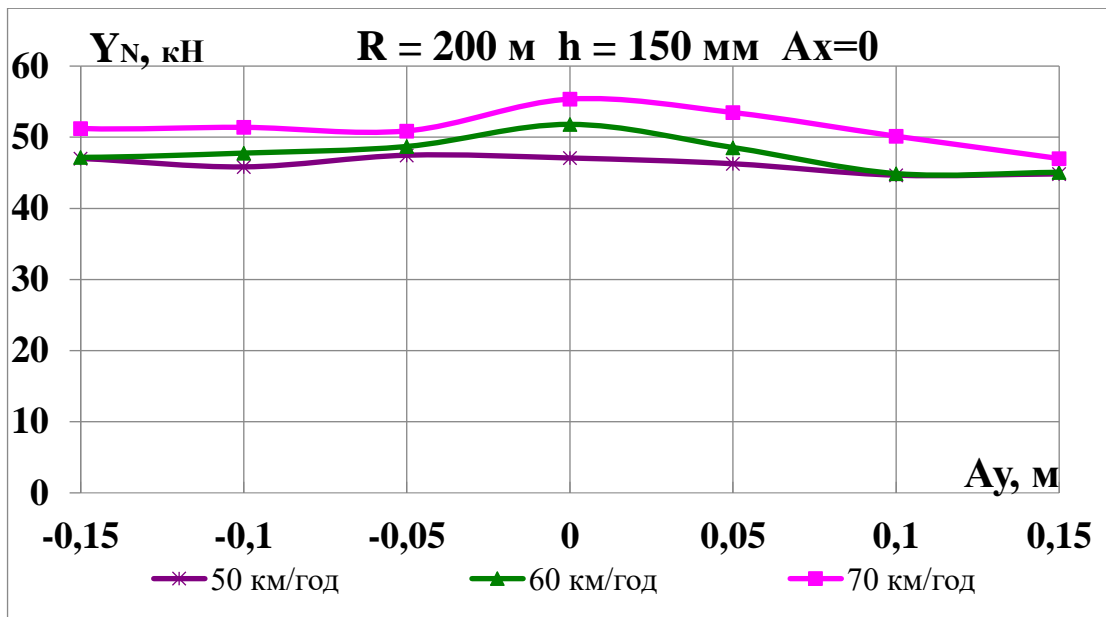


Рис. 3.24. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: направляючої сили, що діє з боку колії на колесо

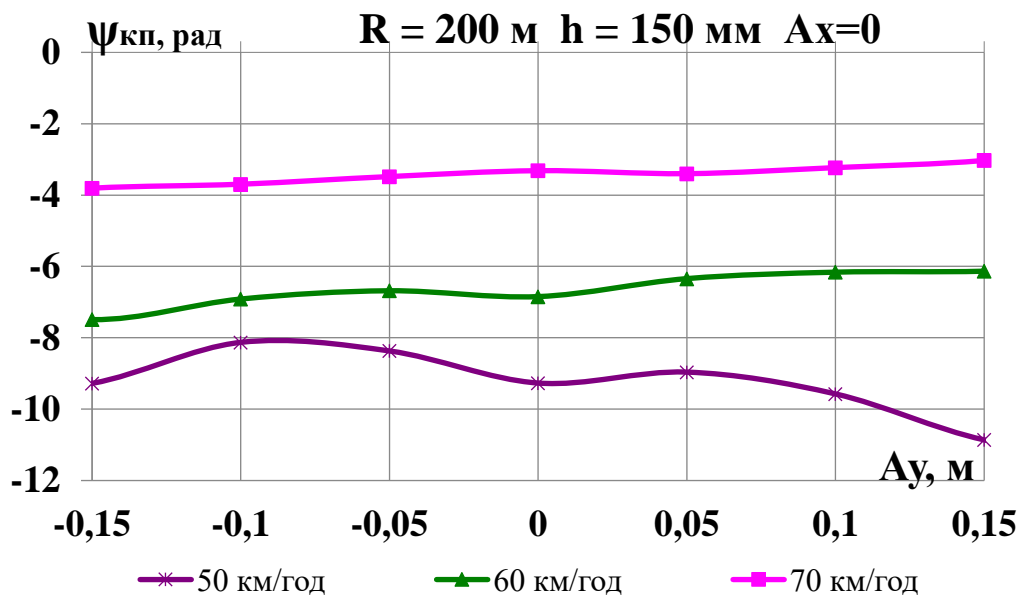


Рис. 3.25. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: впливання колісної пари

На рис. 3.23-3.25 побудовані графіки залежності досліджуваних показників від величини зміщення центру тяжіння вантажу в поперечному напрямку A_y при величині поздовжнього зміщення центру тяжіння вантажу $A_x = 0,15$ м. Як видно з порівняння графіків, представлених на рис. 3.16-3.18 при $A_x = 0$ й рис. 3.23-3.25 при $A_x = 0,15$ м є значні відмінності у показниках Φ та ψ_{kp} на кривій $R = 600$ м при швидкості руху 90 км/год. Кути впливання ψ_{kp} в обох кривих мають знак «-» та

направлені проти напрямку кривої. Інші досліджувані показники залишаються майже аналогічними як при поперечному, так і за наявності спільного поперечного та поздовжнього зміщення центру тяжіння вантажу.

Аналіз залежностей, представлених на рис. 3.26-3.29, дозволяє зробити висновок, що спільне поздовжнє та поперечне зміщення центру ваги суттєво впливає на характер забігання бокових рам переднього візка $X_{бр}$ (рис. 3.26) та виляння лівої бокової рами переднього візка $\psi_{бр}$ (рис. 3.27) при швидкості руху в 90 км/год.

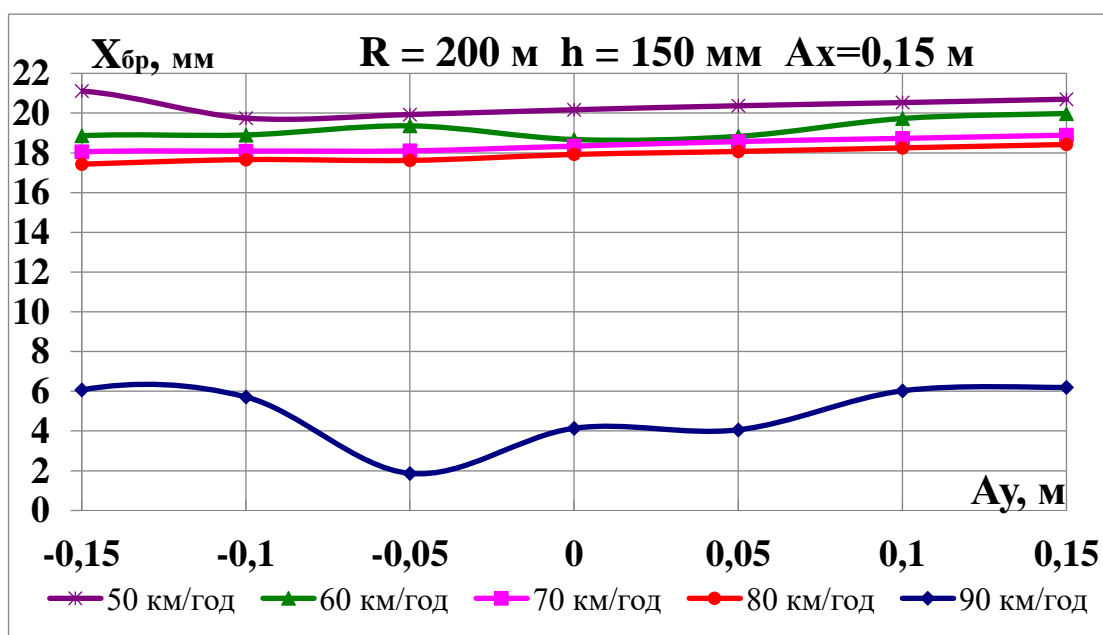


Рис. 3.26. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: забігання бокових рам переднього візка

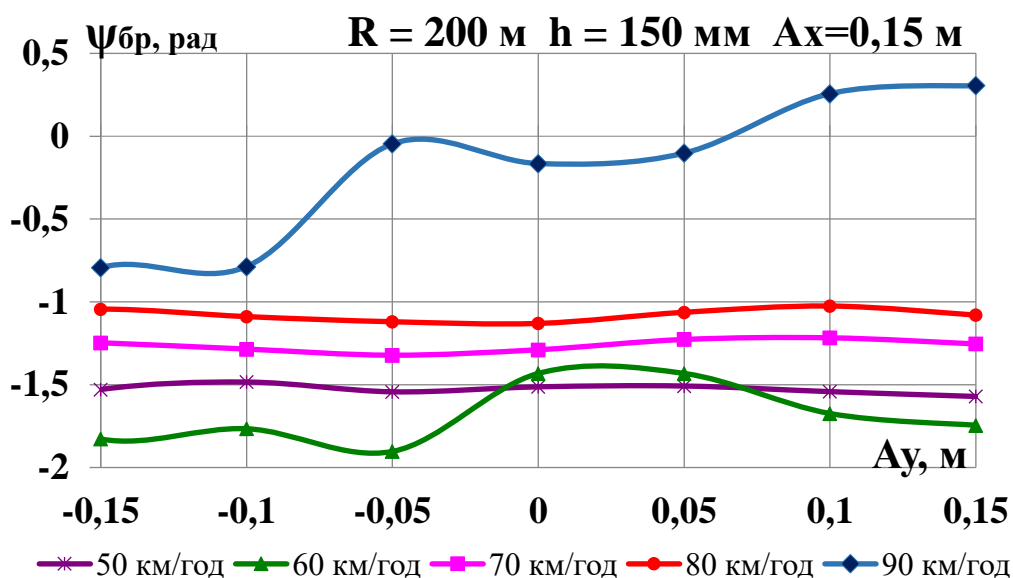


Рис. 3.27. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: впливання лівої бокової рами переднього візка

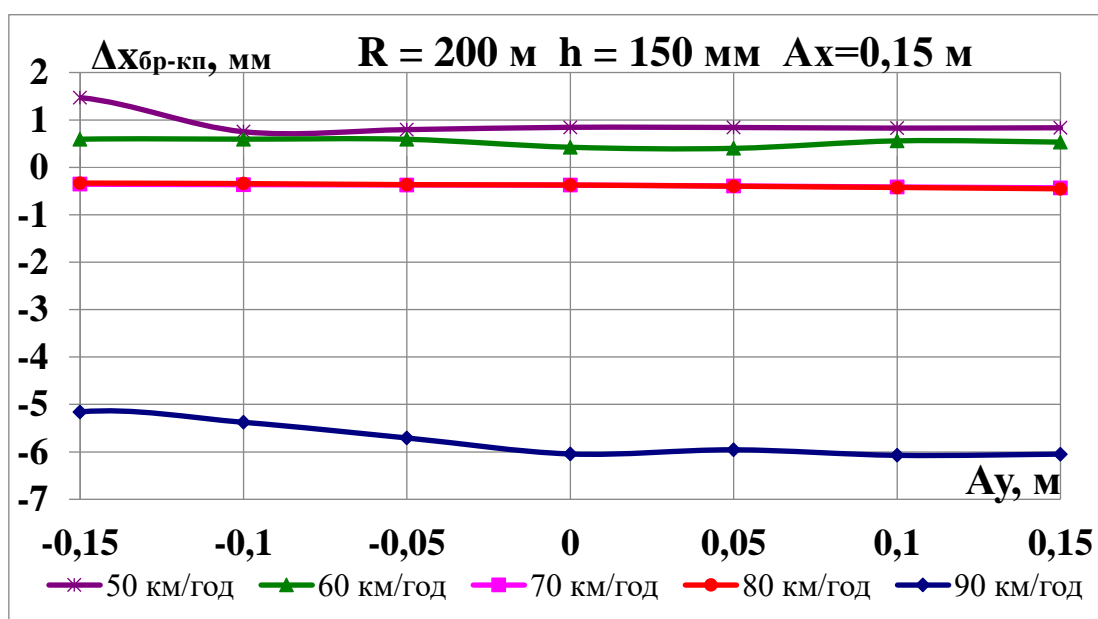


Рис. 3.28. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: взаємне поздовжнє переміщення бокової рами та буксового вузла передньої колісної пари

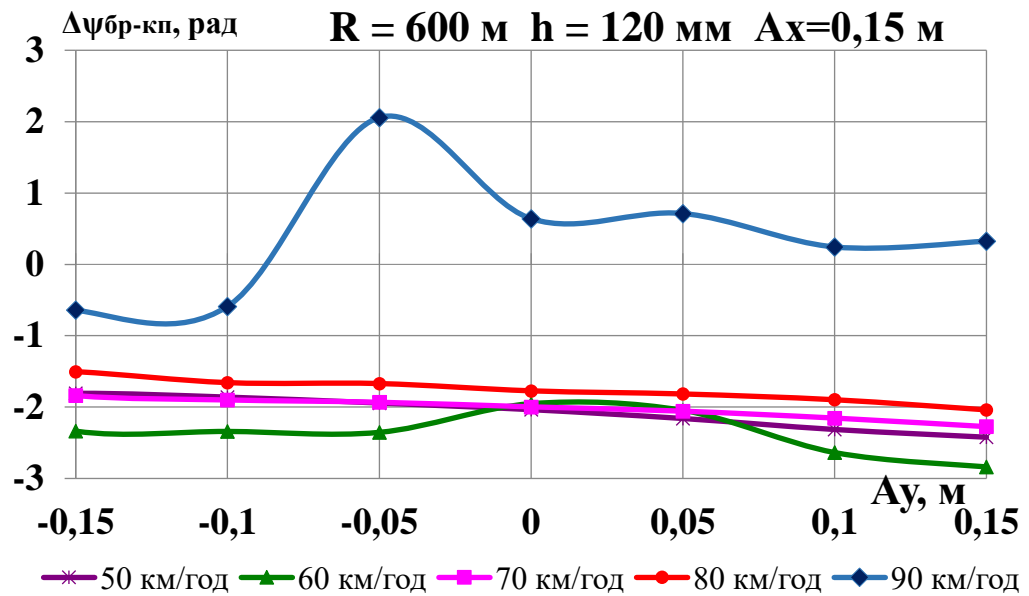


Рис. 3.29. Графік залежності від одночасного зсуву вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: взаємне виляння лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари

При спільному поздовжньому та поперечному зсуві значне збільшення кутів виляння колісної пари $\psi_{кп}$ також відбувається за рахунок значних взаємних поздовжніх переміщень бокової рами й буксового вузла передньої колісної пари $\Delta x_{бр-кп}$ (рис. 3.28) та виляння лівої бокової рами візка відносно передньої колісної пари через зсув букс в отворах бокових рам $\Delta \psi_{бр-кп}$ (рис. 3.29). На відміну від показників $\Delta x_{бр-кп}$, які майже не змінюються при наявності спільного поздовжнього та поперечного зсуву, значення показників $\Delta \psi_{бр-кп}$ значно менші.

3.6. Висновки за розділом 3

Удосконалено математичну модель динамічної взаємодії вантажного вагону з великоваговим вантажем з урахуванням поздовжнього та поперечного зміщення центра ваги. У межах дослідження розвинуто методологію математичного моделювання динамічних процесів у системі «рухомий склад — колія». Запропоновані підходи можуть бути використані для проведення кількісної та якісної оцінки впливу зміщення центра ваги на динамічні характеристики рухомого складу під час руху ділянками залізничної колії з геометричними нерівностями.

За результатами теоретичних досліджень із врахуванням коливальних процесів вантажного вагона та вантажу при поздовжніх і поперечних зміщеннях центру тяжіння вантажу отримано залежності фактора зносу з урахуванням швидкості руху, що дозволили виявити такі особливості:

- забігання бокових рам візка вантажного вагону у інтервалі швидкостей 50-80 км/год не впливають на фактор зносу коліс та рейок як при поздовжньому, так і при поперечному зміщенні центру тяжіння вантажу;

- поздовжні зміщення вантажу на вантажних вагонах не викликають збільшення досліджуваних показників;

- найбільш імовірною причиною інтенсивного зносу коліс та рейок при однакових умовах руху є тимчасова зміна ходових характеристик деяких екіпажів, а саме збільшення кута набігання окремих коліс за рахунок повороту візка відносно колії або за рахунок повороту осі колісної пари через зсув букс в отворах бокових рам візка.

Відповідність отриманих результатів реальному об'єкту забезпечена тим, що розрахунок інерційних сил та сумарних навантажень виконується відповідно до затвердженої методики. Для визначення розпірних сил від дії бунтів верхнього та нижнього ярусу відповідно до представлених в роботі розрахункових схем прописувалися та вирішувалися рівняннями рівноваги сил.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОНТАКТУ «КОЛЕСО-РЕЙКА»

Даний розділ присвячений вирішенню проблеми підвищення надійності та міцності кузовів вантажних вагонів при перевезенні металургійної продукції в рамках програми оновлення вантажного парку вітчизняних залізниць. Метою є покращення динамічних характеристик екіпажів, збільшення ресурсу ходових частин, а також зниження зносу елементів рухомого складу і колії. Основні вимоги до вантажного рухомого складу включають: подовження міжремонтних пробігів з підтриманням стабільних динамічних якостей протягом усього життєвого циклу; забезпечення нормативного впливу на структуру колії; збереження існуючих технологій обслуговування та ремонту ходових частин.

На підставі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень в УДУНТ розроблено й впроваджено на вітчизняних залізницях технологію комплексної модернізації вантажних вагонів, що передбачає заміну проблемних стандартних вузлів на нові з покращеними ресурсними характеристиками при збереженні основних, найбільш металоємних елементів конструкції.

4.1. Методика проведення досліджень динамічної навантаженості контакту «колесо-рейка»

Результати динамічних (ходових) випробувань дослідного поїзда, які проводилися з метою визначення динамічної навантаженості контакту «колесо-рейка» та показників, що характеризують зношування гребенів колісних пар та бокових поверхонь головок рейок в діапазоні швидкостей 15-70 км/год, представлені в [83-86].

Випробування здійснювалися на вантажних піввагонах моделі 12-532, оснащених трьохелементними візками типу 18-100, що перебували в різному технічному стані ходових частин, який потенційно міг впливати на інтенсивність зношування коліс і рейок. Для проведення експериментальних досліджень було сформовано дослідний рухомий склад, до якого входили вагон-лабораторія, об'єкти дослідження – піввагони, а також електровози (рис. 4.1). З метою

отримання достовірних результатів щодо впливу відхилень геометричних параметрів елементів ходової частини на рівень динамічного навантаження у контакті «колесо-рейка», всі етапи випробувань проводилися на одній і тій самій ділянці стикової залізничної колії [83].

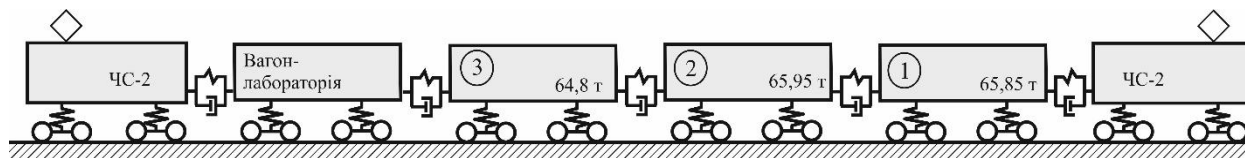


Рисунок 4.1. Схема дослідного поїзда та вагонів

Ділянка стикової колії мала дві криві радіусами 600 м і 290 м. Підвищення зовнішньої рейки становило 95 мм у кривій 290 м і 60 мм у кривій 600 м. Оцінки стану колії на цьому перегоні за даними вагона-колієвимірника – задовільно.

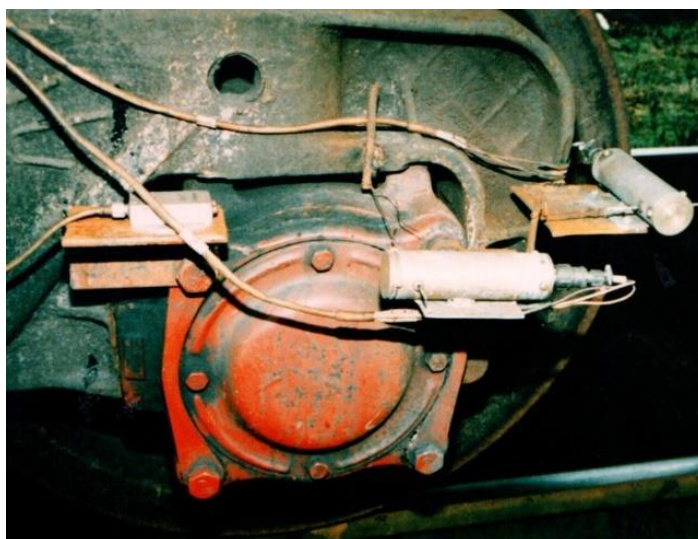
Випробуванням піддавалися три завантажених піввагона з наступними особливостями в розмірах ходових частин:

- 1) піввагон №1, який мав різницю баз бокових рам одного з візків 6 мм (2184,5 і 2190,5 мм);
- 2) піввагон №2, який мав відхилення в діаметрах коліс однієї колісної пари 3 мм (926 і 923 мм);
- 3) піввагон №3, який мав мінімальні відхилення розмірів елементів ходових частин від номінальних та розглядається як вагон-еталон. Статичне навантаження на вісь для вагона складало 16,2 т.

У процесі динамічних випробувань на дослідних піввагонах здійснювався запис таких параметрів: рамні сили, що діють на колісні пари; динамічні добавки до вертикальних сил у буксових вузлах; поздовжні та поперечні переміщення букс відносно бокових рам візків; горизонтальні поперечні прискорення букс; кути відхилення надресорної балки відносно кузова; величини забігання бокових рам візків. Для вимірювання зазначених величин використовувалися датчики переміщення та спеціалізовані сенсори контролю забігання бокових рам.

На рис. 4.2, а представлено загальний вигляд одного з буксових вузлів дослідного вагона, обладнаного акселерометром та двома датчиками для вимірювання малих переміщень. Рис. 4.2, б демонструє дослідний візок третього

еталонного вагона, на якому встановлено відеокамери, розміщені по ходу руху «в лінію», датчик-фіксатор входу в криву (закріплений на кришці букси), а також датчики малих і великих переміщень та прискорень.



а)

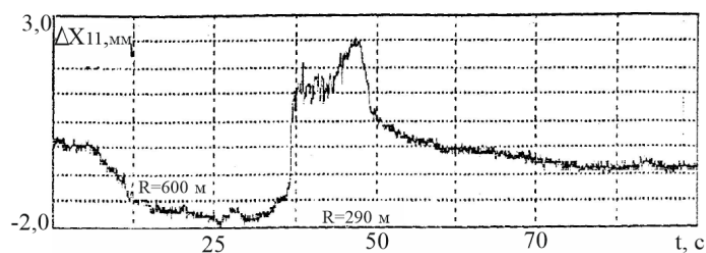


б)

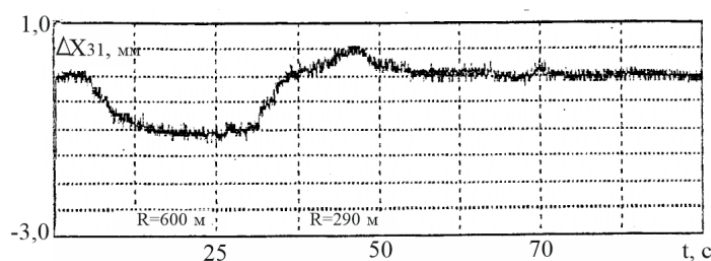
Рисунок 4.2. Оснащення апаратури для вимірювання на дослідних вагонах:
а – буксовий вузол дослідного вагону з акселерометром та датчиком малих переміщень; б – вигляд дослідного візка вагона-еталона

4.2. Результати обробки записів динамічних процесів переміщень та зусиль які виникають під час руху вантажного вагону

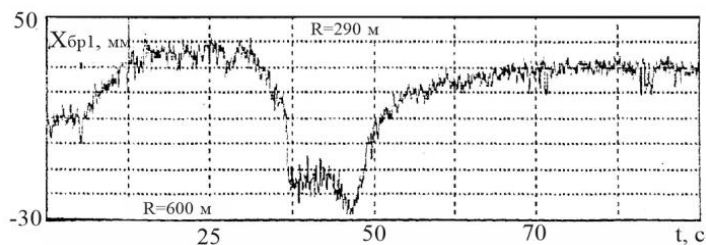
На рисунку 4.3 представлені графіки змін поздовжніх переміщень буксового вузла першої колісної пари відносно бокових рам, а також значення забігання бокових рам першого та третього вагонів під час руху дослідного поїзда зі швидкістю 70 км/год.



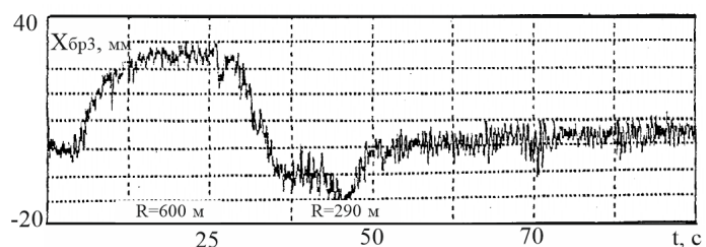
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.3. Записи зміни: а, б – поздовжніх переміщень буксового вузла першої колісної пари відносно бокової рами; в, г – забігання бокових рам

Початкове значення сумарного поздовжнього зазору букси у буксовому отворі становило 16 мм. Масштаб часу на осі абсцис був підібраний таким чином, щоб графіки охоплювали дані, зафіксовані протягом усєї дослідної ділянки. При загальній тривалості запису 100 с наведені графіки відповідають приблизно двокілометровому відрізку шляху, пройденому дослідним поїздом, включаючи ділянки прямої, кривої з радіусом 600 м, короткої прямої між кривими, кривої з радіусом 290 м та завершальної прямої. З аналізу графіків встановлено, що вхід у криву радіусом 290 м супроводжується ударним навантаженням.

Поздовжні переміщення буксових вузлів відносно бокових рам (рис. 4.3, а, в) є відносно незначними, при цьому подвоєна амплітуда коливань не перевищує 5 мм. Натомість переміщення, що виникають у процесі забігання бокових рам (рис. 4.3, б, г), мають суттєві значення — амплітуда досягає 40 мм. На записах переміщень буксових вузлів і забігання бокових рам зафіксовано зсуви, які свідчать про зрив сил тертя під час входу вагона в криву з радіусом 290 м. За результатами обробки експериментальних даних встановлено, що зі зростанням швидкості спостерігається незначне збільшення амплітуди поздовжніх переміщень буксових вузлів. Зокрема, максимальні значення величини ΔX_{11} для першого вагона становили 3-4 мм незалежно від радіуса кривини. Для другого вагона при русі у кривій радіусом 290 м значення ΔX_{21} не перевищували 2-3 мм, а в кривій радіусом 600 м – 1-1,5 мм. Щодо третього вагона, то значення ΔX_{31} у кривій з радіусом 290 м становили не більше 3,5 мм, а в кривій радіусом 600 м – 2-3 мм.

Одними з величин, що реєструвалися на дослідних піввагонах, були рамні сили для колісних пар та кути виляння надресорної балки відносно кузова ψ_i , де i – номер вагона. При таруванні датчиків кутових переміщень та обробці записів кутів виляння ψ_i було прийнято, що позитивними вважаються кути повороту надресорних балок відносно кузова, спрямовані по напрямку годинникової стрілки. При таруванні позитивними прийнято рамні сили H_{pi} , діючі на колісні пари з правої сторони по ходу руху вагона. Обробці піддавалися тільки ті дослідні, в яких вимірювальні колісні пари були набігаючими.

Графіки найбільших та найменших значень рамних сил для вагона-еталона під час руху дослідного поїзду по кривій радіусом 600 м наведено на рис. 4.4 (а).

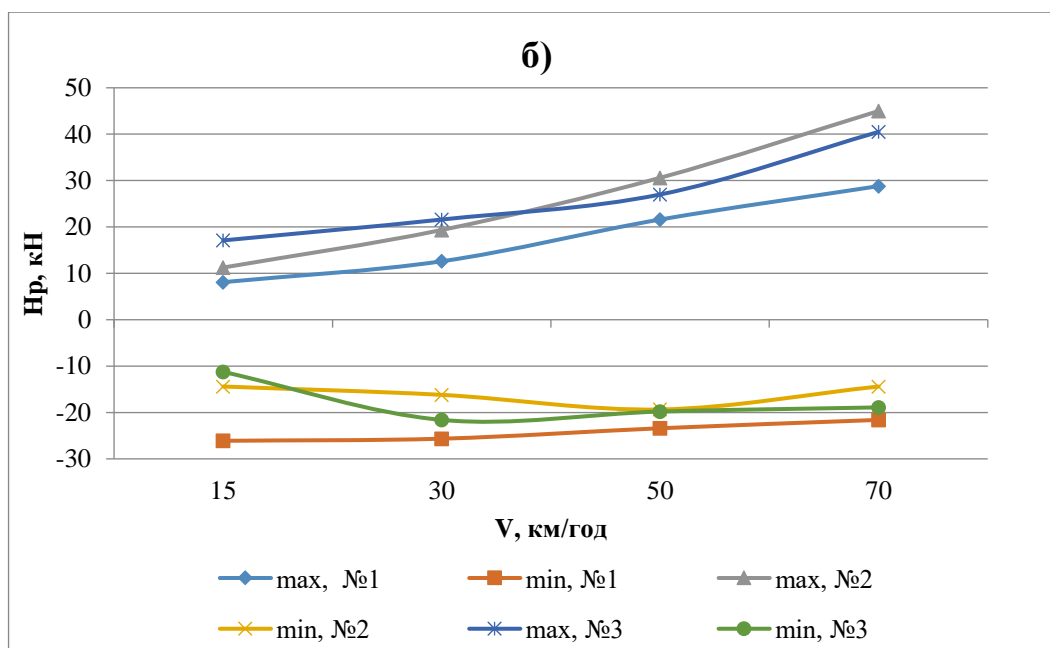
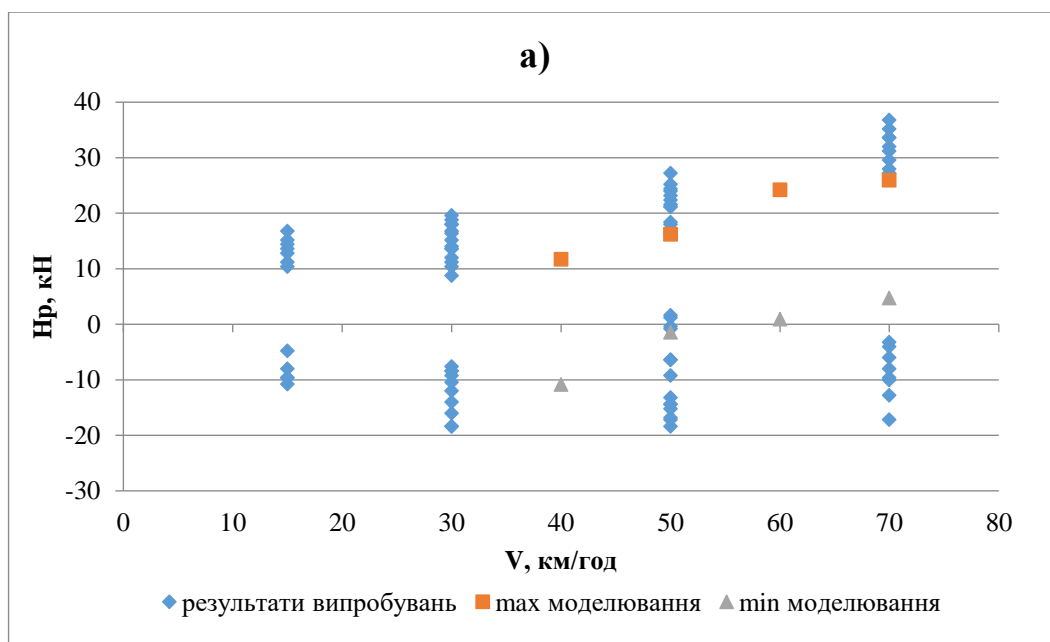


Рисунок 4.4. Графіки найбільших та найменших значень рамних сил: а – точкова діаграма для вагона-еталона; б – огинальні поля точок для всіх вагонів дослідного зчепу вагонів

Для зручності зіставлення результатів, одержаних у випробуваннях, для дослідних вагонів на рис. 4.4 (б) наведено огинальні полів точок для 1, 2 і 3 вагонів дослідного зчепу. Наведені графіки відображають зміни найбільших та найменших значень рамних сил при зміні швидкостей руху вагонів. З рис. 4.4 (б)

видно, що найбільші по абсолютній величині рамні сили в діапазоні швидкостей 40-70 км/год мають місце для другого вагона, а в діапазоні швидкостей 15-40 км/год для третього.

При русі дослідного зчепу у правій кривій радіусом 600 м рамним силам, що діють від кузова на колісні пари у бік від центру кривої, відповідають їх позитивні значення. Ці значення становлять найбільший інтерес з точки зору зносу гребнів набігаючих коліс. Аналіз зазначених величин рамних сил показує, що для всіх вагонів вони монотонно зростають зі збільшенням швидкості. Найбільші величини рамних сил мають місце при швидкості 70 км/год, і для першого, другого та третього вагонів виявляються рівними відповідно 30, 42 та 37 кН. При швидкості 50 км/год найбільші значення цих сил відповідно дорівнюють 22, 28 і 27 кН.

На рис. 4.5 наведено точкові діаграми найбільших та найменших значень кутів виляння надресорної балки відносно кузова. Значення ψ_1 отримані під час руху дослідних вагонів у діапазоні швидкостей від 15 до 70 км/год у кривій радіусом 600 м. На рис. 4.5, б наведені оригінальні полів точок для всіх вагонів дослідного зчепу при русі в кривій.

З рис. 4.5 видно, що найбільші величини кутів повороту мають позитивні значення, що відповідає руху вагонів по правій кривій. Характер отриманих діаграм ψ_1 дещо відрізняється. Якщо величина ψ_1 помітно збільшується зі зростанням швидкості, то величини ψ_2 і ψ_3 у діапазоні швидкостей 30-70 км/год практично не змінюються. З аналізу зазначених графіків видно, що з різних вагонів графіки якісно однакові. У всіх випадках кути виляння для першого вагона мають більші величини, ніж для інших вагонів.

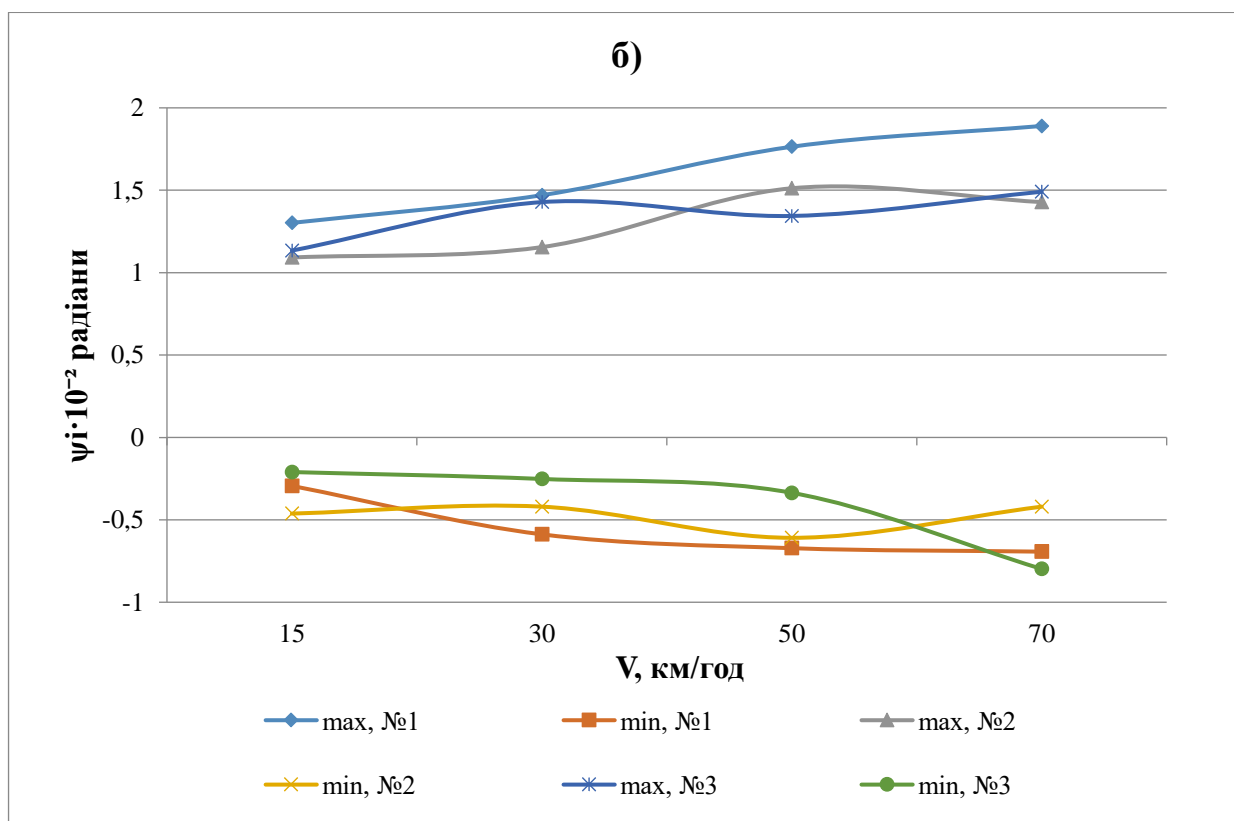
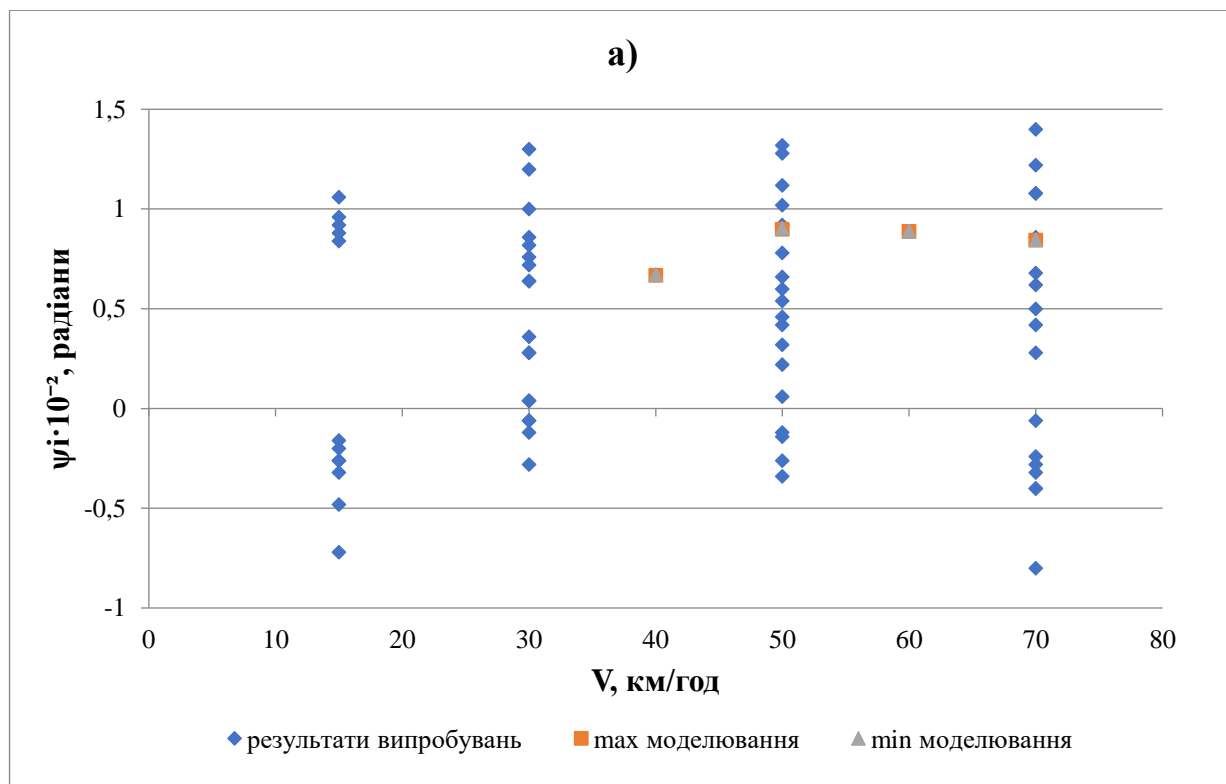


Рисунок 4.5. Графіки найбільших та найменших значень кутів впливння надресорної балки щодо кузова: а – точкова діаграма для вагона-еталона; б – оiginalні полів точок для всіх вагонів дослідного зчепу

З метою встановлення тотожності результатів динамічних ходових випробувань та моделювання руху піввагонів на типових візках було проведено додаткові розрахунки. Аналітичне моделювання проводилося в кривій радіусом 600 м і підвищенням зовнішньої рейки 60 мм для рейок типу Р65 на дерев'яних шпалах в режимі вибігу. Вага кузова з вантажем відповідає навантаженню на вісь 16,4 т, а діапазон швидкостей 40-70 км/год. Так як результати аналітичного моделювання та динамічних ходових випробувань отримані за різних правил позитивних напрямів було проведено коригування отриманих при розрахунках значень. Величини найбільших та найменших значень представлені для рамних сил на рис. 4.4 (а), а кутів виляння надресорної балки відносно кузова на рис. 4.5 (а).

При зіставленні результатів слід зазначити, що оцінка стану колії на випробувальному перегоні за даними вагона–колієвимірника відповідала «задовільно», а нерівності під час аналітичної симуляції оцінці «добре» Порівняння отриманих значень демонструють високу збіжність результатів.

Результати моделювання руху навантаженого вагона по криволінійній ділянці колії на дерев'яних шпалах в режимі вибігу також дозволяють зробити висновок, що згинальна деформація кузова не істотно впливає на показники взаємодії рухомого складу з рейками. Різниця у значеннях для пружного та твердого кузова склала 0,1-1%. Отже, під час вирішення аналогічних завдань кузов вагона можна як абсолютно тверде тіло.

У таблиці 4.1 наведено величини бокових сил, отримані при дослідних поїздках та моделюванні, виконаних за однакових умов руху. Величини бокових сил, що діють на рейку в кожному, з перерізів колії від тих самих коліс вагонів при різних поїздках відрізнялися один від одного, як правило, на величину, що не перевищує 5 кН. У ряді випадків відмінність перевищує 20 кН, а величин ΣY_e знаходиться в межах 10%.

Таблиця 4.1. Значення бокових сил, отриманих під час моделювання та зафіксованих у випробуваннях при поїздках дослідного поїзда на вибігу.

Вісі вагону	V=60 км/год			V=70 км/год		
	Розрахунок	Поїздка 49	Різниця	Розрахунок	Поїздка 15	Різниця
1	19,48	37,2	17,72	21,99	15,8	6,19
2	24,75	8,4	16,35	26,97	29,3	2,33
ΣY_{ϵ}	44,23	45,6	3%	48,96	45,1	7,8%

Примітка: Для зручності порівняння результатів різниця вказана у відсотковому співвідношенні.

З таблиці 4.1 видно, що одні й ті самі колеса вагонів надають різний вплив на рейку. Відмінність величин не перевищує 20 кН. Аналіз показує, що колісні пари одного візка надають практично однаковий тиск на рейки та сумарний вплив коліс досліджуваного вагона на рейки змінюється також не значно. Відмінність в отриманих значеннях бокових сил можливо пояснити тим, що програмний комплекс у процесі моделювання визначає максимальне значення та статистичні характеристики процесів за весь процес симуляції. Величини бокових сил, що діють на рейку та визначені за результатами дослідних поїздок, були виміряні в конкретних перерізах колії, де були встановлені тензорезистори для визначення бокових сил за триточковим методом.

Динамічні добавки вертикальних сил P_{ik} , які діють на букси вимірювальних колісних пар, мають позначення: «і» – номер вагона, «к» – сторона вагона. Непарні значення «к» відповідають лівій стороні зчепу при прямих заїздах – P_{11} , P_{21} й P_{31} для відповідних номерів піввагонів, а парні значення «к» – правій стороні зчепу P_{12} , P_{22} та P_{32} .

На Рисунку 4.6 наведено точкові діаграми найбільших та найменших значень динамічних добавок P_{ik} , отриманих під час руху дослідного зчепу по кривій радіусом 600 м.

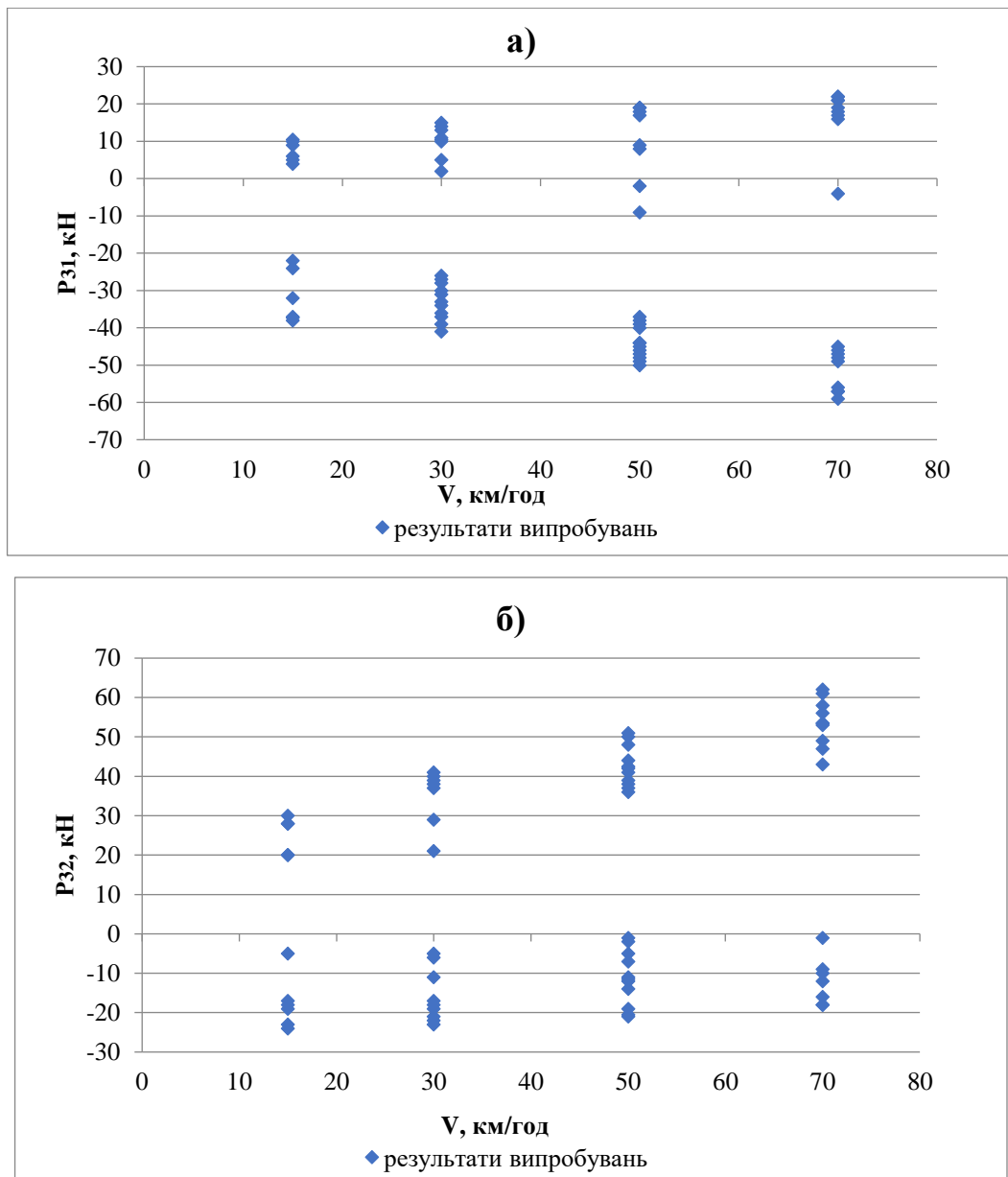


Рисунок 4.6. Точкові діаграми найбільших та найменших значень динамічних добавок вертикальних сил: а – P_{31} ; б – P_{32}

При обробці результатів випробувань враховувалося, що позитивні значення динамічних добавок P_{ik} відповідають розвантаженню букс, а негативні – довантаженню букс.

З рисунка 4.6 (а), на якому наведені точкові діаграми для динамічної добавки P_{31} під час руху вагона в кривій радіусом 600 м, видно, що максимальні значення цієї сили мало змінюються зі збільшенням швидкості, а найменші зі збільшенням швидкості істотно зростають по абсолютній величині. У цьому випадку ці дані відповідають довантаженню букси з непарної сторони вагона.

Порівняння найбільших по абсолютній величині значень P_{31} і P_{32} показують, що вони мало відрізняються поміж собою. Це свідчить про меншу динамічність вписування вантажних вагонів у криволінійну ділянку колії радіусом 600 м.

Графіки зміни найбільших та найменших значень динамічних добавок P_{ik} в залежності від швидкості руху наведено на рисунку 4.7.

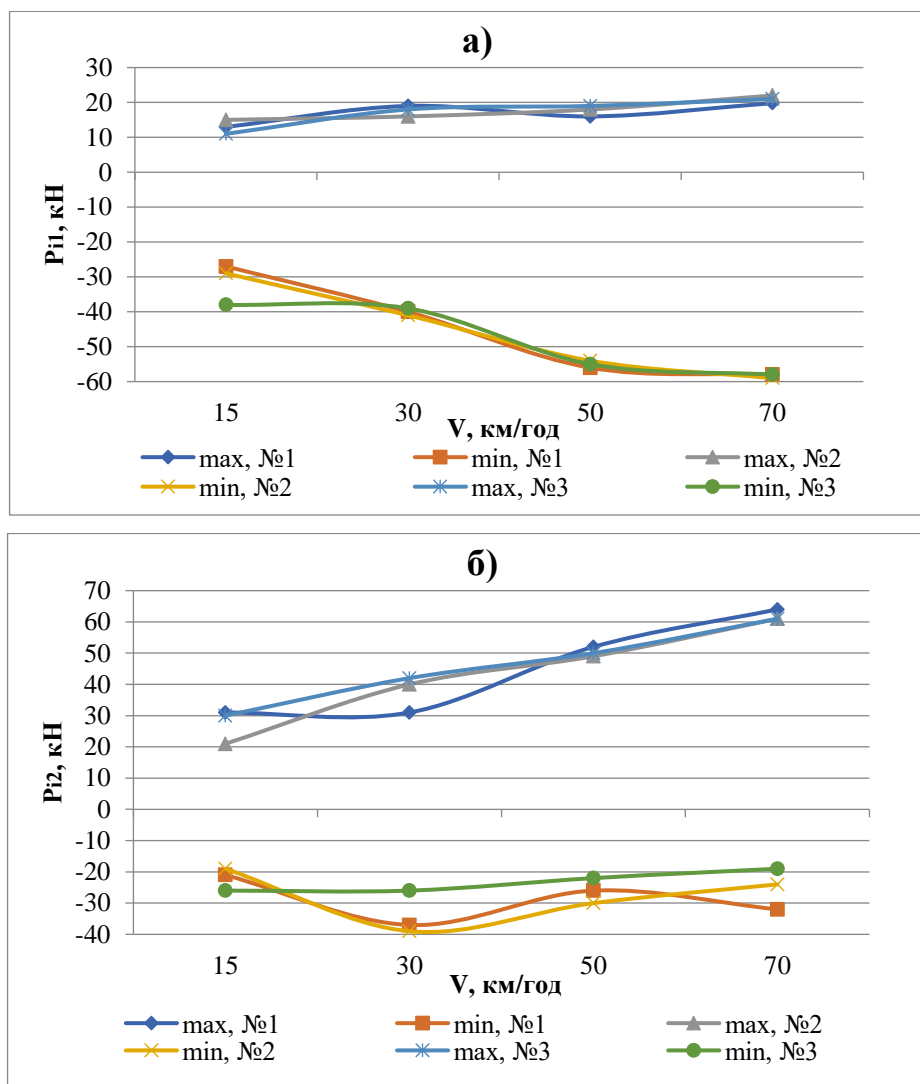


Рисунок 4.7. Графіки найбільших та найменших значень динамічних добавок вертикальних сил для всіх вагонів дослідного зчепу: а – непарної сторони; б – парної сторони

Аналіз графіків показує, що значення P_{i1} в P_{i2} для різних вагонів близькі за величиною.

4.3. Результати визначення коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин вантажних вагонів

Коефіцієнти вертикальної динаміки необресореної частини вагона (по силах у буксовому підвішуванні) визначаються як відношення динамічної добавки вертикальної сили в одному буксовому ресорному комплекті до статичного тиску колеса на рейку $P_{ст}$:

$$K_{дв}^{но} = \frac{P_{ік}}{P_{ст}} \cdot \quad (72)$$

Значення величин необхідних для визначення коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Розрахункові дані для визначення коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин

Номер вагону	Вага вагону, т	Статичне навантаження на вісь		Статичний тиск від колеса на рейку	
		т	кН	т	кН
№1	65,85	16,213	159,045	8,231	80,749
№2	65,95	16,488	161,742	8,244	80,871
№3	64,8	16,2	158,922	8,1	79,461

На Рисунку 4.8 наведено точкові діаграми найбільших та найменших значень коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин, отриманих у результаті аналітичного моделювання та динамічних ходових випробувань.

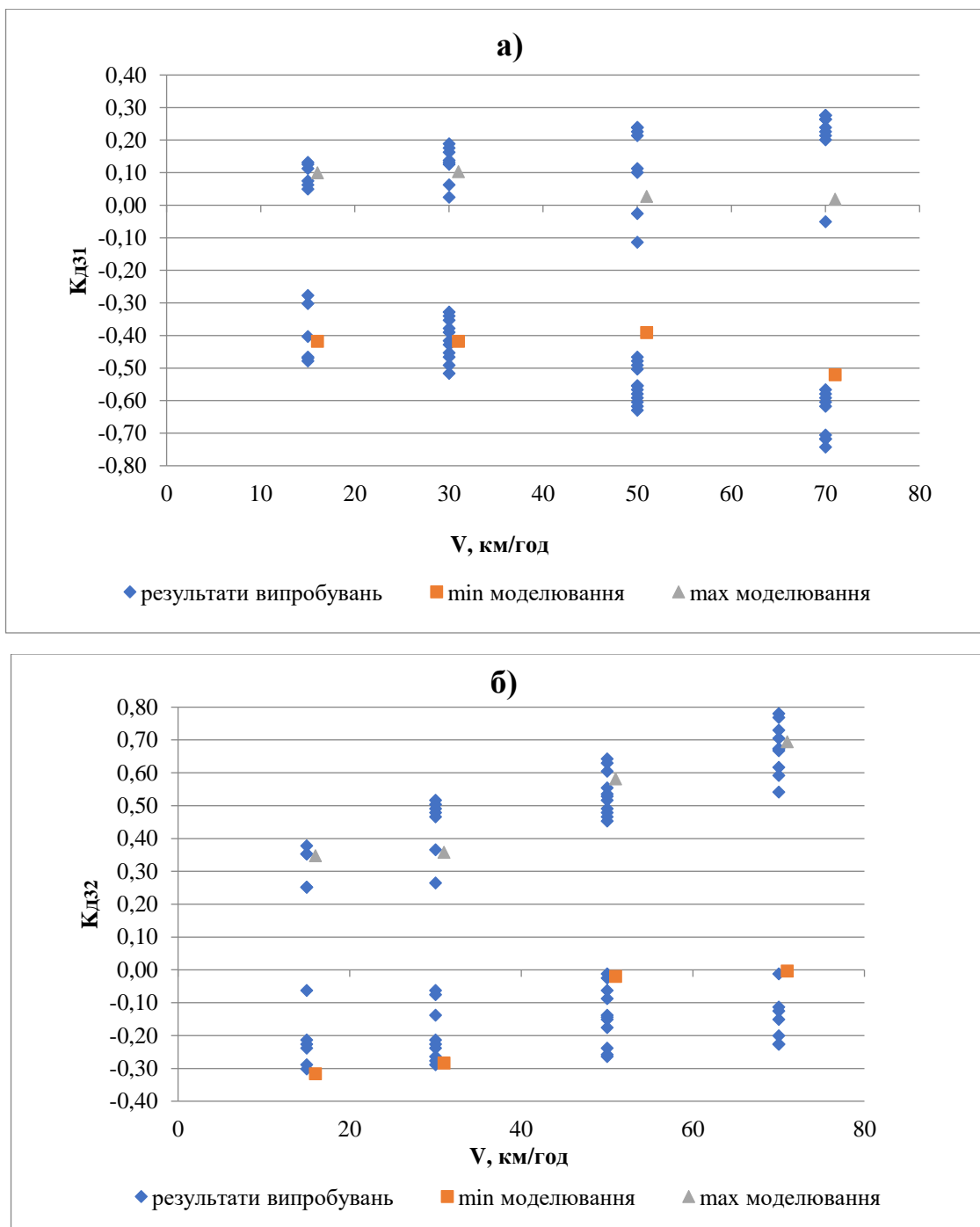


Рисунок 4.8. Точкові діаграми найбільших та найменших значень коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин: а – K_{d31} ; б – K_{d32}

Порівняння значень коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин отриманих під час динамічних ходових випробувань та аналітичного моделювання демонструють високу збіжність результатів.

Графіки зміни найбільших та найменших значень коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин наведено на рис. 4.9.

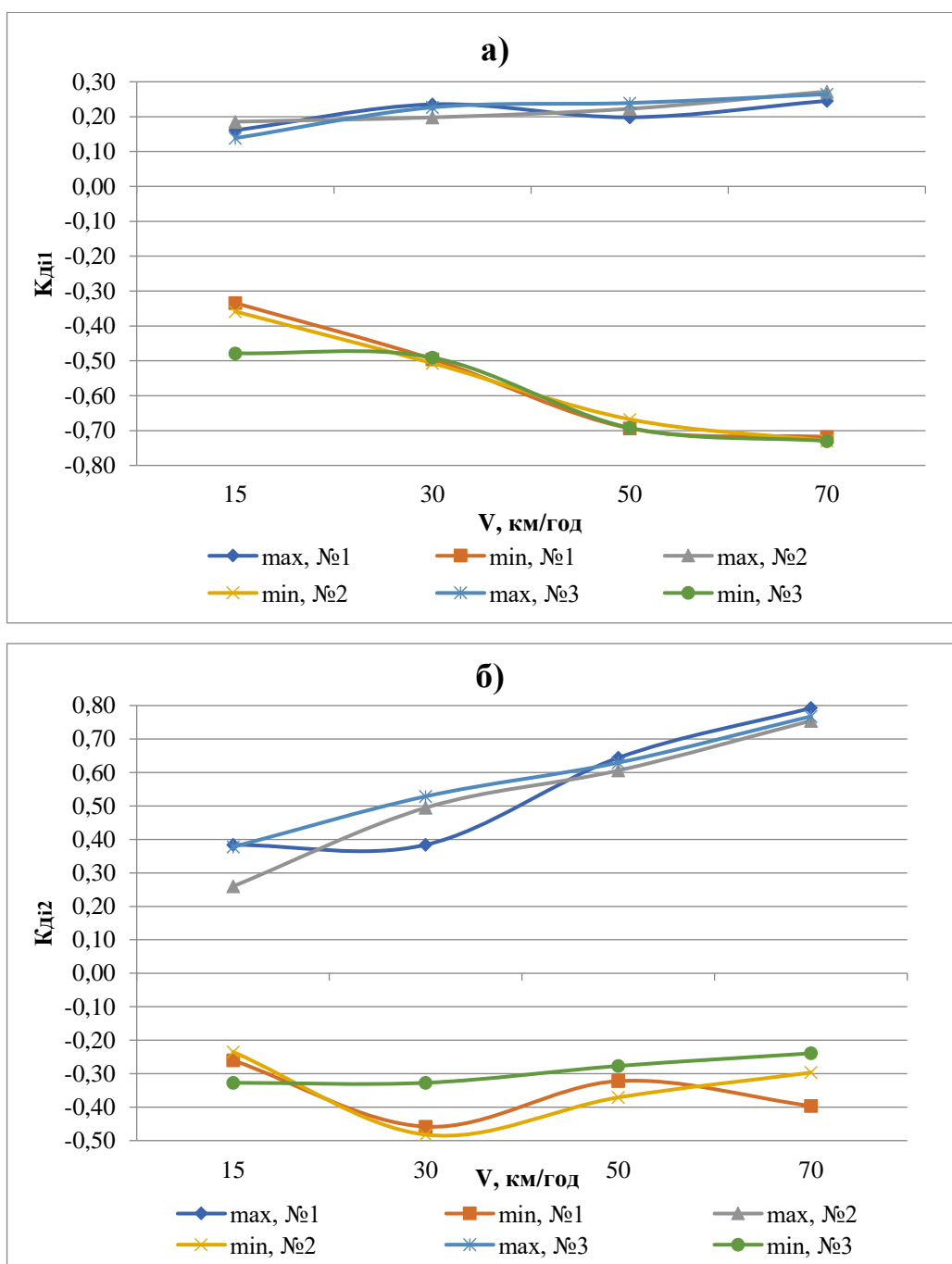


Рисунок 4.9. Графіки найбільших та найменших значень коефіцієнтів динамічних донавок вертикальних сил для всіх вагонів дослідного зчепу: а – непарної сторони; б – парної сторони

Аналізуючи рис. 4.9 можливо дійти висновку, що найбільші значення коефіцієнтів динамічних донавок вертикальних сил K_{d11} для усіх вагонів дослідного зчепу практично однакові. Дещо інший характер залежностей мають графіки коефіцієнтів K_{d12} . Найбільші значення по абсолютній величині значення для K_{d12} зареєстровано у першого та другого вагонів. Це свідчить про високу

динамічність вписування в криволінійну ділянку колії радіусом 600 м вантажних вагонів з відхиленнями у стані ходових частин. Слід зазначити, що K_{d11} мають найбільші значення по абсолютній величині значення, так як вони відповідають стороні, на якій знаходяться колеса, які є набігаючими.

4.4. Економічна оцінка ефективності впровадження математичної моделі

Одним із важливих аспектів обґрунтування доцільності впровадження розробленої математичної моделі оцінки міцності вантажних вагонів є визначення економічного ефекту від її практичного застосування. Запропонована модель дозволяє враховувати повздовжньо-поперечні переміщення центру ваги вантажу у кузові вагона, що дозволяє точніше оцінити навантаження на несучі елементи конструкції вагона і, як наслідок, знизити ймовірність його пошкодження під час перевезень.

За останні роки в Україні було зафіксовано 3495 випадків пошкоджень вантажних вагонів через порушення технічних умов навантаження та фіксації вантажів, що спричинило загальні збитки на суму близько 5,4 млн грн. Таким чином, середні витрати на ремонт одного пошкодженого вагона становили:

$$\frac{5400000}{3495} = 1545 \text{ грн,} \quad (73)$$

Після впровадження розробленої моделі кількість пошкоджень вагонів зменшилось майже на 30%. Тоді очікувана кількість пошкоджень складатиме:

$$3495 \cdot 0,7 = 2447 \text{ випадків на рік,} \quad (74)$$

Нові загальні витрати на усунення пошкоджень складатимуть:

$$2447 \cdot 1545 \approx 3782115 \text{ грн,} \quad (75)$$

Таким чином, очікувана економія за рік становитиме:

$$5400000 - 3782115 = 1617885 \text{ грн,} \quad (76)$$

Таблиця 4.3. Порівняння витрат до та після впровадження моделі.

Показник	До впровадження	Після впровадження	Економія
Кількість пошкоджень, випадків/рік	3495	2447	-1048
Середні витрати на ремонт, грн	1545	1545	0
Загальні витрати, грн	5400000	3782115	1617885

Таким чином, застосування удосконаленої моделі дозволяє щорічно зекономити понад 1,6 млн грн на ремонтах вантажних вагонів лише за рахунок зменшення пошкоджень, не враховуючи інших потенційних вигод (зниження кількості простоїв, підвищення терміну служби рухомого складу тощо).

4.5. Висновки за розділом 4

1. На основі динамічних ходових випробувань визначено вплив відхилення ходових частин на показники динамічної навантаженості «колесо-рейка». На підставі проведених динамічних ходових випробувань отримано результати впливу різного стану ходових частин, який в тій чи іншій мірі міг вплинути на знос коліс та рейок. Вагони які піддавались випробуванням мали наступні особливості в розмірах ходових частин: різницю баз бокових рам одного з візків 6 мм (2184,5 і 2190,5 мм); відхилення в діаметрах коліс однієї колісної пари 3 мм (926 і 923 мм); мінімальні відхилення розмірів елементів ходових частин.

2. Виконано аналіз поздовжніх переміщень буксових вузлів відносно бокових рам, їх подвоєна амплітуда не перевищує 5 мм. Переміщення при забіганні бокових рам мають значно більші значення, їх амплітуда досягає 40 мм. На підставі результатів випробувань встановлено, що величини поздовжніх переміщень буксових вузлів дещо збільшуються зі збільшенням швидкості.

3. Показано порівняльний аналіз коефіцієнтів динамічної добавки необресорених частин отриманих під час експериментальних випробувань та аналітичного моделювання, який показав задовільну тотожність результатів при русі по криволінійних ділянках колії вантажного рухомого складу.

4. Порівняння результатів моделювання з аналогічними величинами параметрів, отриманих під час проведення динамічних ходових випробувань, дозволяють зробити висновок про адекватність математичної моделі.

5. Пораховано економічний ефект від впровадження математичної моделі. Це зменшить грошові витрати та час призначений на ремонт вагонів, котрий склав понад 1,6 млн грн на ремонтах вантажних вагонів лише за рахунок зменшення пошкоджень.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Метою дослідження є удосконалення процесів оцінювання міцності кузовів вантажних вагонів під час перевезення продукції металургійного виробництва.

Проаналізовано сучасний стан залізничного транспорту в Україні. Дослідження продемонструвало, що тема удосконалення оцінки міцності є актуальною та потребує подальшого вирішення. Було здійснено аналіз стану парку вантажних вагонів залежно від року їх виготовлення. Знос парку рухомого складу має тенденцію до збільшення й складає в середньому майже 90%. Універсальні піввагони є найбільш затребуваним типом й їх нестача гостро відчувається на залізницях України. Проаналізовані вимоги технічної документації при перевезенні вантажів у вагонах залізничним транспортом.

Встановлено, що одним із основних факторів, який впливає на безпеку та ефективність залізничних перевезень, є правильне розміщення та надійна фіксація вантажів, особливо з урахуванням їх зміщення під дією динамічних навантажень. Показано, що діюча нормативна база має низку обмежень, які не враховують усі особливості сучасних вантажів, зокрема бунтів катаного дроту, що зумовлює потребу в перегляді та оновленні методик.

Аналіз відкритих джерел як вітчизняних, так і зарубіжних свідчить про тенденцію до ускладнення математичних моделей та вдосконалення методів їх розв'язання. Це дозволяє точніше враховувати особливості об'єктів дослідження в умовах реальної експлуатації залізничного транспорту. З цього можна зробити такі висновки:

1. Попри велику кількість наукових праць, питання підвищення міцності вантажних вагонів, що перевозять продукцію металургійної галузі, залишається актуальним. Для українських залізниць характерне інтенсивне зношення пари «колесо-рейка» на ділянках з малим радіусом кривизни.

2. Потрібна побудова математичної моделі просторових коливань сильно нелінійної системи «екіпаж-колія» з урахуванням конструктивних особливостей вагонів і зміщення центра ваги вантажу.

3. Важливо дослідити, як конструкція вантажних вагонів і розташування вантажу впливають на їхню міцність. Це дозволить удосконалити вимоги до розміщення та фіксації продукції металургійного виробництва.

Удосконалено математичну модель динамічної взаємодії вантажного вагону з великоваговим вантажем з урахуванням поздовжньо-поперечного зміщення центру ваги. Дослідження містить розвиток методів математичного моделювання динамічних процесів взаємодії рухомого складу та рейок. Аналогічні обчислення можливо застосовувати при виконанні кількісної та якісної оцінки впливу зміщення центру ваги на динамічні характеристики рухомого складу при русі ділянками колії з нерівностями.

Удосконалена математична модель дозволила врахувати вплив повздовжньо-поперечного зміщення вантажу на динамічну поведінку вагона. Це надало можливість точніше оцінити напружено-деформований стан кузова та визначити подальші напрямки, що потребують підвищеної уваги при проектуванні. Отримані результати співвіднесено з даними експериментальних випробувань, що підтвердило їх достовірність та практичну цінність.

Із використанням удосконаленої математичної моделі виконано розрахунок динамічних процесів та навантажень, що виникають під час руху вантажного вагону. Зокрема, були визначені параметри, пов'язані зі зносом, напрямні сили з боку колії, що діють на колесо, амплітуда виляння колісної пари, величини забігання бокових рам переднього візка, а також виляння лівої бокової рами переднього візка з боку набігаючого колеса першої колісної пари.

Приведено результати динамічних ходових випробувань вантажних вагонів, під час яких визначався вплив різного стану ходових частин на показники динамічної навантаженості контакту «колесо-рейка». Наведені експериментальні залежності значень: рамних сил; кутів виляння надресорної балки відносно кузова; бокових сил, отриманих під час моделювання та зафіксованих у випробуваннях при поїздках дослідного поїзда на вибігу; а також динамічних добавок вертикальних сил.

Порівняння результатів моделювання з аналогічними величинами параметрів, отриманих під час проведення динамічних ходових випробувань, показують задовільну збіжність результатів з відповідними експериментальними даними та дозволяють зробити висновок про адекватність математичної моделі.

Визначено економічний ефект від впровадження удосконаленої математичної моделі. Завдяки врахуванню повздожньо-поперечних переміщень центру ваги вантажу в кузові вагону та точній оцінці навантаження на несучі елементи конструкції вантажного вагону це призведе до зменшення ймовірності його пошкодження під час перевезень вантажу. Щорічна економія складає понад 1,6 млн грн лише завдяки зменшенню витрат на ремонт вантажного вагону.

Таким чином, результати дослідження є вагомим внеском у підвищення надійності залізничних перевезень металургійної продукції та можуть бути використані при проектуванні нових типів вантажних вагонів, розробці технічних умов перевезення, а також у процесі підготовки фахівців залізничного транспорту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Залучення інвестицій у відбудову транспортної галузі в Україні [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://niss.gov.ua/news/komentari-ekspertiv/zaluchennya-investytsiy-u-vidbudovu-transportnoyi-haluzi-v-ukrayini>
2. АТ «Укрзалізниця» [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://uz.gov.ua/>
3. Залізниця України у 2022 році перевезла понад 150 млн т вантажів. Ukrainian Shipping Magazine. 2023. 05 січ [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://usm.media/zalizniczya-ukraini-u-2022-roczy-perevezla-ponad-150-mln-t-vantazhiv/>
4. Підсумки роботи залізничного транспорту України у 2022 році. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://niss.gov.ua/news/komentari-ekspertiv/pidsumky-roboty-zaliznychnoho-transportu-ukrayiny-u-2022-r>
5. Укрзалізниці вдалося зберегти пальне та ділитися ним із військовими [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://www.railinsider.com.ua/uz-vdalosya-zberegty-palne-ta-dilytysya-nym-iz-vijskovymy/>
6. У 2022 році значно зменшилася кількість транспортних подій на залізниці України [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://www.railinsider.com.ua/u-2022-roczy-znachno-zmenschylasya-kilkist-transportnyh-podij-na-zaliznyczy-ukrayiny/>
7. УЗ протягом вересня перевезла на експорт 331 тис. т металопродукції [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://gmk.center/ua/news/uz-protyagom-veresnya-perevezla-na-eksport-331-tis-t-metaloprodukcii/>
8. Експортні залізничні перевезення зменшилися на 5,8% у 2023 році [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://dia.dp.gov.ua/eksportni-zaliznichni-perevezennya-zmenschilisya-na-58-u-2023-roci/>
9. УЗ у травні збільшила експортні перевезення чорних металів на 15% м./м [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://gmk.center/ua/news/uz-u-travni-zbilshila-eksportni-perevezennya-chornih-metaliv-na-15-m-m/>

10. У першому кварталі 2024 року залізницею перевезено майже 45 млн т вантажів [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://www.railinsider.com.ua/u-pershomu-kvartali-2024-roku-zaliznyczyeu-perevezeno-majzhe-45-mln-t-vantazhiv/>
11. Вантажні залізничні перевезення: підсумки 2023 та плани на 2024 рік [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: https://cfts.org.ua/infographics/vantazhni_zaliznichni_perevezennya_pidsumki_2023_ta_plani_na_2024_rik
12. Технічні умови розміщення та кріплення вантажів. Додаток 3 до Угоди про міжнародне залізничне вантажне сполучення (СМГС). – Київ: Девольта, 2011. – Т. 1. – 436 с.
13. Shaposhnyk V. Y. Human factor influence on performing technical maintenance and repair of freight cars / Shaposhnyk V. Y. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2018. № 6(78). Р. 165-175.
14. Reidemeister A., Muradian L., Shaposhnyk V., Shykunov O., Kyryl'chuk O. and Kalashnyk V.: Improvement of the open wagon for cargoes which imply loading with a “hat”, in: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 985, Paper 012034, 2020. doi:10.1088/1757-899x/985/1/012034
15. Недужа Л. О. Теоретичні та експериментальні дослідження міцнісних якостей хребтової балки вантажного вагона / Л. О. Недужа, А. О. Швець // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2018. № 1(73). С. 131-147. doi:10.15802/stp2018/123457
16. Reidemeister O. G., Kalashnik V. O., Rizhov S. V. and Shikunov O.A.: Experimental determination of fatigue resistance of gondola body units, Collection of scientific works of UkrDUZT. 184(Appendix), pp. 19-20, 2019.
17. Fomin O., Glib V., & Alyona L. (2022). Determination of loads on the body of a boxcar with elastic elements in the center sill. Acta Polytechnica, 62(4), 451-458. doi.org/10.14311/AP.2022.62.0451
18. Фомін О. В., Ловська А. О., Сова С. С., Литвиненко А. С. Дослідження напруженого стану несучої конструкції напіввагона при розморожуванні в ньому

вантажу. Вісник Східноукраїнського Національного Університету імені Володимира Даля № 3 (273) 2022 103-107. doi:[10.33216/1998-7927-2022-273-3-103-107](https://doi.org/10.33216/1998-7927-2022-273-3-103-107)

19. Shaposhnyk V., Shykunov O., Reidemeister A., Muradian L. and Potapenko O.: Determining the possibility of using removable equipment for transporting 20- and 40-foot-long containers on an universal platform wagon, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 17, No. 109, pp. 14-21, 2021. doi:10.15587/1729-4061.2021.225090

20. Анофрієв В. Г., Рейдмейстер О. Г., Шикунів О. А., Кирильчук О. А., Мацюк А. С. Визначення основних технічних вимог до металопрокату для кузовів вантажних вагонів нового покоління // Вагонний парк. 2012. № 11 (68). С. 4-8.

21. Звіт за результатами дослідження ринку перевезень вантажів залізничним транспортом / Київ, 2019 [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://amcu.gov.ua/news/zvit-pro-rezultati-doslidzhennya-rinku-perevezennya-vantazhiv-zaliznichnim-transportom> (29.11.2021)

22. Ткачик О. Б. Вагони нового покоління // Всеукраїнська транспортна газета магістраль. 2014. 1-7 жовт. (№77). С. 9.

23. Ткачик О. Б. Оновлення застарілого вагонного парку – першочергове завдання Департаменту вагонного господарства Укрзалізниці // Вагонний парк. 2015. № 9-10. С. 10–13.

24. «Порядок розроблення технічної документації щодо розміщення і кріплення вантажів у вагонах і контейнерах, які перевозяться залізничним транспортом (Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 18 травня 2010 року №299)» [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0503-10#Text> (дата звернення 06.10.2021).

25. Інструкція з перевезення негабаритних і великовагових вантажів залізницями України. ЦД-0055 : Затв. : Наказ Мінтрансу та зв'язку України 23.11.04. № 1026 / М-во транспорту України. К. : Алькор, 2005. 181 с.

26. ДСТУ ГОСТ 22235:2015. Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт.
27. Duo Zhang, Yinying Tang, David B. Clarke, Qiyuan Peng, and Chunjiao Dong: An innovative method for calculating diagonal lashing force of cargo on railway wagons in a curve alignment, *Vehicle System Dynamics*. Vol. 59, No. 3, pp. 352-374, 2021. doi:10.1080/00423114.2019.1686160
28. Shatunov O. V. and Shvets A. O.: Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift, *Science and Transport Progress*. Vol. 2, No. 80, pp. 127-143, 2019. doi:10.15802/stp2019/165160
29. Швець, А. О. Вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги вантажу в піввагонах на їх динамічні показники / А. О. Швець // *Наука та прогрес транспорту*. – 2018. – № 5 (77). – С. 115–128. doi: 10.15802/stp2018/146432
30. Шатунов О. В., Швець А. О. Динаміка зчепу вагонів-платформ під час перевезення довгомірного вантажу. *Наука та прогрес транспорту*, 2020, 4(88), С. 114–131. doi:10.15802/stp2020/213381
31. ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT). – Введ. 2017–07–01. – Київ : УкрНДНЦ, 2017. – 58 с.
32. Яременко Д. Аналіз зусиль, що діють на кузов напіввагона при перевезенні катаного дроту в бунтах: Дипломна магістерська робота – Український державний університет науки і технологій : Дніпро, 2021. 82 с.
33. Shvets A., Shaposhnyk V., Muradian L., Shvets A., Reidemeister A., Shykunov O., Molchanov D. Assessment of forces acting on the gondola car body during transportation of rolled wire bundles. *Tehnički Glasnik*. 2026. Vol. 20, No 1. 8 p. (Post-print. Croatia, University North; TG2026-1).
34. ДСТУ EN 12663-2:2018 Залізничний транспорт. Конструкційні вимоги до кузовів залізничних транспортних засобів. Частина 2. Вантажні вагони (EN 12663-2:2010, IDT). – Введ. 2018–12–18. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. – 39 с.

35. Комп'ютерне моделювання систем та процесів. Методи обчислень. Частина 1 : навчальний посібник / Кветний Р. Н., Богач І. В., Бойко О. Р., Софіна О. Ю., Шушура О.М.; за заг. ред. Р.Н. Кветного. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 193 с.
36. Хусаїнов Д. Я. Моделювання динамічних систем: навч. посіб. / Д. Я. Хусаїнов, І. І. Харченко, А. В. Шатирко. — К. : Київський ун-т, 2011. — 135 с. — ISBN 966-439-483-0.
37. Кузьменко Б. В. Моделювання систем: навч. посібник для студ. напряму 6.050101 «Комп'ютерні науки» / Б. В. Кузьменко, О. А. Чайковська ; Київський національний ун-т культури і мистецтв. — К. : Видавничий відділ КНУКіМ, 2009. — 135 с.
38. Петров Н. П. Вплив поступальної швидкості колеса на напругу в рейці. // Записки російського технічного товариства. - 1903, - Вип. 2.- С. 27-115.
39. Раус Еге. Динаміка системи твердих тел./Пер. з англ. Ю.А. Архангельського та ін; За ред. Ю.А. Архангельського, К.Г.Дьоміна.- М.: Наука, 1983, т.д. 1, 3. 62-76, 377-414.
40. Ромен Ю. С., Миколаїв В.Є. Дослідження впливу вертикальних нерівностей на бічні та вертикальні сили взаємодії колії та вантажного вагона // Механіка наземного транспорту. – Київ: Наук. думка, 1977. - С. 41-43.
41. Тимошенко С. П. Напруги в залізничній рейці // Статичні та динамічні проблеми теорії пружності. - Київ: Наук. думка, 1975 - С. 318-355.
42. Тимошенко С. П. Про дію рухливих навантажень на рейки // Статичні та динамічні проблеми теорії пружності. - Київ: Наук. думка, 1975 - С. 58-61.
43. Блохін Є. П., Данович В.Д., Морозов Н.И. Математична модель просторових коливань чотиривісний рейковий екіпаж. // Дніпро.ін-т інж. ж.-д трансп.- Дніпропетровськ,- 1986.- 14 с.
44. Конашенко С. І. До питання про модель пружної основи із двома характеристиками. // Деякі завдання механіки швидкісного рейкового транспорту. – Київ: Наук. думка, 1973. - С. 118-125.
45. Крагельський І. В. Вузли тертя машин. Довідник. - М.: Машинобудування, 1984. - 280 с.

46. Лазарян В. А. Диференціальні рівняння руху чотиривісного вагона ізольованою нерівності колії. // Тр. ДШТ.- М.: Трансжелдоріздат, 1963.- Вип. 44. - С. 3-9.
47. Лазарян В. А. Динаміка вагонів. - М: Транспорт, 1964,-256 с.
48. Лазарян В. А., Грановський Р. Б., Данович В. Д., Манашкін Л. А. Методика вибору оптимальних параметрів одинарного ресора підвішування чотиривісного вагона. //Тр. ДШТ.- 1970.- Вип. 84. - С. 20-31.
49. Лазарян В. А., Длугач Л. А., Коротенко М. Л. Стійкість руху рейкових екіпажів. - Київ: Наук. думка, 1972. - 193 с.
50. Лазарян В. А., Литвин І. А. Диференціальні рівняння плоских коливань екіпажу, що рухається інерційним шляхом. // Деякі завдання динаміки швидкісного наземного транспорту. – Київ: Наук. думка, 1970. - С. 62-73.
51. Лазарян В. А. та ін. Вимір динамічного профілю шляху. // Деякі завдання механіки швидкісного транспорту. – Київ, 1970. – С. 85-94.
52. Муравский Г. Б. Про модель пружної основи // Будівельна механіка та розрахунок споруд, - 1967. - № 6, - С. 14-17.
53. Ньютон І. Математичні засади натуральної філософії. / Пер. з лат. О.М. Крилова, т. 7. - АН СРСР, 1935.
54. Пастернак П. Л. Основи нового методу розрахунку фундаментів на пружній основі за допомогою двох коефіцієнтів постелі.-Держвидав літератури з будівництва та архітектури, 1954. - 56 с.
55. Ушкалов В. Ф., Резніков Л.М., Редько С.Ф. Статистична динаміка залізничних бригад. - Київ: Наук. Думка, 1982.- 369 с.
56. Шахуньянц Г. М. Залізнична колія: Підручник для ВНЗ ж.-д.трансп.- 3-є та зд.- М.: Транспорт, 1987.- 479 с.
57. Босіков Л. І., Резніков Л. М. Вільні коливань кузова критого вагона // Навантаженість, коливання та міцність складних механічних систем. – Київ: 1977. – С. 62-68.
58. Вагони: Підручник для ВНЗ ж.-д. трансп./За ред. Л. А. Шадура. М: Транспорт, 1960.- 439 с.

59. Вербек Г. Сучасне уявлення про зчеплення та його використання. - Ж.Д. світу, 1984. - № 4, - 3 23-53.
60. Власов В. З., Леонтьєв Н. М. Балки, плити та оболонки на пружній основі. - М.: Фізматгіз, 1960. - 492 с.
61. Гарг В. К., Дгккіпаті Р. В. Динаміка рухомого складу: Пров. з англ. / За ред. Н.А.Панькіна. - М.: Транспорт, 1988. - 391 с.
62. Гекер Ф. Р. Динаміка машин, що працюють без мастильних матеріалів у вузлах тертя. - М.: Машинобудування, 1983. - 168 с.
63. Голего Н. А. Схоплювання в машинах та методи його усунення. Київ: Техніка, 1965. - 231 с.
64. Даламар К. Л. Динаміка./ Пер. з французькою. Єгоршина В.Н.- М.: Гостехиздат, 1950.
65. Данович В. Д. Просторові коливання вагонів на інерційному шляху: Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. - М., 1982. - 44 с.
66. Ден-Гартог Дж. Механічні коливання. - М.: Фізматгіз, 1960. - 580 с.
67. Де Патер О. Д. Коливання нелінійних механічних систем із жорсткими обмежувачами. //Тр. Міжнар. симпозиуму з нелінійних коливань. - Київ, 1963. - Т. 3. - С. 326-346. Де Патер О.Д. Виклад теорії взаємодії колії та залізничного рухомого складу. – Утрехт, 1963. – 64 с.
68. Коган А. Я. Вертикальні динамічні сили, які діють шлях.// Тр. ВНИИЖТ.- 1969.- Вип. 402. - 206 с.
69. Віккенс А. Г., Гілхрист А.О. Практична теорія динаміки рухомого складу// Залізниці світу.- 1978.- № 7.- С. 66-71.
70. Хемінг Р. В Чисельні методи. / Пер. з англ., М: Наука, 1972. - 400 с.
71. Kalker J. J. 1991. "Wheel-rail rolling contact theory". Wear 144: 243-261. ISSN: 0043- 1648. 14.
72. Kalker J. J. 1967. „On the rolling of two elastic bodies in the presence of dry friction”. Doctoral Thesis. Delft, Netherlands: Delft Technological University

73. Myamlin S. (2002). Simulation of railway vehicles dynamics. Dnepropetrovsk: New ideology.
74. Muradian L, Pitsenko I, Shaposhnyk V, Shvets A, Shvets A. Predictive model of risks in railroad transport when diagnosing axle boxes of freight wagons. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F. 2022;237(4):528-532. doi:10.1177/09544097221122043
75. Lazaryan V. A., Ushkalov V. F. Vibrations of bolster parts of freight cars. Proceedings of the Dnepropetrovsk Institute of Transport Engineers 1965; 55: 8–12.
76. Lazaryan V. A., Ushkalov V.F. Bending oscillation of a gondola car body in the vertical and horizontal plane. Proceedings of the Dnepropetrovsk Institute of Transport Engineers 1967; 68: 48–55.
77. Lazaryan V. A., Konashenko S. I. Investigation of oscillations of rod systems with lumped masses using the Lagrange equations of the second kind. Structural mechanics and calculation of the structure 1962; 4: 31–36.
78. Muradian L, Shvets A, Nikitenko A, Shvets A. Study on the frequencies of natural oscillations of car transporter wagon. Noise & Vibration Worldwide. 2024;56(1-2):5-24. doi:10.1177/09574565241306314
79. Muradian L, Shvets A, Shvets A (2023) Some dynamic processes at longitudinally-transverse shift of the cargo. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport 120:187–204. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.120.12>
80. Shvets A (2023) Multibody model of freight railcars interaction in a train. In: Sharma SK, Upadhyay RK, Kumar V, Valera H (eds) Transportation Energy and Dynamics. Energy, Environment, and Sustainability (pp. 217–241). Singapore: Springer. https://doi.org/10.1007/978-981-99-2150-8_10
81. Muradian L., Shvets A. & Shvets A. (2024) Influence of wagon body flexural deformation on the indicators of interaction with the railroad track. Arch Appl Mech 94, 2201–2216. <https://doi.org/10.1007/s00419-024-02633-2>

82. ДСТУ ГОСТ 22235:2015 «Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт.

83. Розробка рекомендацій щодо зниження зносу коліс та рейок за рахунок зниження сил динамічної взаємодії залізничних екіпажів та колії з урахуванням стаціонарних та нестаціонарних режимів руху. У 3 т. Т. 3. Натурні дослідження факторів, що впливають на підвищене зношування рейок і гребенів коліс вантажних вагонів: звіт про НДР (заключ.) : 91.134.95.97/379.95.97 ЦТех / Дніпропетр. нац. ун-т зал. трансп. ім. акад. В. Лазаряна ; рук. Блохін Є. П., Пшінько О. М. ; викон.: Данович В. Д. [та інш.]. – Дніпропетровськ, 1998. – 190 с. – № ГР 0196U023134. – Інв. № 416(III).

84. Shvets A. O. (2022) Dynamic interaction of a freight car body and a three-piece bogie during axle load increase. *Vehicle System Dynamics* 10(60):3291–3313. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1942930>

85. Muradian L, Shvets A and Shvets A. Influence of wagon body flexural deformation on the indicators of interaction with the railroad track. *Arch Appl Mech* 2024; 94: 2201–2216. DOI: 10.1007/s00419-024-02633-2.

86. Shatunov Oleksandr, Angela Shvets, Oleg Kirilchuk, Anzhelika Shvets. 2019. „Research of wheel-rail wear due to non-symmetrical loading of a flat car”. *Science and Transport Progress* 4 (82): 102