

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В.А. Лазаряна

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Кузишина Андрія Ярославовича

УДК 629.4.017: 625.032.3

ДИСЕРТАЦІЯ

**Удосконалення методів визначення основних динамічних показників
моторвагонного рухомого складу на стадії проектування**

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

А. Я. Кузишин

Науковий керівник

Костриця Сергій Анатолійович
кандидат технічних наук, с.н.с.

Дніпро - 2019

АНОТАЦІЯ

Кузишин А.Я. Удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт». – Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2019.

У зв'язку з впровадженням в Україні сучасного рухомого складу швидкість руху пасажирських поїздів на залізницях України незмінно збільшується. При цьому важливого значення набувають наукові дослідження стійкості рухомого складу при його русі як в прямих, так і в криволінійних ділянках залізничної колії. Вивчення взаємодії колії та рухомого складу в процесі експлуатації дозволить встановити основні динамічні показники з метою забезпечення безпеки руху.

У роботі особлива увага приділяється визначенню рамних та направляючих сил при русі рухомого складу рейковою колією, що має допустиме відхилення від норм утримання. За значенням цих сил встановлюються основні динамічні показники рухомого складу, такі як коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки у буксовому і центральному ресорному підвішуванні, коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейки. В результаті чого визначаються допустимі швидкості руху рухомого складу в залежності від стану рейкової колії з метою забезпечення безпеки руху.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше з використанням розробленої просторової математичної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 були встановлені величини направляючих сил, які дозволяють на стадії проектування оцінити силовий вплив рухомого складу на рейкову колію;

- вперше проведено порівняння динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 отриманих згідно вимог нормативних документів, які діють на Україні та країнах Європейського Союзу. Порівняння проведено з метою гармонізації вказаних нормативних документів;

- розроблено просторову розрахункову схему та математичну модель коливань

вагона дизель-поїзда ДПКр-2 з урахуванням його конструктивних особливостей, що дозволяє визначати його основні динамічні показники та їх залежності від швидкості руху та стану рейкової колії;

- удосконалено метод визначення направляючої сили шляхом одночасного урахування поперечних сил крипа, а також кута нахилу направляючої сили до вертикальної осі, що дозволяє наблизити математичну модель дизель-поїзда до реальних умов навантаження.

Практичне значення розробленої методики полягає в можливості її використання в судовій залізнично-транспортній експертизі при проведенні експертних досліджень.

Розроблена математична модель коливань вагона дизель-поїзда дозволяє досить легко будувати механізм залізнично-транспортної пригоди у випадках сходу рухомого складу з рейкової колії.

Урахування особливостей конструкції вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в розробленій математичній моделі дозволяє також визначати основні динамічні показники безпеки руху та максимально допустимі швидкості руху на етапі проектування.

Отримана методика впроваджена в практику проведення судових залізнично-транспортних експертиз Львівським науково-дослідним інститутом судових експертиз Міністерства юстиції України (від 20.03.2019 р.), під час ремонт та модернізації рухомого складу Львівським локомотиворемонтним заводом (від 12.03.2019 р.) та при визначенні на етапі проектування оптимальних параметрів підвішування нових типів рухомого складу Крюківським вагонобудівним заводом (від 21.03.2019 р.).

На підставі аналізу наукових досліджень щодо взаємодії колії та рухомого складу, існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки, які використовуються при аналізі динамічних характеристик рухомого складу, встановлено, що даним питанням присвячена значна кількість наукових робіт. Однак такі дослідження зазвичай потребують використання дуже складних моделей взаємодії колеса та рейки. В той же час методи, які покладені у основу розрахунків силових факторів в контакті колеса та рейки при вписуванні вагонів в криволінійні ділянки колії, є застарілими і не дозволяють отримати достовірні результати.

Провівши порівняння існуючих методів визначення сил взаємодії в системі «колесо-рейка» встановлено, що розбіжність результатів становить до 300%. Проблема вибору ефективного методу ускладнюється відсутністю достатньої кількості експериментальних даних.

Для аналізу динамічних показників сучасного дизель-поїзда ДПКр-2 була розроблена його просторова розрахункова схема та математична модель. Проведено дослідження коливань вагона дизель-поїзда під час його руху по рейковій колії, яка має нерівності як у вертикальній, так і в горизонтальній площині згідно нормативних документів по утриманню колії.

Проведено аналіз впливу швидкості руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та стану рейкової колії на величину рамної сили. Чисельні значення рамної сили отримані під час руху дизель-поїзда по рейковій колії, яка має відмінну оцінку утримання та не перевищують нормативного значення 36 кН.

Досліджено вплив швидкості руху екіпажу на величину поперечних сил крипа. Встановлено, що при визначенні направляючої сили нехтування поперечними силами крипа може призвести до хибних результатів при розрахунку показників безпеки від сходу колеса з рейки.

Удосконалено метод визначення направляючої сили шляхом одночасного урахування дії поперечних сил крипа та кута нахилу направляючої сили до вертикальної осі. Отримані чисельні значення направляючої сили під час руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 по рейковій колії, яка має відмінну оцінку утримання не перевищують нормативного значення 81 кН. Встановлено, що при визначенні направляючої сили необхідно контролювати зазор між гребенем колеса та головкою рейки, що без комп'ютерного моделювання здійснити важко. Проведено порівняння результатів визначення направляючої сили різними методиками.

Використовуючи комп'ютерне середовище Maple18 та математичні моделі було розроблено програмне забезпечення, яке дає змогу враховувати геометричні параметри рейкової колії та рухомого складу при визначенні основних динамічних показників рухомого складу. Проведено оцінку та порівняння динамічних показників вагона дизель-поїзда ДПКр-2 отриманих згідно вимог нормативних документів, які діють на

Україні та країнах Європейського Союзу.

Встановлено максимально допустимі швидкості руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від плавних відхилень рейкової колії, а також її перекосів на довжині до 20 м. При цьому стан рейкової колії розглядався як: відмінний, добрий, задовільний, незадовільний. Досліджено максимально допустиму швидкість руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 при заданій горизонтальній нерівності рейкової колії.

При порівнянні експериментального та теоретичного значень рамної сили та коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки на першій колісній парі вагона дизель-поїзда при швидкості його руху 30 м/с спостерігається їх практичне співпадіння, що говорить про адекватність математичної моделі та проведених розрахунків, оскільки розбіжності результатів становлять 7,2% та 6% відповідно.

Ключові слова: колісна пара, математична модель, рамна та направляюча сили, динамічні показники, критерії безпеки руху, рухомий склад, рейкова колія.

Список публікацій здобувача:

- включених до міжнародної наукометричної бази «Scopus»:

Kuzyshyn A. Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension / A. Kuzyshyn, A. Batig, S. Kostritsa [et al.]. // BulTrans 2018: 10th Intern. Sci. Conf. on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies. – Sozopol: 2018. – Vol. 234.

Kovalchuk V. Improving a methodology of theoretical determination of the frame and directing forces in modern diesel trains / V. Kovalchuk, A. Kuzyshyn, S. Kostritsa [et al.]. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. – No. 6/7 (96). – P. 19-25.

- включених до міжнародної наукометричної бази «Index Copernicus»:

Болжеларський Я.В. Порівняння методів розрахунку бокової сили від дії колеса електровоза на головку рейки / Я.В. Болжеларський, А.Я. Кузишин // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. 2016. – No. 11. – P. 55-64.

Кузишин А.Я. Визначення рамної сили електровоза ВЛ80 / А.Я. Кузишин // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна. 2017. – No. 3(69). – P. 32-44.

Кузишин А. Я. Побудова механічної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та її особливості / А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн.

трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2017. – № 6 (72). – С. 20-30.

Костриця С. А. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С. А. Костриця, Ю. Г. Соболевська, А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2018. – № 1 (73). – С. 15–25.

Kuzyshyn A. Evaluation of dynamic characteristics of DPKr-2 diesel train on straight sections of railway track / A. Kuzyshyn, A. Batig // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2017. – No. 3 (2). – P. 103-113.

- в іноземних виданнях:

Кузишин А.Я. Дослідження максимально допустимих швидкостей руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 у прямій ділянці колії / А.Я. Кузишин, С.А. Костриця, А.В. Батіг // Web of Scholar. 2018. – No. 5. – P. 31-36.

Batig A. Studying the interaction between the rolling stock and the railway track in the railway forensic science / A. Batig, A. Kuzyshyn // Criminalistics and forensic expertology: 13th International Conference. – Vilnius: Sep. 2017. – Vol. II.– P. 427-442.

- включених до фахових видань, затверджених МОН України:

Кузишин А.Я. Аналіз існуючих підходів щодо розрахунку критеріїв безпеки руху на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Сучасний стан наукових досліджень та технологій в промисловості. 2018. – No. 4 (6). – P. 50–56.

Кузишин А.Я. Класифікація та перспективи розвитку пневматичного підвищення на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Транспортні системи та технології. 2018. – No. 32. – P. 183–194.

- які засвідчують апробацію матеріалів дисертації на наукових конференціях та семінарах:

Батіг А.В. Дослідження взаємодії рухомого складу та рейкової колії при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої 15-річчю створення Дніпропетровського науково-дослідного інституту судових експертиз. – Дніпро: 14-15 червня 2017. – P. 147-149.

Батіг А.В. Дослідження динаміки рухомого складу шляхом побудови його математичних моделей / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 100-річчю від дня народження докто-

ра юридичних наук, професора, заслуженого діяча науки і техніки України М.В. Салтевського. – Харків: 7-8 листопада 2017. – Р. 168-169.

Костриця С.А. Дослідження динамічних показників вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С.А. Костриця, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – Р. 73-75.

Костриця С.А. Дослідження різних методів щодо можливості визначення сходу колісної пари з рейок / С.А. Костриця, J. Kalivoda, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – Р. 75-77.

Кузишин А.Я. Застосування програмного комплексу «Універсальний механізм» при дослідженні причин сходу рухомого складу з рейок / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю від дня народження видатного вченого криміналіста, професора Л.Ю. Ароцкера. – Харків: 25 травня 2017. – Р. 132-133.

Кузишин А.Я. Питання сходу колеса з рейки у судовій залізнично-транспортній експертизі / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 1-ї міжнародної науково-практичної конференції «Енергооптимальні технології, логістика та безпека на транспорті» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Львів: 18-19 червня 2018. – Р. 61-62.

Урсуляк Л.В. Підвищення безпеки руху сучасного рухомого складу шляхом удосконалення методів визначення параметрів його взаємодії з рейковою колією / Л.В. Урсуляк, С.А. Костриця, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – Р. 84-86.

- які додатково відображають наукові результати дисертації:

Болжеларський Я.В. Огляд методів динамічного вписування локомотивів у перехідні та кругові криві / Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин // Залі-

значний транспорт України. 2016. – No. 5-6. – P. 23-29.

ABSTRACT

Kuzyshyn A. Ya. The methods improvement for determining the main dynamic parameters of motor-vehicle rolling stock at the design stage. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for Ph.D. degree in specialty 273 “Railway Transport”. – Dniprovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, 2019.

Due to the introduction of modern rolling stock in Ukraine, the speed of passenger trains on the railways of Ukraine increases considerably. At the same time, scientific studies of the stability of rolling stock during its movement, both on the straight and on the curvilinear sections of railway track become important. The study of the interaction of track and rolling stock in the course of operation will allow to establish the main dynamic parameters in order to improve safety traffic.

In the work, special attention is paid to determining frame and guiding forces while rolling stock movement on rail track with tolerance deviation from the maintenance rules. According to the values of these forces, the most important dynamic parameters of rolling stock are determined, such as the coefficients of vertical and horizontal dynamics in the axlebox and central spring suspensions, the coefficient of stability against wheel derailment. As a result, the admissible speeds of rolling stock are determined, depending on the technical condition of rail track, with the purpose of ensuring safety traffic.

Scientific novelty of the obtained results:

– for the first time, with the use of the developed spatial mathematical model of a car of diesel train DPKr-2, the guiding force values have been determined that allow to estimate the force influence of rolling stock on railway track at the design stage;

– for the first time, the comparison of dynamic parameters of diesel-train DPKr-2 has been conducted according to the requirements of normative documents, which are valid in Ukraine and the European Union countries. The comparison is carried out with the aim of harmonizing these normative documents;

– the spatial analysis scheme and the mathematical model for the calculation of DPKr-2 diesel train car oscillation have been developed with the consideration of its de-

sign features, which allows to determine its main dynamic parameters and their dependence on the speed of train car movement and railway track condition;

– the method of determining the guiding force is improved by simultaneous consideration of transverse forces of the creep, as well as the inclination angle of the guiding force to the vertical axis, which allows to approximate the mathematical model of the diesel train to real conditions of loading.

The practical significance of the developed methodology lies in the possibility of its use in forensic railway-transport expertise in conducting expert investigations.

A mathematical model of oscillations of the car of diesel-train has been developed which makes it quite easy to build a train accident mechanism in cases of rolling stock derailment from a track.

Taking into account the design features of the diesel-train car DPKr-2 in the developed mathematical model also allows to determine the main dynamic indicators of traffic safety and the maximum allowable speeds at the design stage.

The resulting technique has been introduced into the practice of conducting forensic railway-transport expertise of the Lviv Scientific Research Institute of Forensic Science of the Ministry of Justice of Ukraine (from 20.03.2019), while repairing and modernizing rolling stock of the Lviv Locomotive Repair Plant (from 12.03.2019), determining, at the design stage, the optimal parameters for suspending new types of rolling stock of the Kryukiv Railway Car Building Works (from 21.03.2019).

Based on the analysis of scientific research on the interaction of the track and rolling stock, the existing safety indicators from the derailment of the wheel from the rail, which are used in the analysis of the dynamic characteristics of rolling stock, it has been established that a significant number of scientific papers are devoted to this issue. However, such studies usually require the use of very complex models of wheel and rail interaction. At the same time, the methods that form the basis for calculations of the force factors arising at the contact of the wheel and rail when performance of car on a curve are outdated and do not allow to obtain reliable results.

Having compared the existing methods of determining interaction forces of the “wheel-rail” system, it was found out that the difference in results is up to 300%. The

problem of choosing an effective method is aggravated by the lack of sufficient number of experimental data.

To analyze the dynamic parameters of modern diesel train DPKr-2, its spatial analysis scheme and the mathematical model were developed. The study of diesel train car oscillation during its movement along railway track was carried out, where the track had unevenness both in the vertical and horizontal plane in accordance with the normative documents on track maintenance.

The analysis of the influence of car velocity of diesel train DPKr-2 and the state of railway track on the magnitude of frame force was carried out. The numerical values of frame force obtained during diesel train movement along railway track with excellent assessment of maintenance do not exceed regulatory value of 36 kN.

The influence of train speed on the value of transverse forces of the creep is investigated. It is established that neglecting transverse forces in determining the directing force can lead to false results while calculating safety parameters against wheel derailment.

The method of determining the directing force is improved by simultaneous accounting the action of transverse forces of the creep and the angle of inclination of the directing force to the vertical axis. The received numerical values of the directing force during diesel train DPKr-2 car movement along railway track with excellent assessment of maintenance do not exceed normative value of 81 kN. It has been established that while determining the directing force it is necessary to control the gap between the wheel flange and the rail head, which is difficult to perform without computer simulation. The comparison of the results of guiding force determination with different methods was carried out.

Using computer environment Maple18 and mathematical models, software has been developed that allows to account geometric parameters of railway track and rolling stock when determining basic dynamic parameters of rolling stock. The evaluation and comparison of dynamic parameters of a car of diesel train DPKr-2 were conducted in accordance with the requirements of regulatory documents in force in Ukraine and in the countries of the European Union.

The maximum permissible speeds of a car of diesel train DPKr-2 have been established, depending on the smooth deviations of railway track, as well as its obliquity in the

length to 20 m. In this case, the condition of railway track was considered as: excellent, good, satisfactory, unsatisfactory. The maximum tolerance of the speed of diesel train-DPKr-2 car with the given horizontal unevenness of railway track has been investigated.

When comparing the experimental and theoretical values of frame force and the coefficient of stability against wheel derailment on the first wheel pair of the diesel train car at its speed of 30 m / s, their practical coincidence is observed, which indicates the adequacy of the mathematical model and conducted calculations, as the difference in results is 7.2% and 6% respectively.

Key words: wheel pair, mathematical model, frame and directing forces, dynamic parameters, traffic safety criteria, rolling stock, railway track.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ РОБІТ ВЗАЄМОДІЇ СИСТЕМИ «КОЛЕСО-РЕЙКА»	19
1.1. Аналіз наукових досліджень щодо взаємодії колії та рухомого складу	19
1.2. Силові фактори, які використовуються при аналізі динамічних показників рухомого складу	25
1.3. Аналіз існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки	29
1.4. Постановка проблеми. Обґрунтування мети і формулювання задач наукового дослідження	40
РОЗДІЛ 2 ВИБІР МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РУХОМОГО СКЛАДУ	41
2.1. Основні методи визначення збурюючої сили при дослідженні коливань рухомого складу	41
2.2. Методика визначення сил при русі багатосекційних локомотивів в криволінійних ділянках колії	42
2.3. Методика визначення сил при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз	54
2.4. Загальноприйняті традиційні методики визначення сил, які виникають при русі в криволінійних ділянках колії	63
2.5. Аналіз та порівняння отриманих результатів	67
Висновки до розділу 2	68
РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАГОНА ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКр-2	69
3.1. Просторова розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2	69
3.2. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2	76
3.3. Аналітичне визначення рамної та направляючої сили вагона дизель-поїзда ДПКр-2 під час його руху в прямій ділянці колії	82
Висновки до розділу 3	95
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ ТА ПОРІВНЯННЯ ЇХ З РЕЗУЛЬТАТАМИ ЕКСПЕРИМЕНТУ	97
4.1. Визначення динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 та порівняння з результатами експерименту	97
4.2. Встановлення максимально допустимих швидкостей руху дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від стану рейкової колії	114
Висновки до розділу 4	119
ВИСНОВКИ	121
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	124
ДОДАТКИ	136
ДОДАТОК А. Роботи у яких відображено основні положення та результати дисертації	137
ДОДАТОК Б. Акти реалізації результатів досліджень	140

ВСТУП

Актуальність теми. У зв'язку з впровадженням в Україні сучасного рухомого складу швидкість руху пасажирських поїздів на залізницях України незмінно збільшується. При цьому важливого значення набувають наукові дослідження стійкості рухомого складу при його русі як в прямих, так і в криволінійних ділянках залізничної колії. Вивчення взаємодії колії та рухомого складу в процесі експлуатації дозволить встановити основні динамічні показники з метою забезпечення безпеки руху.

У роботі особлива увага приділяється визначенню рамних та направляючих сил при русі рухомого складу рейковою колією, що має допустиме відхилення від норм утримання. За значенням цих сил встановлюються основні динамічні показники рухомого складу, такі як коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки у буксовому і центральному ресорному підвішуванні, коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейки. В результаті чого визначаються допустимі швидкості руху рухомого складу в залежності від стану рейкової колії з метою забезпечення безпеки руху.

Відповідно до «Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки», затвердженої Наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 14.10.2008 р., №1259, поставлено завдання поступового списання одиниць тягового рухомого складу (ТРС), що вичерпали свій ресурс, і закупівлі нового та модернізації існуючого рухомого складу. У зв'язку з цим Крюківським вагонобудівним заводом, для забезпечення приміського пасажирського сполучення на ділянках залізниць України, країн СНД, Латвії, Литви й Естонії, був побудований дизель-поїзд ДПКр-2.

Для перевірки відповідності характеристик розробленого дизель-поїзда вимогам нормативної документації Укрзалізниці Дніпровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна було проведено декілька типів випробувань. Однак теоретичних досліджень силової взаємодії дизель-поїзда з рейковою колією немає.

Тому задача визначення основних динамічних показників сучасного рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією є важливою та актуальною.

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

Робота виконана у відповідності до «Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки» та багатьма іншими нормативними документами Укрзалізниці.

Вибраний напрямок дослідження пов'язаний з планом виконання держбюджетних науково-дослідних робіт у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України:

- «Методика визначення бокових та рамних сил, які діють на колісні пари електровозів з уніфікованою екіпажною частиною у кривих ділянках колії» (№ДР 0118U000419), у якій автор приймає участь як керівник;

- «Дослідження критеріїв безпеки руху на залізницях України» (№ДР 0118U000420), у якій автор приймає участь як відповідальний виконавець.

Мета та задачі дослідження.

Метою дослідження є удосконалення методів визначення динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз науково-дослідних робіт стосовно дослідження взаємодії колії та рухомого складу, існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки, а також силових факторів, які використовуються при аналізі динамічних показників рухомого складу;

- порівняти методи розрахунку сил взаємодії системи «колесо-рейка»;

- розробити просторову розрахункову схему та математичну модель коливань дизель-поїзда ДПКр-2, для визначення його основних динамічних показників;

- удосконалити метод розрахунку направляючої сили при взаємодії колії та рухомого складу;

- отримати залежності рамної та направляючої сил механічної частини дизель-поїзда ДПКр-2 від швидкості руху та стану рейкової колії;

- провести порівняння динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 отриманих згідно вимог нормативних документів, які діють на Україні та країнах Європейського Союзу;

- встановити максимально допустимі швидкості руху дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від геометричних нерівностей рейкової колії.

Об'єктом дисертаційного дослідження є процес динамічних коливань дизель-поїзда ДПКр-2.

Предметом дослідження є основні динамічні показники дизель-поїзда ДПКр-2 внаслідок взаємодії з рейковою колією.

Методи дослідження. У роботі були використані наступні методи:

- класичної механіки, динаміки механічних систем, чисельного інтегрування – для удосконалення математичної моделі коливань окремих одиниць рухомого складу та точнішої оцінки умов безпеки руху;

- об'єктно-орієнтоване програмування при дослідженнях моделей окремих одиниць рухомого складу з метою покращення його динамічних показників і забезпечення надійної роботи залізничного транспортного засобу в процесі експлуатації;

- теорії ймовірностей і математичної статистики при обробці результатів натурних випробувань.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше з використанням розробленої просторової математичної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 були встановлені величини направляючих сил, які дозволяють на стадії проектування оцінити силовий вплив рухомого складу на рейкову колію;

- вперше проведено порівняння динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 отриманих згідно вимог нормативних документів, які діють на Україні та країнах Європейського Союзу. Порівняння проведено з метою гармонізації вказаних нормативних документів;

- розроблено просторову розрахункову схему та математичну модель коливань дизель-поїзда ДПКр-2 з урахуванням його конструктивних особливостей, що дозволяє визначати його основні динамічні показники та їх залежності від швидкості руху та стану рейкової колії;

- удосконалено метод визначення направляючої сили шляхом одночасного урахування поперечних сил крипа, а також кута нахилу направляючої сили до

вертикальної осі, що дозволяє наблизити математичну модель дизель-поїзда до реальних умов навантаження.

Практичне значення отриманих результатів

Практичне значення розробленої методики полягає в можливості її використання в судовій залізнично-транспортній експертизі при проведенні експертних досліджень. Розроблена математична модель коливань вагона дизель-поїзда дозволяє досить легко будувати механізм залізнично-транспортної пригоди у випадках сходу рухомого складу з рейкової колії.

Урахування особливостей конструкції вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в розробленій математичній моделі дозволяє також визначати основні динамічні показники безпеки руху та максимально допустимі швидкості руху на етапі проектування.

Отримана методика впроваджена в практику проведення судових залізнично-транспортних експертиз Львівським науково-дослідним інститутом судових експертиз Міністерства юстиції України (від 20.03.2019 р.), під час ремонт та модернізації рухомого складу Львівським локомотиворемонтним заводом (від 12.03.2019 р.) та при визначенні на етапі проектування оптимальних параметрів підвішування нових типів рухомого складу Крюківським вагонобудівним заводом (від 21.03.2019 р.). Результати роботи також впроваджені в навчальний процес при викладанні таких дисциплін, як: «Математичні методи та моделі», «Основи теорії коливань і стійкості руху засобів рухомого складу» при підготовці бакалаврів за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» (від 18.03.2019 р., 19.03.2019 р.).

Особистий внесок. Усі наукові положення дисертаційної роботи, що виносяться на захист, сформульовані автором особисто. Авторіві належить: постановка та обґрунтування мети роботи, планування та проведення досліджень, обробка та аналіз результатів експериментів, підготовка статей до друку. Постановка задач та обговорення результатів досліджень виконані спільно з науковим керівником та співавторами публікацій. У публікаціях, які відображають основні результати дисертації та написані в співавторстві, здобувачеві належать: у [1] – проведено систематизацію праць закордонних вчених, що присвячені питанню взаємодії колії та рухомого складу; у [2] – виконано порівняння різних методів розрахунку сил від дії колеса на головку рейки; у [3] – розроблено метод визначення рамної сили, яка діє на візок зі

сторони кузова секції локомотива; у [4] – побудовано просторову розрахункову схему коливань вагона дизель-поїзда ДПКр-2 із урахуванням особливостей взаємодії окремих елементів його конструкції; у [5 – 6] – розроблено просторову математичну модель коливань вагона дизель-поїзда ДПКр-2 із використанням диференціальних рівнянь другого порядку; у [7 – 8] – отримані основні динамічні показники механічної частини вагона дизель-поїзда ДПКр-2, а саме: коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки як в центральному, так і в буксовому ступені ресорного підвищення; у [9 – 11] – за допомогою комп’ютерного моделювання визначено та проаналізовано коефіцієнти запасу стійкості від сходу колеса з рейок за різними методиками; у [12 – 13] – встановлено величини рамних сил, що діють на колісні пари вагона дизель-поїзда, досліджено вплив швидкості руху екіпажу на величину поперечних сил крипа, удосконалено метод визначення направляючої сили з урахуванням поперечних сил крипа та кута нахилу сили до вертикальної осі; у [14 – 16] – здійснено аналіз показників безпеки від сходу колеса з рейки з урахуванням показників, які використовуються при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз; у [17] – досліджено максимально допустимі швидкості руху вагона дизель-поїзда в залежності від відступів за рівнем, включаючи плавні відхилення, а також перекося на довжині до 20 м; у [18] – проведено дослідження взаємодії рухомого складу та колії за методами, які використовуються у судовій залізнично-транспортній експертизі; у [19] – обґрунтовано ефективність застосування пневматичних ресор на рухомому складі.

Робота [3] виконана автором самостійно.

Апробація результатів роботи. Матеріали дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали схвалення на науково-технічних конференціях та семінарах: 77 і 78-й міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпро, травень 2017, 2018 рр.); XIII міжнародній науково-практичній конференції «Криміналістика и судебная экспертиология: наука, обучение, практика» (м. Паланга, Литва, вересень 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Ароцкерівські читання» (м. Харків, травень 2017 р.); всеукраїнській науково-практичній конференції, присвяченої 15-річчю

створення Дніпропетровського науково-дослідного інституту судових експертиз (Дніпро, червень 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 100-річчю від дня народження доктора юридичних наук, професора, заслуженого діяча науки і техніки України М.В. Салтевського (Харків, листопад 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Енергооптимальні технології, логістика та безпека на транспорті» (м. Львів, червень 2018 р.).

Публікації. Результати дисертації опубліковано у 19 наукових працях, у тому числі: 12 наукових статей (2 – у журналах, які індексовані у Web of Science та/або Scopus, 5 – у журналах, які індексовані у «Index Copernicus», 2 – у фахових виданнях Переліку, затвердженого Атестаційною комісією МОН України, 2 – у наукових виданнях іншої держави, 1 – додаткова), 7 тез доповідей конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та двох додатків.

Основний текст роботи викладено на 105 сторінках. Дисертація містить усього 56 рисунків. Список літератури із 122 найменувань викладено на 12 сторінках.

Дисертацію оформлено в одному томі. Повний обсяг дисертації 144 сторінки.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ РОБІТ ВЗАЄМОДІЇ СИСТЕМИ «КОЛЕСО-РЕЙКА»

1.1. Аналіз наукових досліджень щодо взаємодії колії та рухомого складу

Взаємодія колії та рухомого складу в процесі його експлуатації є однією з найважливіших проблем залізничного транспорту [20]. Вирішення цієї проблеми дозволяє забезпечити безпеку руху поїздів і скорочує витрати на експлуатацію, як колії так і рухомого складу. При русі екіпажів в криволінійних ділянках залізничної колії виникають поперечні горизонтальні сили, дія яких спричиняє інтенсивне зношення рейок і елементів ходових частин рухомого складу. Надмірні зусилля, які виникають під дією колісних пар екіпажа в кривих ділянках колії, або недостатня міцність колії є причиною серйозних аварій. Особливо високий рівень виникнення значних зусиль спостерігається на ділянках колії з великою кількістю кривих малого радіусу.

Визначенню поперечних горизонтальних сил, які виникають під час руху локомотивів і вагонів, присвячена значна кількість праць, перші з яких були опубліковані на зорі розвитку залізничного транспорту.

Так, в 1895 р. у інституті інженерів шляхів сполучення (м. Петербург) С. Н. Смірнов вперше сформулював доказ найголовнішого в теорії вписування правила про знаходження центру повороту екіпажу: центр повороту екіпажу знаходиться на поздовжній осі останнього в точці перетину з перпендикуляром, опущеним з центру кривої.

У 1898 р. А. А. Холодецький виклав досить цікаву для того часу теорію вписування екіпажів в криві і запропонував формули для визначення тиску гребенів бандажів на рейки. В цих розрахунках положення екіпажу в кривій ділянці колії А. А. Холодецький знаходив із умови мінімального значення всіх сил (моментів) опору екіпажа його повороту. Однак у працях А. А. Холодецького поздовжні сили тертя не враховуються [21].

У 1903 р. одночасно вийшли у світ роботи, які на багато років визначали на-

прямою досліджень в цій області [22 – 23]. У дослідженні [22] вже враховувалися поперечні переміщення рейок і вводилося поняття «Радіальний тиск». Для визначення останнього автором були запропоновані наближені формули, які могли бути застосовані лише для рухомого складу того часу.

Великим досягненням того часу був метод, запропонований у роботі [24]. Цей метод став подальшим розвитком теорії вписування, яка була висунена проф. А. А. Холодецьким, що дозволив графічно і у багатьох випадках аналітично вирішувати задачу про мінімальні направляючі зусилля. Істотні уточнення внесли до загальної теорії руху екіпажів в кривих роботи інших учених [25 – 28].

Метод динамічного вписування паровозів у кругові криві був запропонований у 1950 році [29]. Даний метод не дозволяв отримати повну картину процесу руху по перехідній кривій. У 1951 році виходить у світ робота [30], у якій рух локомотива по перехідній кривій розглядається як рух матеріальної точки по заданій траєкторії.

Через п'ять років у роботі [31] було розглянуто процес входу в кругову криву тривісного візка при сталому русі. Однак отримані у роботі кінематичні співвідношення не могли застосовуватись для аналізу руху у перехідних кривих.

Роком пізніше, у 1957 році, для тривісного візка в перехідній кривій, були отримані результати [32], аналогічні до результатів роботи [30].

У роботах [33 – 34] при дослідженні руху в кривих змінного радіусу, було враховано вплив сили тертя гребеня по рейці і конусність бандажів, однак за межами дослідження залишилось поперечне зміщення центру мас візків, яке істотно впливало на сили тиску гребеня на рейку.

Математична модель, запропонована у [31], була узагальнена у 1966 р. у [35] для дослідження руху екіпажу з циліндричними колесами по колії змінної кривизни.

Згодом, у роботі [36] була проаналізована кінематика і динаміка локомотива в перехідних і кругових кривих в режимі тяги і гальмування, проте вона не знайшла свого застосування у практичних розрахунках через надмірну складність теорії. Крім того, автором не було розглянуто питання зміни сили тиску гребеня на рейку.

Серед відомих праць, у яких досліджувалось питання руху рухомого складу у кривих змінного радіусу, слід виділити роботу [37], де відображені результати дос-

лідження динаміки вписування рухомого складу у криві змінного радіуса із застосуванням ЕОМ. З метою спрощення математичної моделі автором було прийнято, що сила тиску гребня паралельна поздовжній осі колісної пари, крім того, не враховувалася сила тертя гребня по головці рейки. Названі спрощення дали привід засумніватися в повній адекватності моделі реальному процесу взаємодії гребня колеса з рейкою [21].

Згодом колективом авторів була опублікована праця [38], у якій наведено математичний опис руху екіпажу по перехідній кривій, заснований на теорії відносного руху. Проте у ній не враховувався забіг точки контакту гребня з рейкою, і не була уточнена кінематика вписування в перехідну криву.

У 1973 р. була представлена методика дослідження кінематики вагонних візків в перехідній кривій [39], в якій також було дано спрощене уявлення про форму осьової лінії перехідної кривої, що не могло бути прийнято для кривих малого радіусу.

Рух вагона по перехідній кривій досліджувався у роботі [40]. Проте розроблена автором модель руху вагона могла бути використана головним чином для вирішення проблем комфортабельності, тоді як для аналізу чинників, що впливають на знос гребенів коліс, цю модель використовувати не представляється можливим.

Дослідженню різних аспектів динаміки рухомого складу при русі по ділянці змінної кривизни присвячені роботи американських авторів [41 – 42], опубліковані в 1982-1983 рр., та робота [43], опублікована у 1988 році.

У 1992 р. в узагальнюючій науковій публікації [44] були представлені результати дослідження динаміки вписування локомотива в перехідні криві з метою визначення законів зміни його узагальнених координат.

У роботі [45], яка вийшла у 1997 році була розглянута динаміка та кінематика вписування двовісного візка у перехідну криву. Проте формули для абсолютних швидкостей точок контакту коліс з рейками у даній праці не наводились, що створювало певні труднощі при оцінці точності дотичних сил крипу.

До 1950 р. для визначення поперечних горизонтальних сил використовували спрощений метод, в основу якого були закладені принципи, сформульовані вітчиз-

няними і зарубіжними ученими у працях [46 – 48]. Результати удосконалення даного методу викладені у праці [49].

Слід зазначити, що результати розрахунків по вказаному спрощеному методу не завжди співпадали з дослідними значеннями величин, оскільки розглядався тільки сталий режим руху, не враховувалася пружність ресор і рейок; вважалося, що дотичні сили в точках контакту коліс і рейок визначаються за законом сухого тертя.

З цією метою був розроблений уточнений метод, що викладений у праці [29], в якому автор врахував поперечну пружність рейкової колії, перерозподіл вертикальних навантажень від коліс на рейки і ввів коефіцієнт динамічності сили поперечного тиску набігаючого колеса.

У праці було проведено порівняння напружень у кромках головки рейки з розрахунковими боковими силами. Збільшення напружень і бокових сил із збільшенням швидкості руху відбувалося по одному закону, але з деяким відставанням бокових сил від напружень у кромках. Оскільки при розрахунку напружень у кромках дія вертикальних і горизонтальних сил підсумовується, то у якості оціночного критерію було прийнято деяке еквівалентне зусилля, складене із вертикальних і горизонтальних сил.

Автором було зазначено, що момент опору поперечного перерізу рейки у вертикальній площині приблизно в 5 разів більший, ніж момент опору у горизонтальній площині. Величина вертикального навантаження приймалась, як статичне навантаження. В подальшому вказана неточність була усунута.

У працях [50 – 51] були враховані сили на поверхні кочення коліс, які є пропорційними до швидкостей поздовжніх переміщень коліс по рейках.

Виникнення сили тертя гребня колеса по бічній поверхні головки рейки було враховано у праці [52], а просторове розташування сил, що діють на локомотив при сталому русі, розглянуто у [53].

Аналітичний спосіб визначення поперечних сил, що діють від коліс на рейки в кривих ділянках колії приведений у праці [35], а нерівномірна пружність криволінійної ділянки колії в плані при вході локомотива в криву розглянуто у [54].

Заслуговує на особливу увагу спосіб аналітичного представлення дотичних сил,

що виникають в точках контакту поверхонь кочення коліс і рейок. Відповідно до цього способу поздовжні R_x і поперечні R_y дотичні сили на колах кочення коліс визначаються за виразами:

$$R_x = K_{\Pi} \frac{dx - dS_x}{dS}; R_y = K_{\Pi} \frac{dy - dS_y}{dS}, \quad (1.1)$$

де dx, dy – диференціали координат центру колеса в площині XY , дотичній до рейкової нитки;

dS – диференціал колії, який проходить точкою контакту за умови чистого кочення колеса;

dS_x, dS_y – проекції dS на осі X і Y ;

K_{Π} – постійний коефіцієнт по Портеру $K_{\Pi} = 800\sqrt{N \cdot b}$;

N – навантаження від колеса на рейку, кН;

b – радіус колеса, см.

Згідно цієї гіпотези, при реалізації сили тяги локомотива в зоні контакту колеса і рейки відбувається пружне зрушення і вигин волокон контактуючих поверхонь. Таке явище називають пружним зрушенням, крипом або псевдоковзанням.

Гіпотеза крипа добре узгоджується з уявленням про характер взаємодії з рейкою тягової колісної пари локомотива при русі по прямолінійній ділянці колії.

Коефіцієнт K_{Π} у формулі (1.1) визначають експериментально, орієнтуючись зазвичай на формулу для R_x . Введення цього ж коефіцієнта у формулу для R_y теоретично не обґрунтовано, на це вказується у праці [55].

У основу методики визначення дотичних сил також була покладена методика професора С. М. Куценко, який запропонував визначати дотичну силу як силу в'язкого тертя, вважаючи її пропорційною швидкості пружного проковзування по рейці контактної точки колеса:

$$\bar{R} = -K_{\kappa} \frac{\bar{V}}{b\dot{\phi}}; \quad R_x = -K_{\kappa} \frac{V_x}{b\dot{\phi}}; \quad R_y = -K_{\kappa} \frac{V_y}{b\dot{\phi}}, \quad (1.2)$$

де $\bar{V}(V_x, V_y)$ – швидкість пружного проковзування по рейці контактної точки

колеса і її проекції на осі X і Y ;

b – радіус кола катання колеса;

$\dot{\phi}$ – кутова швидкість обертання колісної пари, яка для сталого руху вважається постійною;

K_κ – коефіцієнт, який обчислюється за емпіричною формулою (1.3):

$$K_\kappa = [132,48 + 0,00106(N - 100)][17,95 + 0,0635(N - 100)], \quad (1.3)$$

де N – розрахункове навантаження колеса на рейку, кН.

Формула (1.3) для визначення коефіцієнта K_κ отримана в результаті обробки експериментальних даних. Експеримент проводився в лабораторних умовах. Слід мати на увазі, що в реальних умовах цей коефіцієнт залежить не лише від навантаження N на колесо, але і від стану контактуючих поверхонь колеса і рейки.

Аналіз розглянутих наукових праць показав, що серед наукових шкіл існують певні розбіжності у трактуванні понять рамної та бокової сили. На це також звернув увагу засновник судової залізнично-транспортної експертизи в Україні, д.т.н. Сокол Е. М [56].

Найбільш повне трактування понять рамної та бокової сили було викладено в роботах [52], [57 – 59]. Однак у даних працях рамна сила, яка визначається одним і тим же аналітичним виразом в одному випадку трактується як різниця бокових сил, а в іншому випадку - як сума бокових сил [56].

У зв'язку з цим актуальним стало питання про нове трактування вказаних понять і знаходження аналітичних виразів для визначення числових значень рамної, направляючої і бокової сил при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз і досліджень.

Використовуючи принцип Германа–Ейлера–Даламбера і принцип звільнення твердого тіла від в'язей, автор знаходить аналітичні вирази для визначення рамної, бокової та направляючої сил [56].

Слід зазначити, що на думку автора для практичних розрахунків при визначенні направляючих, бокових і рамних сил силами тертя ковзання можна знехтувати

[60] і різниця між поняттями «бокова сила» і «рамна сила» сформульована в роботах [52; 57; 59] нівелюється.

Слід також відзначити значний внесок вчених країн Європейського Союзу в розвиток теорії взаємодії рухомого складу з рейковою колією, що відображено в роботах [61 – 63].

Значні за обсягом дослідження у останні роки проводились у Далекосхідному державному університеті шляхів сполучення (Росія). Науковцями даного університету видано ряд праць [64 – 68], у яких розглядається рух багатосекційних локомотивів в кривих малого радіуса. Основна увага у даних працях приділяється визначенню параметрів вписування локомотивів та способам визначення сил бокового натиснення гребня колісної пари на рейку у кривих малого радіуса.

Значним у розвитку теорії взаємодії рухомого складу та колії є внесок українського вченого, доктора технічних наук Даніленко Е. І., яким було видано ряд праць [69 – 71] та ін., у яких розглядаються процеси, що відбуваються при вписуванні екіпажу у криві ділянки колії, способи та методи визначення сил взаємодії рухомого складу та колії, критерії безпеки та міцності. У даних працях, серед іншого, обґрунтовується використання для інженерних розрахунків уточнених формул з визначення поперечних сил, у яких враховується змінність коефіцієнту тертя між колесом та рейкою.

1.2. Силіві фактори, які використовуються при аналізі динамічних показників рухомого складу

До силових факторів, які найчастіше використовуються при визначенні динамічних властивостей рухомого складу при його русі як в прямих, так і в криволінійних ділянках колії відносяться: вертикальні динамічні сили, які діють на залізничну колію, а також рамна, бокова та направляюча сили.

У зв'язку з цим виникає питання у вивченні існуючих понять вищевказаних сил.

Найбільш повне трактування понять рамної, бокової та направляючої сили

викладено в роботах М. Ф. Веріго [52], О. П. Ершкова [57], М. А. Чернишева [58] і Г. М. Шахунянца [59]. Викладаємо суть цих трактувань [56].

Трактування О. П. Ершкова.

«Непрерывное вращение экипажа относительно центра поворота происходит под действием сил, возникающих в точках соприкосновения гребней колес направляющих осей с боковой гранью головки рельса. Это направляющие силы Y .

В контактах колес с рельсами возникают силы трения, равные произведению сил, перпендикулярных плоскости касания колес и рельсов, на коэффициент трения скольжения. Эти силы трения создают сопротивление экипажа повороту и поэтому в существенной степени определяют величину направляющей силы.

Силы трения скольжения колес всех осей преодолевает направляющая сила через направляющее колесо и раму экипажа. Силу, которую надо приложить к раме для преодоления действия сил трения не набегавших колес, называют рамной силой Y_p .

Силу Y_p можно разложить на две боковые силы: действующую на наружный рельс и внутренний рельс».

Трактування М. Ф. Веріго.

«Поперечное по отношению к оси пути усилие Y , передаваемое гребнем колеса рельсу, называют направляющим усилием.

Устойчивость и прочность рельса зависят от полного поперечного усилия, передаваемого ему колесом. Оно складывается из направляющего усилия и поперечной силы, действующей по поверхности катания рельса, и называется боковой силой.

Таким образом, в зависимости от направления поперечного проскальзывания колеса по рельсу, боковая сила $Y_6 = Y + F'_r$ или $Y_6 = Y - F'_r$, где Y – направляющее усилие, а F'_r – поперечная сила, действующая по поверхности катания колеса по рельсу, вызванная их взаимным проскальзыванием.

Боковые силы, воспринимаемые колесами одной колесной пары, передаются раме тележки. Равнодействующую боковых сил, воспринимаемых колесами одной колесной пары, называют рамной силой. В зависимости от направления сил F'_r , рамная сила $Y_p = Y_6 + F'_r$ или $Y_p = Y_6 - F'_r$ ».

Трактування Г. М. Шахунянца.

«Следует различать, поперечную силу, образующуюся в месте контакта поверхностей катания колеса и рельса и представляющую собой составляющую F'_r силы трения μN колеса по рельсу, и поперечную силу Y давления гребня колеса на рельс, называемую направляющей силой.

Алгебраическую сумму сил F'_r и Y одного и того же колеса называют боковой силой Y_6 .

Рамной силой Y_p называется поперечная сила, передаваемая рамой экипажа через колесную пару на рельс (в том числе и сила инерции, развиваемая самой колесной парой). Она равна разности боковых сил, передаваемых одной и той же осью на наружную и внутреннюю рельсовые нити».

Трактування М. А. Чернишева.

«При движении экипажей в прямых участках пути возникают боковые силы, связанные с вилянием подвижного состава. Силы, действующие на кузов, передаются через раму экипажа на колесные пары. Эти силы называются рамными.

Боковое воздействие колеса на рельс состоит из силы нажатия гребня на головку рельса и сил трения, возникающих при поперечном скольжении колес по рельсам. Таким образом, боковое воздействие колеса на рельс может быть найдено или как сумма названных сил, или как их разность. Это зависит от направления обеих сил.

В кривых возникают дополнительные поперечные горизонтальные силы, которых нет в прямых. К ним относится центробежная сила, а также часть веса экипажа, поскольку экипаж наклоняется из-за возвышения наружного рельса».

Таким чином у всіх зазначених роботах висловлено єдину думку щодо поняття «направляюча сила»: направляюча сила - це сила, що виникає в точці контакту робочої грані гребеня колеса направляючої колісної пари візка з робочою гранню головки зовнішньої рейки кривої.

У роботах [52; 58 – 59] бокова сила Y_6 розглядається як функція направляючої сили і поперечної сили тертя ковзання. Іншими словами, бокова сила - це алгебраїчна сума сил Y і Y'_r одного і того ж колеса. Якщо колісна пара знаходиться попереду

центру повороту візка, то для колеса, яке рухається по зовнішній рейці кривої, бокова сила визначається виразом [59]:

$$Y_{\text{б.н}} = Y - F'_r. \quad (1.4)$$

Для колеса, яке рухається по внутрішній рейці кривої, бокова сила визначається виразом [59]:

$$Y_{\text{б.в}} = F'_r. \quad (1.5)$$

Різниця бокових сил, що передаються однією і тією ж колісною парою на зовнішні і внутрішні рейки колії, чисельно рівна рамній силі Y_p . Для випадку, коли колісна пара знаходиться попереду центра повороту візка, згідно (1.4) і (1.5) маємо [59]:

$$Y_{\text{б.н}} - Y_{\text{б.в}} = Y - 2F'_r = Y_p. \quad (1.6)$$

В роботі [57] рамна сила розглядається як функція направляючої сили і поперечних до осі колії сил тертя ковзання. Дані сили виникають на зовнішній і внутрішній рейках. Якщо колісна пара знаходиться попереду центра повороту візка, рамна сила рівна:

$$Y_p = Y - 2F'_r. \quad (1.7)$$

Бокова ж сила розглядається, як функція рамної сили. Згідно [57] бокова сила, яка діє на зовнішню рейку колії, рівна:

$$Y_{\text{б.н}} = Y_p - F'_r. \quad (1.8)$$

Бокова сила, яка діє на внутрішню рейку колії буде визначатися по виразу:

$$Y_{\text{б.в}} = F'_r. \quad (1.9)$$

Згідно з [57] різниця бокових сил рівна:

$$Y_{\text{б.н}} - Y_{\text{б.в}} = Y_p - F'_r - F'_r = Y_p - 2F'_r. \quad (1.10)$$

При цьому сума бокових сил рівна:

$$Y_{\text{б.н}} + Y_{\text{б.в}} = Y_p - F'_r + F'_r = Y_p. \quad (1.11)$$

Таким чином, рамна сила, визначена одним і тим же аналітичним виразом (1.6) і (1.7), в одному випадку трактується, як різниця бокових сил (1.6), а в другому випадку – як сума бокових сил (1.11).

Що ж стосується поняття вертикальної сили, то вона передається кожним колесом вагона рейці, і складається з двох складових:

- навантаження, яке припадає при статичному положенні вагона;
- сукупність вертикальних динамічних сил, що виникають під час руху.

Величина першої складової є постійною для даного типу вагона і приймається, як загальна вага вагона поділена на число коліс колісних пар.

Вертикальні динамічні сили утворюються внаслідок коливань вагона на ресорах і сил інерції необресорених мас.

Сили, які викликані коливаннями вагона на ресорах, визначаються:

$$P = c \cdot z, \quad (1.12)$$

де c – жорсткість ресорного підвішування, віднесена до колеса;
 z – динамічні прогини ресор.

При визначенні сили інерції не обресорених мас слід враховувати:

- сили інерції, які виникають при коротких або довгих нерівностях рейкової колії;
- сили інерції, які виникають при плавній ізольованій або безперервній нерівності на поверхні кочення колеса.

1.3. Аналіз існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки

В 1882 році інженер Поше вивів формулу, яка визначала співвідношення між боковим тиском гребеня колеса і навантаженням його на рейку, при якому можливий його схід. Пізніше Мар'є [72] зазначив, що це співвідношення в подальшому послужило поштовхом для побудови теорії сходу колеса з рейок.

Понад сто років тому, в 1908 році, М. Надалем [73] був запропонований спосіб визначення співвідношення діючих на колесо сил, при якому схід колеса з рейки не

відбувається.

Прийнято, що схід колеса з рейки не відбудеться, якщо співвідношення прикладених до колеса сил – горизонтальної поперечної Y і вертикальної Q (при дії максимальної сили сухого тертя $T = \mu N$) буде таким, що гребінь відносно рейки буде ковзати вниз (рис. 1.1).

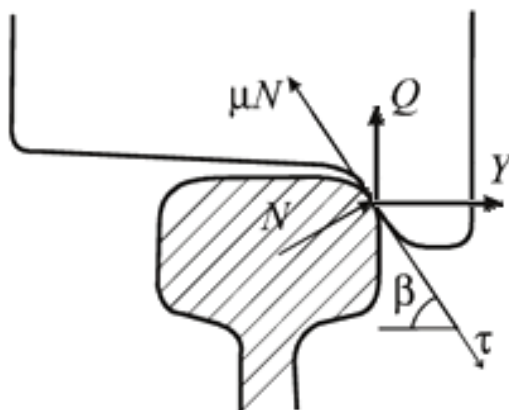


Рисунок 1.1 – Сили, що діють в точці контакту при ковзанні гребеня вниз відносно головки рейки

Зазначена вище умова виражається наступною нерівністю:

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (1.13)$$

- де μ – коефіцієнт тертя;
 N – нормальна реакція рейки в точці контакту;
 β – кут нахилу твірної гребеня до горизонталі.

Нерівність (1.13) визначає область значень відношення $\frac{Y}{Q}$, при яких не відбувається вкочування гребеня колеса на головку рейки.

У задачі Надаля розглядається окремо взяте колесо і не береться до уваги, що в процесі сходу колісна пара котиться по рейках, а не просто видавлюється із колії. Також передбачається, що всі діючі на колесо сили проходять через одну точку, хоча в дійсності це не так. Тому врахування сил взаємодії другого (ненабігаючого) колеса з рейкою призводить до модифікації умови сходу колеса з рейки.

У своїй роботі [72] Мар'є зазначає, що при додатному куті набігання α необхідно ввести поправку, прийнявши до уваги коефіцієнт тертя ковзання для ненабігаючого колеса і рейки.

При цьому формула (1.13) прийме наступний вигляд:

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} - \frac{Q'}{Q} \cdot \mu', \quad (1.14)$$

де Q' – навантаження на рейку від ненабігаючого колеса;

μ' – відповідний коефіцієнт тертя ковзання.

Випадки сходу при від'ємному куті набігання відбуваються частіше з колесами другої колісної пари візка, особливо під час руху у криволінійних ділянках колії. Умову сходу колеса з рейки в цьому випадку можна отримати, помінявши у виразі (1.14) знаки μ і μ' .

Слід зазначити, що коли кут набігання дорівнює нулю, то нерівність (1.14) приймає вигляд:

$$\frac{Y}{Q} < \operatorname{tg} \beta. \quad (1.15)$$

Однак дана формула виведена без урахування обертання колеса і тертя реборди об головку рейки, а тому сила тертя повністю використана на переміщення колеса по лінії ковзання [74].

В роботі [75] автор пропонує звернути увагу на те, що сили Y , Q і Q' діють не в точках дотику коліс з рейками, як вважав Мар'є при виведенні своєї формули, а прикладені на буртик шийки осі (сила Y) і на шийки осі розглянутої колісної пари (сили Q і Q'). У зв'язку з цим автор рекомендує використовувати схему, яка на його думку, враховує дію всіх сил, що впливають на умову сходу колеса з рейки (рис. 1.2).

У даній роботі автор своєю новою формулою показує, що «критичне», або «максимально допустиме» значення відношення поперечної сили до вертикального навантаження, що припадає на шийку осі колісної пари з боку колеса, яке вкочується є

величиною змінною, яка залежить від відношення вертикальних навантажень, що припадають на шийки осі колісних пар.

$$\frac{F}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2, \quad (1.16)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти.

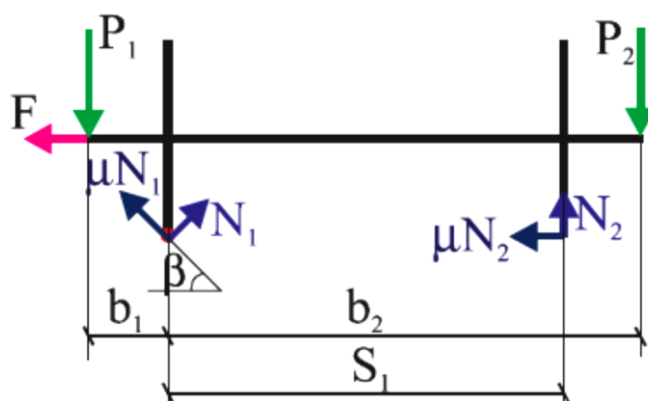


Рисунок 1.2 – Схема сил, прикладених до колісної пари

Подальший розвиток теорії безпеки від сходу колеса з рейки був наведений у таких роботах, як [52; 76 – 79]. Слід зазначити, що в цих роботах, в основному, розглядався стан граничної рівноваги колісної пари.

У роботах, виконаних під керівництвом професора М. Ф. Веріго [52; 76 – 77; 80] був запропонований метод оцінки стійкості руху проти сходу колеса з рейок за уточненою формулою, яка визначає критичну величину відношення горизонтальної рамної сили і вертикальної сили при даному розподілі вертикальних навантажень на осі однієї і тієї ж колісної пари. Наведена в цих роботах уточнена умова знайшла широке застосування в експериментальних роботах по визначенню гранично допустимих швидкостей руху нових і модернізованих одиниць рухомого складу.

$$\frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2 + k_3 \cdot \frac{K}{P_1}, \quad (1.17)$$

де Y_p – рамна сила;

k_1, k_2, k_3 – коефіцієнти;

- P_1, P_2 – сили, що діють на колісні пари від надресорної будови екіпажу;
 K – половина ваги колісної пари;
 I_1, I_2 – вертикальні сили інерції колісної пари.

В роботі [59] вирішення задачі проведено з використанням рівнянь статички. При цьому передбачається, що в разі втрати рівноваги колісна пара буде переміщатися тільки в напрямку, перпендикулярному осі колії. Рух же вздовж осі не розглядається; отже, не враховуються і сили тертя ковзання, що виникають в цьому напрямку. Крім того, складові сил тертя ковзання, що виникають в поздовжньому і перпендикулярному до осі колії напрямках, визначені в найзагальнішому вигляді і не можуть бути використані для практичного застосування.

В роботі [52] при вирішенні задачі були отримані аналітичні вирази необхідної і достатньої умови вкочування гребеня колеса на головку рейки. Аналітичний вираз необхідної умови було знайдено із нерівності, що констатує втрату рівноваги колісної пари, яка перебуває під дією зовнішніх навантажень.

Аналітичний вираз достатньої умови було отримано шляхом вирішення неоднорідного диференціального рівняння, що описує траєкторію руху точки взаємодії поверхонь кочення гребеня і рейки в процесі вкочування.

Проблемі сходу колеса з рейки присвячена робота В. Ф. Кондратова [81], в якій пропонується вихідну систему сил, що діють на колісну пару, привести до більш простої, еквівалентної системи. Для цього достатньо привести систему заданих сил до центру ваги колісної пари і розглянути головний вектор і головний момент цих сил. В даній роботі автор розрізняє колісні пари за режимом руху та досліджує вплив цього фактора на процес сходу.

В роботах [82 – 83] для оцінки небезпеки сходу рухомого складу шляхом вкочування колеса на головку рейки пропонується використовувати комбінований критерій. В даній роботі замість коефіцієнта тертя пропонується використовувати відношення поперечної складової сили крипа до нормальної реакції в точці контакту.

Також в роботі [84] автори вводять поняття «оцінювальна функція» і «нормувальний коефіцієнт». В даній роботі пропонується способи оцінки нормувальних коефіцієнтів:

$$\mu_y = \frac{F_{cy}}{N}, \quad (1.18)$$

де F_{cy} – поперечна складова сили крипа;

N – нормальна реакція в точці контакту колеса з рейкою.

У той же час, у задачі Надаля замість μ_y використовується коефіцієнт тертя μ в гребеневому контакті колеса з рейкою.

В роботі [85] формулюється енергетичне трактування вкочування колеса на головку рейки. На думку авторів, це можливо тоді, коли кінетична енергія руху, яка припадає на колісну пару, перевершує ту роботу сил, що виникають в контакті поверхонь гребеня і колеса, яку вони здійснюють при підйомі на висоту гребеня. На думку авторів, запропонована схема оцінки запасу стійкості враховує вплив основних факторів, що спричиняють виникнення аварійного стану.

В роботі [86] автори розробили уточнений метод, де на кожному кроці інтегрування в процесі комп'ютерного моделювання руху рухомого складу відбувається процедура порівняльної оцінки значень трьох коефіцієнтів запасу стійкості, що розраховуються за формулою Мар'є $k_{уст_Мар'є}$, по тиску в плямі контакту $k_{уст_т}$ і по енергетичному співвідношенню $k_{уст_ен}$. Після цього вибирається мінімальне значення коефіцієнта стійкості, фіксується його значення і виводиться на графік в якості підсумкового значення у вигляді комбінованого коефіцієнта.

В роботі [87] пропонується метод оцінки достатньої умови стійкості колеса на рейці з урахуванням ймовірного характеру сил, що діють в точці контакті, а також кута набігання колеса на рейку.

Представлена у даній роботі оцінка є достатньою, але не необхідною умовою стійкості колеса на рейці, при виконанні якої ймовірність стійкості буде заздалегідь забезпечуватися.

Автор роботи [88] зазначає, що існує декілька критеріїв оцінки стійкості рухомого складу проти сходу колеса з рейок: по зрушенню рейко-шпальної решітки, по вкочуванню гребеня колеса на головку рейки, по опрокидуванню екіпажу, по руйнуванню рейко-шпальної решітки та по руйнуванню рейкової колії.

Практика показує, що зрушення рейко-шпальної решітки не відбувається, якщо відношення рамної сили, що діє на колісну пару екіпажу, до вертикального навантаження на колесо менше 0,4 [89]. При цьому автор пропонує для практичних цілей створити узагальнений критерій стійкості рухомого складу проти сходу колеса з рейок, що відображає допустимий рівень динамічної взаємодії між колесом і рейкою.

В роботі [90] авторами обговорюються деякі логічні суперечності, які стосуються критеріїв вкочування колеса на головку рейки.

Вони вважають, що при логічному підході значення $\frac{Y}{Q}$ мають визначатися з фактичних геометричних умов сходу колеса з рейки, встановлених в результаті вирішення трьохвимірної нелінійної задачі кочення колеса по рейці. Наприклад, можна вважати, що граничним являється стан системи, коли контакт між гребенем і рейкою відбувається в крайній точці прямолінійної ділянки профілю гребеня колеса.

Численні дослідження щодо проблем безпеки руху були проведені науково-дослідним інститутом залізничного транспорту японських національних залізниць при створенні рухомого складу для нової лінії Токайдо. Серед численних випробувань особлива увага приділялася питанням сходу вагона з рейок.

У статті [91] викладено детальний звіт про результати, отримані в ході теоретичних і експериментальних досліджень. Під критерієм безпеки руху прийнято вважати відношення бокового тиску до статичного навантаження. Гранично допустима величина такого відношення залежить від процесу сходу. Так, при підстрибуванні колеса відношення зазначених сил пропорційно часу дії бокового тиску, а при вкочуванні колеса на головку рейки граничним прийнято відношення сил, яке дорівнює 0,8.

В роботі [92] порівнюються північноамериканський, британський і європейський підходи щодо оцінки безпеки руху. Автори приходять до висновку, що британські та європейські критерії містять граничні значення сил, які передаються від екіпажу на колію. Північноамериканський підхід не обмежує максимальні сили, що діють на колію, а обмежує статичні навантаження.

У Британському підході є обмеження і на вертикальні, і на горизонтальні сили, а в європейському - тільки на горизонтальні поперечні.

В роботі [93] автор пропонує розглядати відношення горизонтальної поперечної сили до вертикальної для двох коліс колісної пари, одне з яких набігає на головку рейки. Критерій Вейнстока, на відміну від критерію Надаля, являється менш чутливим до значення коефіцієнта тертя ковзання. Особливо це помітно при його високих значеннях (0,3 ... 0,7), що дуже важливо при проведенні аналізу ходових випробувань, де визначення величини μ являється складним завданням.

В чинній нормативній літературі [94 – 97] при оцінці сходу колеса з рейки пропонується використовувати «коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування колеса на головку рейки». При цьому вважається, що у випадку, коли значення цього коефіцієнта менше одиниці, колісна пара може зійти з рейок. Однак при виведенні цього критерію не враховувалися багато факторів, в тому числі і такі як кут набігання колісної пари і тривалість дії сил.

У роботах [98 – 100] на основі детальної математичної моделі взаємодії колісної пари з рейковою колією були надані уточнені уявлення про процес сходу колісної пари, але з використанням її спрощеної моделі.

Слід відмітити, що в роботі [101] для визначення умови безпеки від сходу колісної пари з рейки автор пропонує розглядати не схід одного окремо взятого колеса, а колісної пари в цілому, причому приймати її як тверде тіло. При цьому необхідно розглянути можливий рух колісної пари при ковзанні в вертикальній поперечній площині гребеня колеса, яке набігає на головку рейки (рис. 1.3).

Умова безпеки від сходу колісної пари приймає наступний вигляд:

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \cdot \frac{F_2}{F_1} - k_3 \cdot \frac{\sum P_i}{F_1}. \quad (1.19)$$

В даній роботі була отримана оцінка впливу нахилу поверхні кочення колеса, яке не набігає на головку рейки. При цьому точність результату показала, що найбільша похибка склала 6,2%. Тому у розрахунках можна прийняти, що $\Delta = 0$.

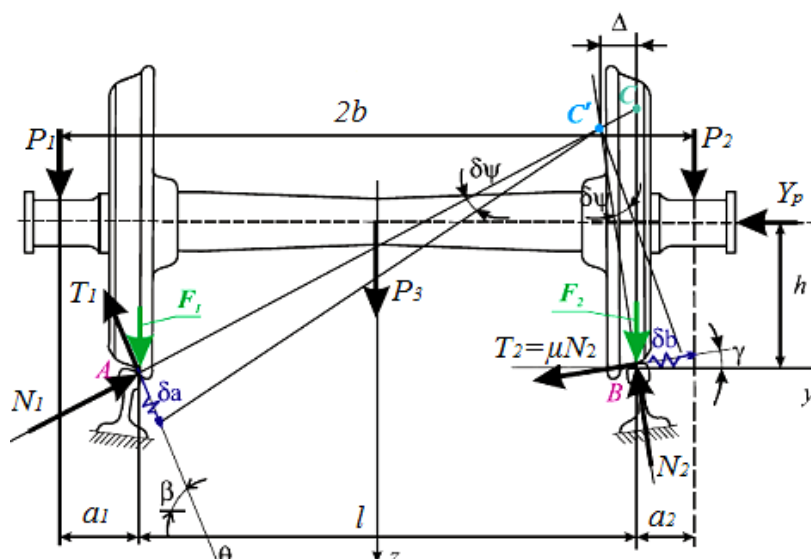


Рисунок 1.3 – Схема колісної пари і прикладені навантаження

- де P_1, P_2 – динамічні вертикальні навантаження, що діють на шийки осі колісної пари;
- P_3 – вага необресореної частини колісної пари;
- Y_p – горизонтальна поперечна – рамна сила, яка діє на колісну пару зі сторони рами візка;
- N_1, N_2 – реакції рейок, які передаються на колеса колісної пари;
- T_1, T_2 – сили тертя, які передаються від рейок на колеса колісної пари;
- μ – коефіцієнт тертя;
- h – висота від рівня головки рейки, на якій прикладена рамна сила;
- β – кут нахилу твірної конуса гребеня бандажа до горизонталі.

На основі цього припущення умова безпеки від сходу колісної пари з рейки прийме наступний вигляд:

$$\frac{Y_p}{F_1} < k_1 - k_2 \cdot \frac{F_2}{F_1}. \quad (1.20)$$

Також в даній роботі був уточнений коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування колеса на головку рейки. Автором було прийнято, що інтенсивність ковзання колеса вниз, перш за все, залежить від співвідношення сил, які діють у напрямку ко-

взання, тобто по напрямку дотичної або просто вздовж по направляючій конічній частині профілю.

При цьому коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування колеса на головку рейки має наступний вигляд:

$$K'_y = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{Q}{Y} \cdot \mu} \cdot \frac{Q}{Y} = \lambda_2 \left(\frac{Q}{Y} \right) \cdot \frac{Q}{Y}. \quad (1.21)$$

Також слід відмітити підходи Сокола Е. М., які використовуються при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз [60].

Слід зазначити, що колесо, яке рухається по зовнішній рейці, взаємодіє з рейкою двома точками. Перша - це точка взаємодії поверхонь кочення рейки і бандажа; друга - точка взаємодії поверхні гребеня і бокової робочої грані рейки.

Отже, момент часу, в який реакція рейки в першій точці взаємодії стає рівною нулю, можна розглядати як початок вкочування гребеня колеса на головку рейки.

Рух колісної пари розглядається як складний, також як сукупність поступального руху разом з центром мас і сферичного руху навколо центру мас. Дослідження руху колісної пари проводиться з використанням чотирьох систем координатних осей.

Автор даної роботи зазначає, що для вкочування гребеня колеса на головку рейки потрібне виконання як необхідної, так і достатньої умов вкочування.

Аналітичний вираз необхідної умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має вигляд:

$$P_1 < P_1^*, \quad (1.22)$$

де P_1 – фактичне навантаження на колесо;

P_1^* – навантаження на колесо, при якому починається процес вкочування.

$$P_1^* = \frac{Cb_2 + Y_p r - Gl}{b_1 + b_2}, \quad (1.23)$$

де $C = (P_1 + P_2)$ – статичне навантаження на вісь колісної пари;

r – радіус колеса;

G	–	вага колісної пари;
Y_p	–	рамна сила;
b_1, b_2	–	лінійні розміри.

Виконання необхідної умови ще не означає факт сходу рухомого складу, так як колісна пара, не вкотившись на поверхню кочення головки рейки, може почати рух у зворотному напрямку. Тому потрібно ще перевіряти виконання достатньої умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки.

Вважається, що схід з рейок рухомого складу є здійсненим фактом, якщо колісна пара зорієнтується таким чином, що гребінь колеса вже знаходиться на поверхні кочення головки рейки.

Таким чином достатня умова вкочування колеса на головку рейки прийме наступний вигляд:

$$2l \cdot \sin \theta_{\max} = f, \quad (1.24)$$

де θ_{\max} – значення кута, при якому гребінь колеса вже знаходиться на поверхні кочення головки рейки;

f – висота, на яку має піднятися колесо, щоб його гребінь опинився на поверхні кочення головки рейки.

На думку Сокола Е.М. вирішення задачі сходу колісної пари шляхом вкочування колеса на головку рейки слід проводити з використанням рівнянь динаміки. Це пов'язано з тим, що основними причинами аварій і сходів є, передусім, відхилення в стані рейкової колії і ходових частин рухомого складу від норм їх утримання. Також, з іншого боку, мають місце обставини, пов'язані з недоліками конструкції ходових частин екіпажів, які безпосередньо не викликають схід, але є причинами розвитку динамічних процесів, які призводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію і, зрештою, викликають його схід.

1.4 Постановка проблеми. Обґрунтування мети і формулювання задач наукового дослідження

Проведені в розділі дослідження питань взаємодії рухомого складу та рейкової колії і аналіз існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки показав актуальність теми та необхідність вирішення питань, пов'язаних із запобіганням причин сходів і забезпеченням надійної роботи залізничних екіпажів в процесі їх експлуатації.

Вирішення даної проблеми на належному теоретичному і методичному рівні пов'язано з розвитком і узагальненням існуючих методів визначення основних динамічних показників рухомого складу, що дозволяють на стадії проектування оцінювати стан безпеки руху в залежності від особливостей конструкції, швидкості руху, геометричних параметрів рейкової колії та ін. Все сказане є спільним завданням, поставленим в даній роботі.

Метою дисертаційної роботи є удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд наступних наукових завдань:

1. Порівняти методи розрахунку сил взаємодії системи «колесо-рейка» при вписуванні рухомого складу в криволінійні ділянки колії.
2. Розробити просторову розрахункову схему та математичну модель коливань дизель-поїзда ДПКр-2, для визначення його основних динамічних показників.
3. Удосконалити метод розрахунку направляючої сили.
4. Отримати залежності рамної та направляючої сил механічної частини дизель-поїзда ДПКр-2 при його взаємодії з рейковою колією.
5. Провести порівняння динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 отриманих згідно вимог нормативних документів, які діють на Україні та країнах Європейського Союзу.
6. Встановити максимально допустимі швидкості руху дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від геометричних нерівностей рейкової колії.

РОЗДІЛ 2

ВИБІР МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РУХОМОГО СКЛАДУ

2.1. Основні методи визначення збурюючої сили при дослідженні коливань рухомого складу

Під час руху поїзда виникають коливання кожного окремого вагона. При цьому в кожному вагоні окремі його елементи здійснюють взаємні переміщення і відповідно коливання. В процесі коливань виникають значні сили інерції, а елементи вагона і весь вагон в цілому зазнають досить значних динамічних сил. Таким чином, вагон в цілому і окремі його елементи беруть участь у динамічних процесах, які виникають під час його руху. Також, слід відзначити, що під час коливань деяких типів вагонів і окремих їх елементів можуть виникати такі умови, при яких виникає небезпека сходу колісних пар з рейок.

Кузов, рами візків і колісні пари з'єднуються між собою спеціальними конструкціями (ресори, гасники коливань), які ми узагальнено називаємо в'язями.

За рахунок пружності або вільності у в'язях кузов на візках може здійснювати вертикальні і горизонтальні лінійні і кутові переміщення, а рами візків – лінійні і кутові переміщення по відношенню до колісних пар. Колісні пари за рахунок нерівностей колії або нерівностей на них самих, а також за рахунок зазорів між гребенями коліс і рейками можуть здійснювати різні кутові і лінійні переміщення в просторі. Таким чином, вагон являє собою єдину механічну систему з багатьма ступенями вільності, в якій в'язі здійснюють передачу вертикальних, горизонтальних поперечних і горизонтальних поздовжніх статичних і динамічних сил між кузовом і візками, а також візками і колісними парами.

Отже, для достовірної оцінки динамічних показників рухомого складу необхідно враховувати виникаючі під час руху динамічні сили, в тому числі сили взаємодії між колесом і рейкою, які виступають основною силою збурення зі сторони рейкової колії.

Для знаходження сил взаємодії між колесом і рейкою розроблено цілий ряд методик, які певним чином різняться між собою. Наведемо основні із них:

1. Методика розроблена у Далекосхідному державному університеті шляхів сполучення (Росія) д.т.н., проф. С. В. Дороніним, який розглядав рух багатосекційних локомотивів у кривих малого радіусу [65].
2. Методика визначення сил при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз, яка була розроблена д.т.н. Е. М. Соколом [56].
3. Загальноприйняті традиційні способи визначення сил, які виникають при русі локомотива у криволінійних ділянках колії [35; 52].

Для визначення сил взаємодії між колесом та рейкою об'єктом дослідження був прийнятий електровоз серії ВЛ80, який рухається з певною швидкістю у кривій ділянці залізничної колії.

2.2. Методика визначення сил при русі багатосекційних локомотивів в криволінійних ділянках колії

Відповідно до математичної моделі, яка покладена у основу першого методу [65], для знаходження сил взаємодії між колесом та рейкою необхідно визначити: сили, які діють на візок зі сторони кузова секції локомотива, активні сили і сили інерції локомотивного візка, сили, які діють на локомотивний візок зі сторони рейкової колії, а також провести розв'язок диференціального рівняння руху локомотивного візка в криволінійній ділянці колії.

При розрахунку сил, які діють на візок зі сторони кузова секції локомотива, основна увага приділялась визначенню: активних сил, відцентрових сили інерції, моменту сил інерції від кутового прискорення, поперечних та вертикальних сил, які передаються на кузов від відповідних візків.

Активними силами, які діють на кузов секції, являються сила ваги кузова P_k і сила тяги секції Q . Сила Q визначає величини поздовжніх сил на передні і задні автоточки секції по відношенням:

$$Q_1 = Q \cdot (j-1); Q_2 = Q \cdot j, \quad (2.1)$$

де j – кількість секцій локомотива.

Відцентрова сила, яка діє в круговій кривій радіусом ρ_0 є величиною постійною і дорівнює:

$$F_{\text{к}}^{\text{цб}} = \frac{P_{\text{к}} \cdot v^2}{g \cdot \rho_0}. \quad (2.2)$$

В перехідній кривій модуль відцентрової сили інерції змінний і визначається за формулою:

$$F_{\text{к}}^{\text{цб}} = \frac{K_1 \cdot P_{\text{к}} \cdot v^2}{g \cdot \rho_0}, \quad (2.3)$$

де g – прискорення вільного падіння;

K_1 – коефіцієнт, який враховує збільшення кривизни перехідної кривої;

v – швидкість руху.

При русі локомотива в перехідній кривій з постійною швидкістю на кузов секції діє також момент сил інерції від кутового прискорення.

Величина цього моменту визначається за формулою:

$$M_{zK}^{\text{ін}} = \frac{K_2 \cdot J_{zK} \cdot v^2}{q}, \quad (2.4)$$

де K_2 – коефіцієнт, який враховує вид кривої;

J_{zK} – момент інерції маси кузова секції відносно осі z ;

q – параметр перехідної кривої.

Згідно з [65] на кузов локомотива діють активні сили і сили інерції, які показані на схемах (рис. 2.1–2.3).

На розрахункових схемах індекс 1 відповідає першому візку, а індекс 2 – другому візку.

Реакціями в'язей є наступні сили і моменти:

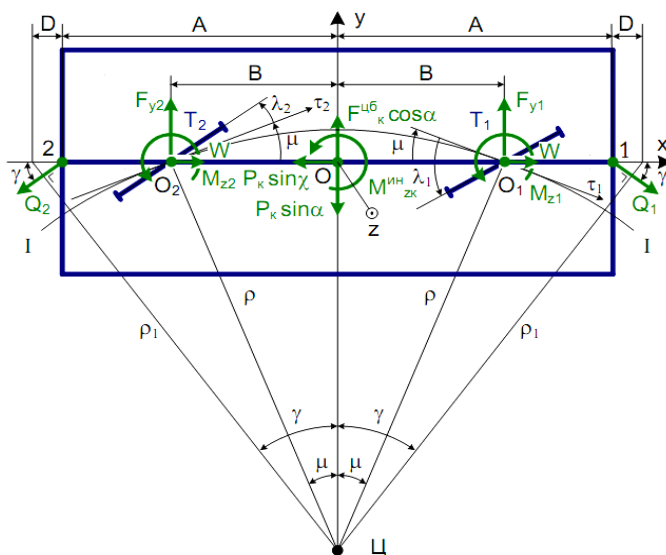


Рисунок 2.1 – Проекції сил на площину xy

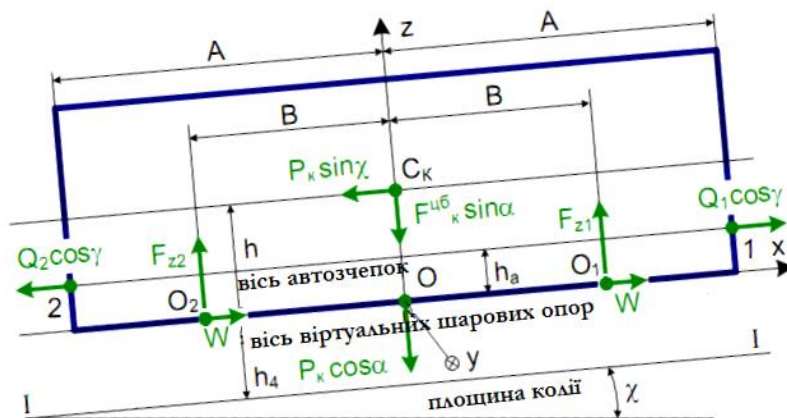


Рисунок 2.2 – Проекції сил на площину xz

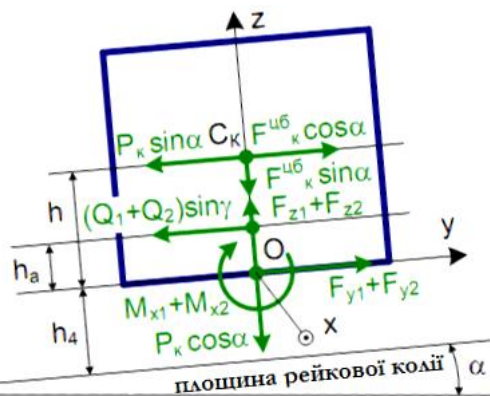


Рисунок 2.3 – Проекції сил на площину yz

M_{x1}, M_{x2} – моменти пар сил відносно осі x , що передаються на кузов від відповідних візків, в розрахунках прийнято $M_{x1} = M_{x2} = M_x$;

- W – сила тяги одного візка, яка прийнята однаковою для всіх візків секції локомотива;
- F_{y1}, F_{y2} – поперечні сили, що передаються на кузов від відповідних візків;
- F_{z1}, F_{z2} – вертикальні сили, що передаються на кузов від відповідних візків.

В даній методиці були прийняті припущення щодо малих кутовий переміщень, а саме $\sin(\alpha, \chi, \gamma) \approx \tan(\alpha, \chi, \gamma) \approx (\alpha, \chi, \gamma)$, а $\cos(\alpha, \chi, \gamma) \approx 1$.

Для визначення раніше вказаних параметрів складається шість рівнянь кінето-статисти для кузова:

$$\sum F_x = 0; Q_1 - Q_2 + 2W - P_k \chi = 0; \quad (2.5)$$

$$\sum F_y = 0; F_{y1} + F_{y2} + \Delta_k - (Q_1 + Q_2) \gamma = 0; \quad (2.6)$$

$$\sum F_z = 0; F_{z1} + F_{z2} - P_k - F_k^{\text{цб}} \alpha = 0; \quad (2.7)$$

$$\sum M_x = 0; -2M_x + (Q_1 + Q_2) \gamma h_a - \Delta_k h = 0; \quad (2.8)$$

$$\sum M_y = 0; -(F_{z1} - F_{z2}) B + (Q_1 - Q_2) h_a - P_k \chi h = 0; \quad (2.9)$$

$$\sum M_z = 0; M_{z1} + M_{z2} - (Q_1 - Q_2) \gamma A + (F_{y1} - F_{y2}) B + M_{\text{зк}}^{\text{ин}} = 0. \quad (2.10)$$

При розрахунку активних сил і сил інерції локомотивного візка основна увага приділялась визначенню: відцентрової сили інерції візка, а також головного вектора і головного моменту сил інерції у відносних переміщеннях.

Сили інерції візка показані на (рис. 2.4), що запозичений з [65].

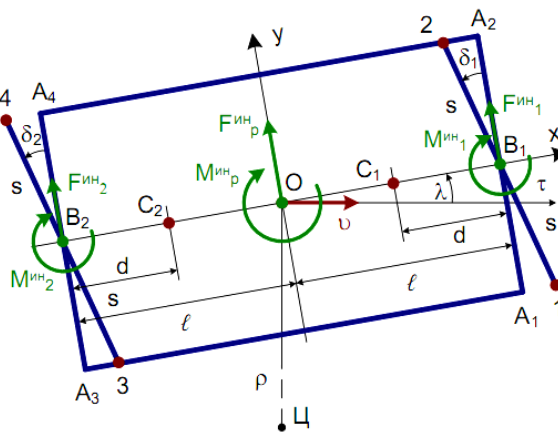


Рисунок 2.4 – Сили інерції візка

Сили інерції відносного руху визначались з урахуванням того, що локомотивний візок не являється жорстким об'єктом, а складається не менше як із трьох тіл, які мають малі поступальні та кутові переміщення відносно один одного. Цими тілами є рама візка і два колісно-моторні блоки (КМБ).

Сили інерції рами візка після приведення їх до центру O характеризуються головним вектором $F_p^{\text{ин}}$ і головним моментом $M_p^{\text{ин}}$:

$$F_p^{\text{ин}} = \frac{P_p}{g} l \ddot{\lambda}_n; \quad (2.11)$$

$$M_p^{\text{ин}} = -J_{zp} \left(\ddot{\lambda}_n - K_2 \frac{v^2}{q} \right), \quad (2.12)$$

де P_p – сила ваги рами візка;
 n – номер візка в секції;
 l – половина бази візка;
 J_{zp} – момент інерції маси рами візка відносно осі z .

Сили інерції переднього колісно-моторного блоку, після приведення їх до точки B_1 характеризуються головним вектором $F_1^{\text{ин}}$ і головним моментом $M_1^{\text{ин}}$:

$$F_1^{\text{ин}} = \frac{P_6}{g} \left[d \left(\ddot{\delta}_1 + \ddot{\lambda}_n - K_2 \frac{v^2}{q} \right) + K_2 l \frac{v^2}{q} \right]; \quad (2.13)$$

$$M_1^{\text{ин}} = J_{zB1} \left(\ddot{\delta}_1 + \ddot{\lambda}_n - K_2 \frac{v^2}{q} \right) + K_2 \frac{P_6}{g} l d \frac{v^2}{q}, \quad (2.14)$$

де P_6 – сила ваги колісно-моторного блоку;
 J_{zB1} – момент інерції маси колісно-моторного блоку відносно осі, яка проходить через точку B_1 паралельно осі z .

Сили інерції заднього колісно-моторного блоку, після приведення їх до точки B_2 характеризуються головним вектором $F_2^{\text{ин}}$ і головним моментом $M_2^{\text{ин}}$:

$$F_2^{\text{ин}} = \frac{P_6}{g} \left[-d \left(\ddot{\delta}_2 + \ddot{\lambda}_n - K_2 \frac{v^2}{q} \right) + 2l \ddot{\lambda}_n - K_2 l \frac{v^2}{q} \right]; \quad (2.15)$$

$$M_2^{\text{ин}} = J_{zB2} \left(\ddot{\delta}_2 + \ddot{\lambda}_n - K_2 \frac{v^2}{q} \right) - 2 \frac{P_6}{g} l \ddot{\lambda}_n + K_2 \frac{P_6}{g} l d \frac{v^2}{q}, \quad (2.16)$$

- де $\ddot{\lambda}_n$ – кутове прискорення візка;
 $\ddot{\delta}_1$ і $\ddot{\delta}_2$ – кутове прискорення колісно-моторних блоків відповідно;
 d – відстань від центру мас колісно-моторного блоку до поздовжньої осі колісної пари;
 J_{zB2} – момент інерції маси колісно-моторного блоку відносно осі, яка проходить через точку B_2 паралельно осі z .

Під час розрахунку сил, які діють на локомотивний візок зі сторони рейкової колії, основна увага приділялась визначенню: нормальних реакцій рейок на візок, сил в точці контакту гребеня набігаючого колеса з рейкою, дотичних сил крипа в точках контакту поверхонь кочення колеса та рейки.

Визначення сил крипа в контактних точках «колесо-рейка» найбільш часто проводять за методиками С. М. Куценко [53] і Ж. Калкера [102].

В цих методиках сили крипа вважаються пропорційними величинам відповідних крипів. Величина крипа для кожної контактної точки визначається як відношення швидкості пружного проковзування контактної точки колеса до швидкості руху візка.

Модулі нормальних реакцій у даній методиці пропонується визначати за формулами:

$$N_{1,2} = N - \Delta N' \pm \Delta N''; \quad (2.17)$$

$$N_{3,4} = N + \Delta N' \pm \Delta N'', \quad (2.18)$$

- де N – вертикальне навантаження, яке рівне для всіх коліс візка;
 $\Delta N'$ і $\Delta N''$ – поправки, які враховують вплив на вертикальне навантаження моментів $M_{xтн}$, $M_{yтн}$.

При визначенні сили в точці контакту гребеня з рейкою будемо розглядати ди-

ференціальні рівняння руху локомотивного візка в кривій малого радіусу. Розрахункова схема візка представлена на (рис. 2.5).

Рівняння кінетостатики для візка мають вигляд:

$$\sum F_x = 0; F_{xt} + F_{xt}^k + G \cdot f = 0; \quad (2.19)$$

$$\sum F_y = 0; F_{yt} + F_{yt}^k - G = 0; \quad (2.20)$$

$$\sum M_o = 0; M_{zt} + M_{zt}^k - G \cdot [l - s \cdot (\delta_1 - f)] = 0, \quad (2.21)$$

- де F_{xt}, F_{yt} – проекції на осі x і y головного вектора активних сил і сил інерції локомотивного візка;
- F_{xt}^k, F_{yt}^k – проекції на ті ж осі головного вектора сил крипа візка;
- M_{zt}, M_{zt}^k – головний момент активних сил та сил інерції візка і головний момент сил крипа візка;
- G – проекція на площину xu нормальної реакції рейки на гребінь колеса;
- f – приведений до площини xu коефіцієнт тертя гребня з рейкою.

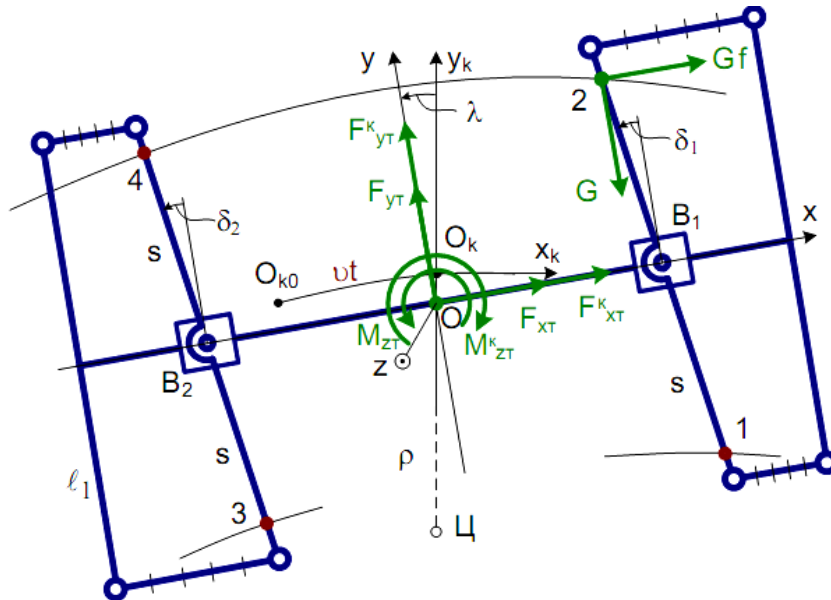


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема локомотивного візка

Із рівняння (2.20) визначається сила притиснення гребня на рейку, яка рівна по модулю реакції рейки G .

$$G = D_1 \cdot \ddot{\lambda} + D_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + D_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + D_4 \cdot \dot{\lambda} + D_5 \cdot \dot{\delta}_1 + D_6 \cdot \dot{\delta}_2 + D_7 \cdot \lambda + D_8 \cdot \delta_1 + D_9 \cdot \delta_2 + D_{10}, \quad (2.22)$$

де $D_1 \dots D_{10}$ – коефіцієнти полінома;

$\lambda, \delta_1, \delta_2$ – узагальнені координати руху візка відносно системи відліку $O_k x_k y_k$.

Для знаходження законів зміни узагальнених координат λ, δ_1 і δ_2 розраховується система трьох диференціальних рівнянь:

$$A_1 \cdot \ddot{\lambda} + A_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + A_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + A_4 \cdot \dot{\lambda} + A_5 \cdot \dot{\delta}_1 + A_6 \cdot \dot{\delta}_2 + A_7 \cdot \lambda + A_8 \cdot \delta_1 + A_9 \cdot \delta_2 = A_{10} + A_{11} \cdot t; \quad (2.23)$$

$$B_1 \cdot \ddot{\lambda} + B_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + B_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + B_4 \cdot \dot{\lambda} + B_5 \cdot \dot{\delta}_1 + B_6 \cdot \dot{\delta}_2 + B_7 \cdot \lambda + B_8 \cdot \delta_1 + B_9 \cdot \delta_2 = B_{10} + B_{11} \cdot t; \quad (2.24)$$

$$C_1 \cdot \ddot{\lambda} + C_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + C_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + C_4 \cdot \dot{\lambda} + C_5 \cdot \dot{\delta}_1 + C_6 \cdot \dot{\delta}_2 + C_7 \cdot \lambda + C_8 \cdot \delta_1 + C_9 \cdot \delta_2 = C_{10} + C_{11} \cdot t; \quad (2.25)$$

де $A_1 \dots A_{11}, B_1 \dots B_{11}, C_1 \dots C_{11}$ – коефіцієнти, які приведені в літературі [65].

На основі вищенаведеної методики було виконано розрахунок для наступних вихідних даних: $P_k = 527 \text{ кН}$; $Q = 200 \text{ кН}$; $l = 1,5 \text{ м}$; $P_T = 204 \text{ кН}$; $L_k = 100 \text{ м}$; $v = 10 \text{ м/с}$; $\chi = 0,028 \text{ рад}$; $R = 300 \text{ м}$; $\Delta h_0 = 0,15 \text{ м}$ та отримано залежності зміни узагальнених координат візка $\lambda, \delta_1, \delta_2$ та сили G від часу проходження локомотива по відповідній кривій. Вказані залежності представлені на (рис. 2.6–2.10).

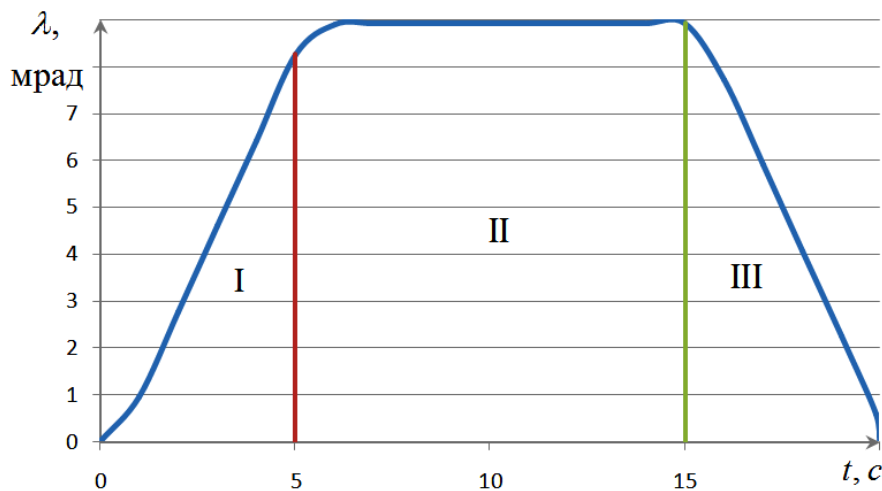


Рисунок 2.6 – Графік зміни кута повороту першого візка λ :

зона I – вхідна перехідна крива, зона II – кругова крива, зона III – вихідна перехідна крива

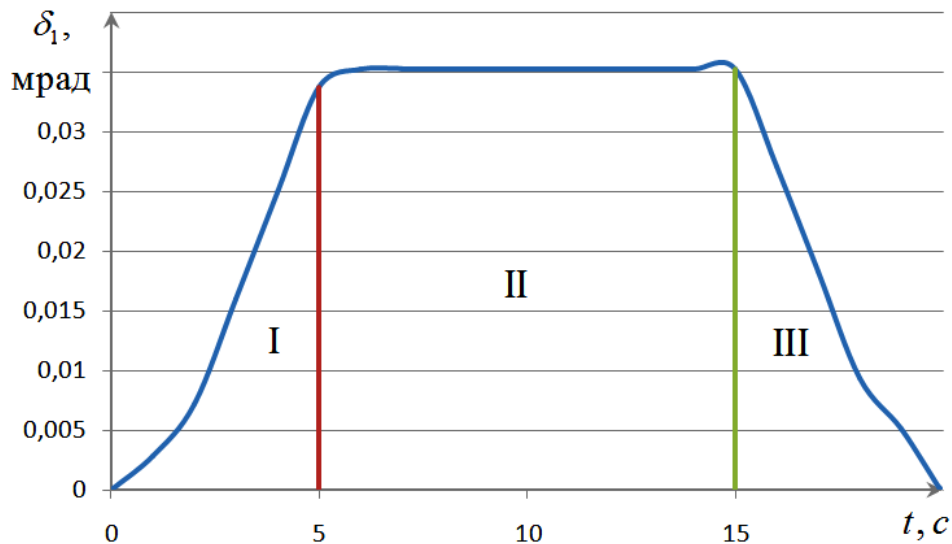


Рисунок 2.7 – Графік зміни кута повороту першої колісної пари δ_1 для першого візка: зона I – вхідна перехідна крива, зона II – кругова крива, зона III – вихідна перехідна крива

Як спостерігається на (рис. 2.7–2.8) під час руху локомотива у кривій ділянці колії $R = 300$ м кут повороту першої та другої колісної пари першого за напрямком руху візка досягає максимального значення $\delta_{1\max} = 0,035$ мрад та $\delta_{2\max} = 0,097$ мрад відповідно.

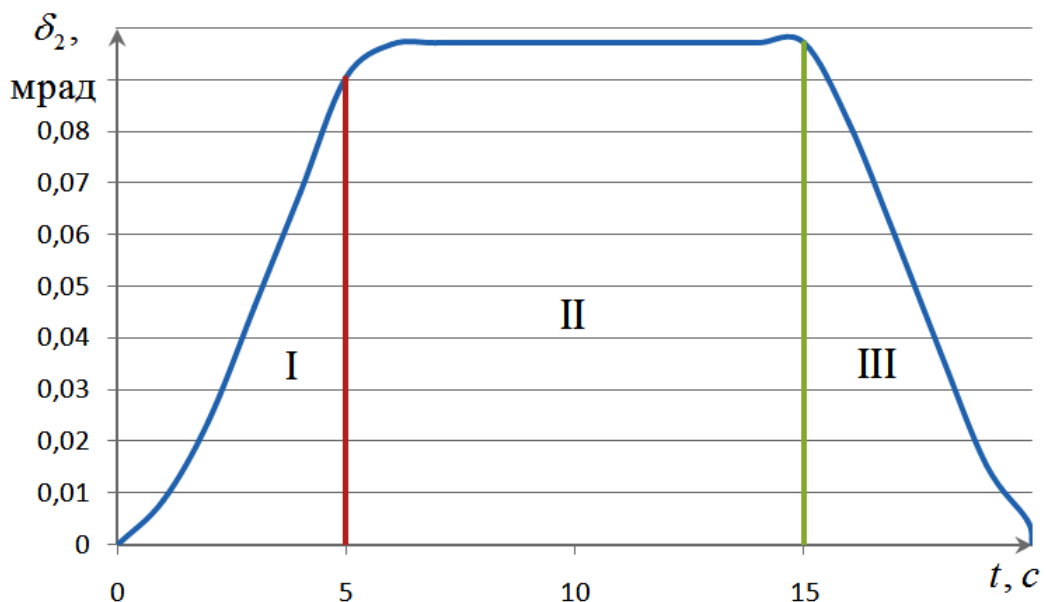


Рисунок 2.8 – Графік зміни кута повороту другої колісної пари δ_2 для першого візка: зона I – вхідна перехідна крива, зона II – кругова крива, зона III – вихідна перехідна крива

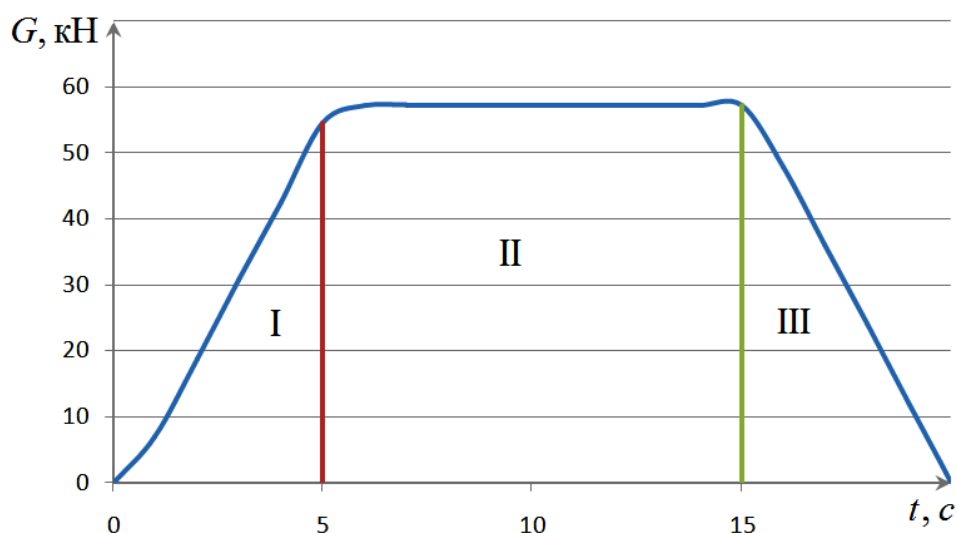


Рисунок 2.9 – Графік зміни сили притиснення гребеня колеса до головки рейки G для першого візка: зона I – вхідна перехідна крива, зона II – кругова крива, зона III – вихідна перехідна крива

Відповідно до (рис. 2.9) максимальне значення сили притиснення гребеня колеса до головки рейки приймає під час руху локомотива по круговій кривій та становить $G = 57,3$ кН.

Особливістю даної методики є те, що вона дозволяє визначати рамну силу, яка виникає на осі колісної пари в поперечному до осі колії напрямку.

Для знаходження рамної сили, яка діє на вісь колісної пари у криволінійній ділянці колії скористаємось схемою двох колісно-моторних блоків візка електровоза (рис. 2.10).

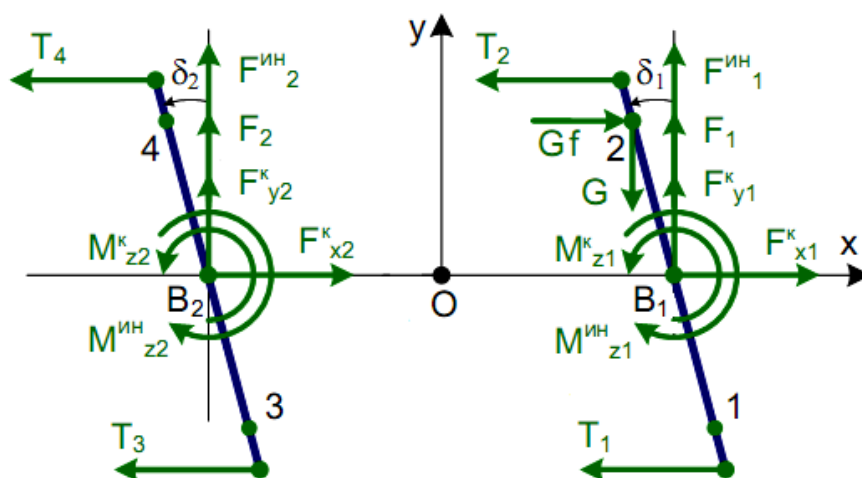


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема двох КМБ візка

Для знаходження рамної сили необхідно скласти рівняння кінетостатики для передньої колісної пари візка. Дані рівняння будуть мати вигляд:

$$\sum F_x = 0, F_{x1}^k + Gf - (T_1 + T_2) = 0; \quad (2.26)$$

$$\sum F_y = 0, F_{y1}^k - G + F_{p1} + F_1^{mh} = 0; \quad (2.27)$$

$$\sum M_{B1} = 0, M_{z1}^k - M_{z1}^{mh} - G \cdot s \cdot (f - \delta_1) - (T_1 - T_2) \cdot s_6 = 0, \quad (2.28)$$

- де F_{p1} – рамна сила, яка діє на першу колісну пару;
 T_1 і T_2 – поздовжні сили в шарнірно-повідкових зв'язках;
 s_6 – половина відстані між центрами букс однієї колісної пари.

Використовуючи рівняння (2.27) можна визначити рамну силу для передньої колісної пари візка, яка рівна:

$$F_{1p} = G - F_{y1}^k - F_1^{mh}. \quad (2.29)$$

Знаходження рамної сили для другої колісної пари проводиться аналогічним методом.

На основі проведених розрахунків були отримані наступні результати:

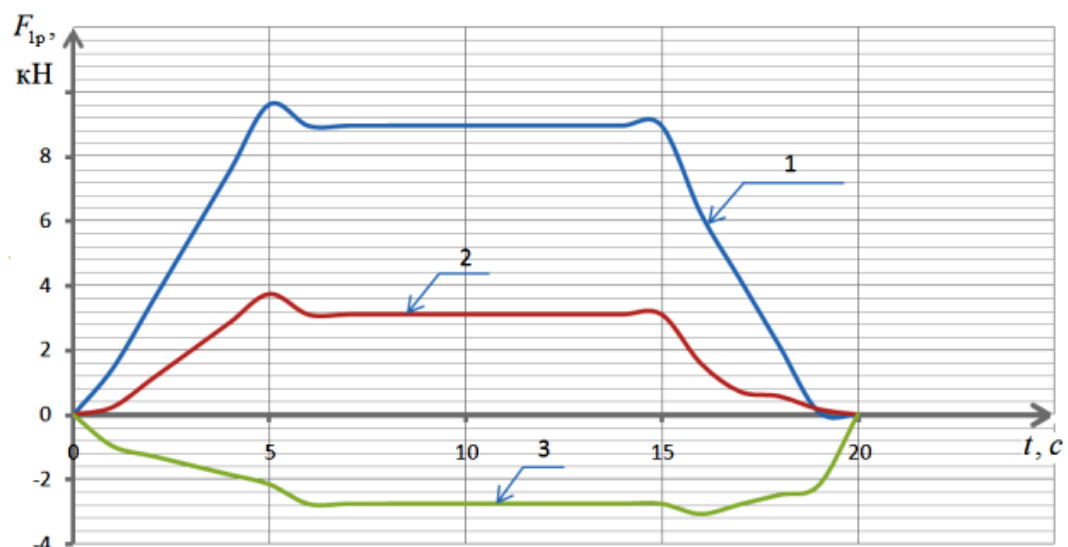


Рисунок 2.11 – Графіки зміни рамної сили F_{1p} в залежності від часу руху локомотива при $v = 10$ м/с: 1 – $\Delta h_0 = 50$ мм; 2 – $\Delta h_0 = 100$ мм; 3 – $\Delta h_0 = 150$ мм

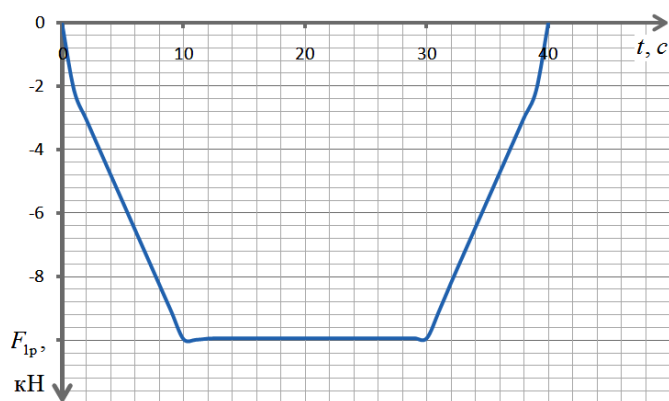


Рисунок 2.12 – Графік зміни рамної сили F_{1p} в залежності від часу руху

локомотива при $v = 5$ м/с, $\Delta h_0 = 150$ мм

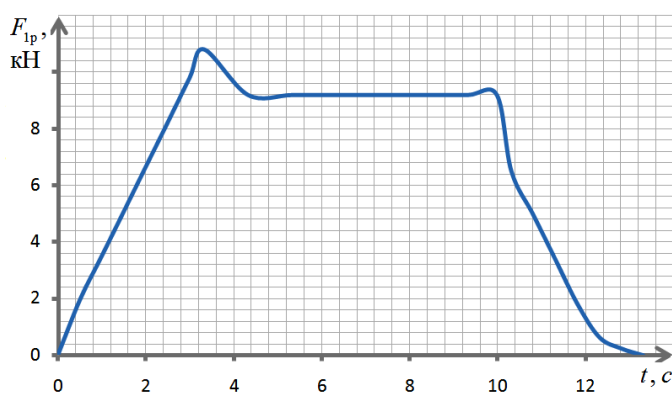


Рисунок 2.13 – Графік зміни рамної сили F_{1p} в залежності від часу руху

локомотива при $V = 15$ м/с, $\Delta h_0 = 150$ мм

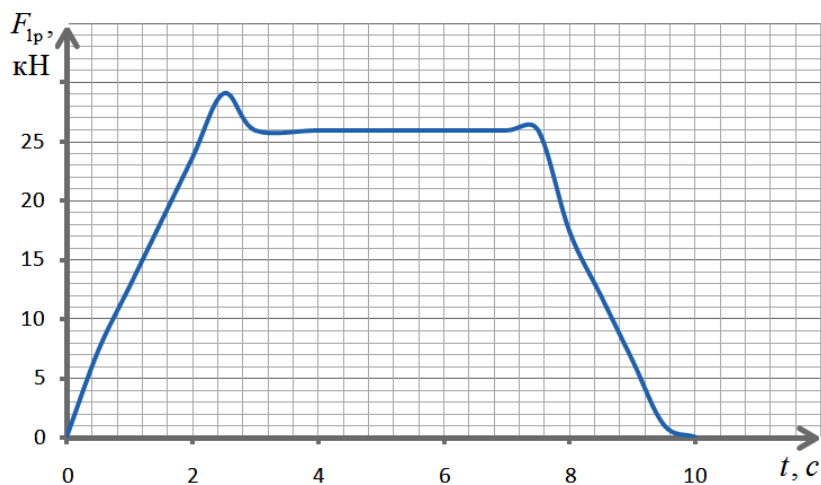


Рисунок 2.14 – Графік зміни рамної сили F_{1p} в залежності від часу руху

локомотива при $V = 20$ м/с, $\Delta h_0 = 150$ мм

На основі отриманих результатів можна зробити наступний висновок.

У стані спокою екіпажу ($v = 0, h_0 = 0$) рамна сила дорівнює нулю. При русі електровоза у кривій ділянці колії рамна сила буде залежати від багатьох факторів, основними з яких є: радіус кривої, швидкість та підвищення зовнішньої рейкової нитки.

Із (рис. 2.11) спостерігається, що при постійній швидкості, із збільшенням підвищення зовнішньої рейкової нитки, дія рамної сили буде більшою на головку внутрішньої рейки. Цим і пояснюється її від'ємне значення.

При сталому значенні підвищення зовнішньої рейкової нитки, із збільшенням швидкості екіпажу, дія рамної сили на головку зовнішньої рейкової нитки буде більшою (рис. 2.12–2.14).

2.3. Методика визначення сил при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз

У 2008 році доктором технічних наук Соколом Е.М. була опублікована монографія «Крушення железнодорожных поездов» [56], основна увага у якій приділялася визначенню сил взаємодії між колесом та рейкою у прямих та криволінійних ділянках залізничної колії.

Як зазначається в [103 – 104] в процесі експлуатації зустрічаються візки, які в прямолінійній ділянці колії гребнем однієї або гребнями обох колісних пар увесь час руху притискаються до робочої грані якоїсь однієї рейкової нитки.

Таке притиснення виникає при наявності наявних поодиноці або в будь-якій сукупності таких конструктивних особливостей: непаралельності осей колісних пар візка, ексцентриситеті закріплення в плані хвостовика автозчеплення щодо поздовжньої осі кузова, при значній різниці діаметрів середніх кіл катання коліс однієї колісної пари, перевантаження коліс колісної пари та ін. [104].

У зв'язку з цим у роботі [56], були знайдені аналітичні вирази, за допомогою яких можна визначати числові значення сил притиснення гребня колеса до рейки в прямих та кривих ділянках колії для зазначених вище випадків.

Для визначення сил притиснення гребня колеса до рейки при наявності різниці діаметрів середніх кіл катання коліс колісної пари приймалось, що при русі в пря-

мих ділянках залізничної колії наявність різниці діаметрів призводить до того, що вісь, щодо якої центр мас колісної пари здійснює коливальний рух, зміщується паралельно осі рейкової колії на величину $\Delta \leq 0,5\delta$ в напрямку рейки, по якому котиться колесо з меншим діаметром.

Величина зміщення Δ визначається за виразом [103]:

$$\Delta = \frac{D_1 - D_2}{4n}, \quad (2.30)$$

де D_1, D_2 – відповідно більший і менший діаметри коліс колісної пари;
 n – конусність поверхні кочення колеса.

Залежно від різниці діаметрів $D_1 - D_2$, величина зміщення Δ може бути меншою, рівною або більшою половини зазору $0,5\delta$ в рейковій колії.

Величину зміщення Δ_{re} меншу $0,5\delta$, назвемо дійсним зміщенням; величину зміщення Δ^* , що дорівнює $0,5\delta$, назвемо дійсним граничним зміщенням; величину зміщення Δ_{im} , більшу $0,5\delta$, назвемо уявним зміщенням.

У випадку зміщення $\Delta = 0,5\delta$ поперечні коливання центру мас колісної пари відсутні $(0,5\delta - \Delta) = 0$. Якщо у вираз (2.30) покласти $\Delta = 0,5\delta$, то отримаємо вираз, що визначає різницю діаметрів коліс $[D_1 - D_2]$, при якій гребінь колеса з меншим діаметром вже притискається до робочої грані рейки:

$$[D_1 - D_2] = 2\delta n = 2 \cdot [S - (T + q_1 + q_2 + 2\mu')] \cdot n, \quad (2.31)$$

де S – ширина рейкової колії в прямолінійній ділянці колії;
 T – насадка колісної пари;
 q_1, q_2 – товщина гребенів першого і другого коліс колісної пари відповідно;
 μ' – потовщення гребня, яке рівне 1 мм і нуль для вагонних і локомотивних коліс відповідно.

Силу притиснення гребня колеса до робочої грані рейки при різниці діаметрів середніх кіл кочення коліс колісної пари можна визначати двома методами: методом квазістатичних деформацій і методом квазідинаміки (інверсивний рух).

В основі методу квазістатичних деформацій лежить припущення про те, що поперечне до осі колії переміщення δS точки прикладання сили притиснення гребня колеса до робочої грані рейки, викликане сумарною деформацією горизонтального згину y_y і кручення y_φ рейки (рис. 2.15), дорівнює різниці $\Delta_{im} - \Delta^*$.

$$\delta S = \Delta_{im} - \Delta^*. \quad (2.32)$$

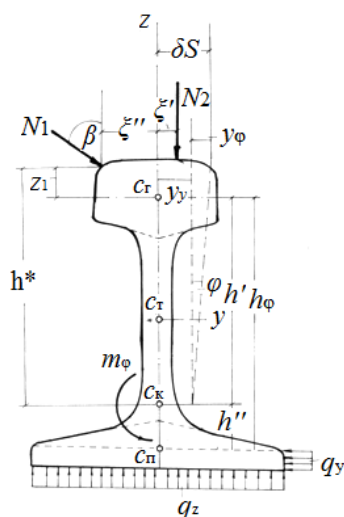


Рисунок 2.15 – Деформації рейки під дією прикладених до неї сил

Згідно з [60]:

$$\delta S = y_y + y_\varphi = N_1 \sin \gamma_1 \left(\frac{k_y \eta + 2U_y [(h^*)^2 - h^* \xi'' \operatorname{ctg} \beta]}{2U_y \eta} \right); \quad (2.33)$$

$$\Delta_{im} - \Delta^* = \frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{4n}, \quad (2.34)$$

- де N_1, N_2 – навантаження на рейку в момент притиснення гребня колеса;
 β – кут, між лінією дії сили N_1 і віссю Z ;
 ξ', ξ'' – відстані між віссю Z і лініями дії сил N_1 і $N_1 \cos \gamma_1$;
 h' – відстань від центру ваги c_r поперечного перерізу головки рейки до центру c_k кручення рейки;
 z_1 – відстань від центру ваги c_r поперечного перерізу головки рейки до точки прикладання сили N_n ;

- h_φ – відстань між центрами ваги c_r і c_n поперечних перерізів головки і підшви рейки;
- U_y – модуль пружності підрейкові основи щодо горизонтального згину.

Використовуючи вирази (2.32), (2.33) та (2.34) знаходимо:

$$N_{B1} = N_1 \sin \gamma_1 = \frac{((D_1 - D_2) - [D_1 - D_2])2U_y \eta}{4n(k_y \eta + 2U_y [(h^*)^2 - h^* \xi'' \operatorname{ctg} \gamma_1])}. \quad (2.35)$$

Величина $N_1 \sin \gamma_1$ є горизонтальною складовою сили N_1 і являє собою силу притиснення N_{B1} гребня колеса до робочої грані рейки в функції різниці діаметрів коліс колісної пари.

Використовуючи метод квазідинаміки (інверсивний рух) максимальну силу притиснення гребня колеса до робочої грані рейки в даному випадку будемо визначати з використанням виразу:

$$N_B = Y_p^* + \sqrt{(Y_p^*)^2 + C_y m (\dot{y}_c^*)^2}, \quad (2.36)$$

- де Y_p^* – рамна сила, що виникає в момент взаємодії гребня колеса з робочою гранню рейки;
- C_y – поперечна горизонтальна жорсткість рейок в колії;
- m – маса колісної пари;
- \dot{y}_c^* – складова швидкості центру мас колісної пари при її переміщенні в поперечному до осі колії напрямку.

Для визначення величини Y_p^* потрібно визначити радіус R кругової кривої, при якому має місце той же ефект, що і при русі колісної пари зі значною різницею діаметрів середніх кіл кочення коліс в прямолінійній ділянці колії.

Відповідно:

$$R = \frac{S^* D_1}{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}; \quad (2.37)$$

$$Y_{p1}^* = M \left[v_{\pi}^2 \frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{S^* D_1} - \frac{h_0}{S^*} g \right], \quad (2.38)$$

- де v_{π} – швидкість руху поїзда;
 h_0 – підвищення рейки в прямій ділянці колії;
 S^* – відстань між колами кочення коліс колісної пари;
 g – прискорення вільного падіння;
 M – маса підресореного вантажу, що припадає на одну колісну пару.

Тепер визначимо складову швидкості руху \dot{y}_c^* в поперечному до осі колії напрямку в момент притиснення гребня колеса до робочої грані рейки під дією рамної сили Y_p^* .

Оскільки для всієї сукупності уявних зміщень $\Delta_{im} > 0,5\delta$ винос, прецесія (вильяння) і нутація колісної пари відсутні, то в подальшому будемо вважати, що $\dot{y}_c^* = 0$.

Тоді, вираз (2.36) отримає наступний вигляд:

$$N_{B1} = 2Y_p^*. \quad (2.39)$$

При визначенні сили притиснення від дії рамної сили N_{B2} скористаємося спрощеною системою диференціальних рівнянь руху навантаженої силами колісної пари в прямій ділянці рейкової колії в поперечному до осі колії напрямку:

$$\ddot{\theta} + \xi \cdot \dot{\theta} - \xi_1 \theta = \beta + \beta_1 t; \quad (2.40)$$

$$\dot{y}_c = l \cdot \text{ctg} \alpha \cdot \dot{\theta}; \quad (2.41)$$

$$y_c = l \cdot \text{ctg} \alpha \cdot \theta, \quad (2.42)$$

- де θ – кут, яким визначається положення колісної пари в процесі нутації;
 y_c – координата центру мас колісної пари, по якій визначається положення колісної пари в поперечному до осі колії напрямку;
 l – половина відстані між колами кочення коліс колісної пари;

- α – кут нахилу поверхні кочення колеса до горизонталі і кут нахилу рейки всередину колії;
- t – час;
- $\xi, \xi_1, \beta, \beta_1$ – постійні коефіцієнти.

Помножимо обидві частини виразу (2.41) на m і продиференціюємо цей вираз один раз. При цьому отримаємо:

$$m\ddot{y}_c = mlctg\alpha \cdot \ddot{\theta}. \quad (2.43)$$

З виразу (2.40) знаходимо $\ddot{\theta}$ і підставляємо в вираз (2.43).

При цьому отримаємо:

$$Y_{p2}^* = m\ddot{y}_c = mlctg\alpha(\beta + \beta_1 t + \xi_1 \theta). \quad (2.44)$$

Виразом (2.44) визначається величина рамної сили $Y_{p2} = m\ddot{y}_c$, що діє на набігаючу колісну пару, при русі цієї колісної пари в поперечному до осі колії напрямку.

Тепер визначимо силу $N_{Б2}$ притиснення гребня колеса до рейки. Для цього скористаємося виразом (2.36).

Приймаючи, що в момент динамічного притиснення $\dot{y}_c^* = 0$, із виразу (2.36) отримаємо:

$$N_{Б2} = 2 \cdot Y_{p2}^*. \quad (2.45)$$

Перейдемо до визначення сили притиснення $N_{Б3}$ при наявності рихтовок в прямій ділянці колії.

Для визначення сили $N_{Б3}$ потрібно визначити рамну силу Y_{p3}^* , яка діє на колісну пару при проходженні рихтовки.

Згідно [56]:

$$Y_{p3}^* = M \left(\frac{v_{п}^2}{R_p} - \frac{h_0}{S^*} g \right), \quad (2.46)$$

де $v_{п}$ – швидкість руху поїзда;

- M – маса підресореного вантажу, яка припадає на колісну пару;
 R_p – радіус кривизни криволінійності в прямій ділянці колії при наявності рихтовки.

Для визначення величини R_p використовується емпіричний вираз [105]:

$$R_p = \frac{1000 \cdot l_p^2}{8\eta_p}, \quad (2.47)$$

- де η_p – стріла вигину при наявності рихтовки, мм;
 l_p – довжина хорди, м.

Сила $N_{Б3}$ визначається з використанням виразу (2.36) при умові, що $\dot{y}_c^* = 0$.

Отже:

$$N_{Б3} = 2 \cdot Y_{п3}^*. \quad (2.48)$$

При визначенні сили притиснення, яка виникає при наявності кутів набігання колеса на рейку в прямій ділянці колії $N_{Б4}$, будемо вважати, що кінетична енергія рухомого уздовж рейковій колії вантажу з візком, одне колесо якого притискається до рейки, частково перетвориться в потенціальну енергію деформації рейки в поперечному до осі колії напрямку.

Величина кінетичної енергії T , яка перетворюється в потенціальну енергію рейки, визначається за виразом:

$$T = 0,5M \cdot v_{п}^2 \cdot \sin^2 \gamma, \quad (2.49)$$

- де M – маса підресореного вантажу, яка припадає на візок;
 $v_{п}$ – швидкість руху поїзда;
 γ – кут набігання колеса на рейку.

Величина потенціальної енергії Π деформації рейки в поперечному до осі колії напрямку, в яку перетворюється кінетична енергія T , визначається за виразом [106]:

$$\Pi = 0,5C_y \cdot y_p^2, \quad (2.50)$$

- де C_y – поперечна горизонтальна жорсткість рейок;
 y_p – поперечне переміщення рейки під дією сили $N_{Б4}$.

Прирівнявши праві частини виразів (2.49) і (2.50), отримаємо:

$$y_p = v_n \sin \gamma \sqrt{M / C_y}. \quad (2.51)$$

Враховуючи, що $N_{Б4} = C_y y_p$, з урахуванням виразу (2.51) отримаємо:

$$N_{Б4} = v_n \sin \gamma \sqrt{C_y M}. \quad (2.52)$$

При гальмуванні поїзда вагони розташовуються таким чином, що гребні коліс переднього по напрямку руху візка прижимаються до однієї рейки, а гребні коліс заднього візка прижимаються до другої рейки. Іншими словами, вагони поїзда рухаються з певним перекосом.

Сили притиснення гребенів коліс, що виникають при цьому, до робочих граней рейок можна приблизно визначати по виразу [104]:

$$N_{Б5} = \left(\frac{0,5\delta \cdot N_c}{a} \right) \cdot \left(\frac{L_k}{l_k} \right)^2, \quad (2.53)$$

- де δ – зазор в рейковій колії;
 N_c – поздовжня стискаюча квазістатична чи динамічна сила в поїзді;
 a – довжина автозчепки;
 L_k – довжина кузова між упорами хвостовика автозчепки;
 l_k – довжина кузова між шворнями візків.

Сумуючи праві частини виразів (2.39), (2.45), (2.48), (2.52), (2.53) отримуємо узагальнений вираз для визначення сили притиснення N_B гребеня колеса до рейки набігаючої колісної пари візка в прямій ділянці колії.

$$N_B = N_{Б1} + N_{Б2} + N_{Б3} + N_{Б4} + N_{Б5} = 2(Y_{p1}^* + Y_{p2}^* + Y_{p3}^*) + v_n \sin \gamma \sqrt{C_y \cdot m} + \left(\frac{0,5\delta \cdot N_c}{a} \right) \cdot \left(\frac{L_k}{l_k} \right)^2 \quad (2.54)$$

При визначенні сил притиснення гребеня колеса до рейки в криволінійній

ділянці колії передбачається, що якщо рейка прямої ділянки колії, до якої притискається гребінь колеса колісної пари, в кривій ділянці колії є зовнішньою рейковою ниткою, то динамічна сила притиснення N_{BR} гребеня колеса до робочої грані рейки визначається за виразом:

$$N_{BR} = N_B + N_{BK}, \quad (2.55)$$

де N_B – динамічна сила притиснення гребеня колеса колісної пари до робочої грані рейки в прямій ділянці колії;

N_{BK} – додаткова динамічна сила притиснення гребеня колеса колісної пари до робочої грані рейки, викликана кривизною рейкової колії.

При цьому величина N_{BK} визначається за виразом:

$$N_{BK} = N_{B6} + N_{B7}, \quad (2.56)$$

де N_{B6} – складова сили притиснення, що враховує дію нормального прискорення і підвищення зовнішньої рейки при русі в кривій ділянці колії;

N_{B7} – складова сили притиснення, що виникає при наявності кутів набігання колеса на рейку в кривій ділянці колії.

Відповідно до [56]:

$$N_{B6} = 2Y_{pk}^* = 2M \left(\frac{v_{\pi}^2}{R} - \frac{h_0}{S^*} g \right); \quad (2.57)$$

$$N_{B7} = v_{\pi} (\sin \gamma_{\kappa 1} + \sin \gamma_{\kappa 2}) \sqrt{C_y M}, \quad (2.58)$$

де R – радіус кругової кривої або радіус перехідної кривої в місці сходу з рейок рухомого складу;

$\gamma_{\kappa 1}$ – кут набігання колеса на рейку, зумовлений наявністю кривизни в рейковій колії;

$\gamma_{\kappa 2}$ – кут набігання, зумовлений наявністю локального викривлення в кривій ділянці колії;

h_0 – підвищення зовнішньої рейки в місці сходу з рейок рухомого складу.

Провівши розрахунок сил взаємодії між колесом та рейкою для таких же вхідних даних, що для попередньої методики, були отримані наступні результати.

Так як розглядається рух одиночного локомотива у круговій кривій без застосування гальм, діаметри коліс колісних пар якого приймаються номінальними величинами, то складові N_{B1} , N_{B2} , N_{B3} , N_{B4} та N_{B5} сили N_B будуть дорівнювати нулю.

Таким чином вираз (2.55) для визначення сили притиснення гребеня електровоза до робочої грані рейки буде мати наступний вигляд:

$$N_{BR} = N_{B6} + N_{B7}. \quad (2.59)$$

Провівши розрахунки було отримано:

$$N_{B6} = 2 \cdot 46 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{10^2}{300} - \frac{0,15}{1,6} \cdot 9,81 \right) = -53,96 \text{ кН};$$

$$N_{B7} = 10 \cdot \sin 0,0334 \cdot \sqrt{10^7 \cdot 46 \cdot 10^3} = 226,529 \text{ кН};$$

$$N_{BR} = (-53,96) + 226,529 = 172,569 \text{ кН}.$$

2.4. Загальноприйняті традиційні методики визначення сил, які виникають при русі в криволінійних ділянках колії

В 1966 році О. П. Єршковим були отримані вирази за допомогою яких для відповідного типу рухомого складу були отримані аналітичні вирази визначення направляючої, рамної та бокової сили.

Наприклад, направляюча сила для електровоза ВЛ80 знаходиться за формулою:

$$Y = 81,5 + 25 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right), \quad (2.60)$$

де v – швидкість руху центру мас екіпажа (поїзда), м/с;

R – радіус кривої, м;

h_0 – підвищення зовнішньої рейки, м;

- S – відстань між осями симетрії поперечних перерізів рейок, м;
 g – прискорення вільного падіння.

Бокова сила визначається:

$$Y_6 = 51 + 22,5 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.61)$$

Рамна сила відповідно до [35] визначається:

$$Y_p = 25 + 25 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.62)$$

При цьому згідно з [52]:

$$Y_p = 7,5 + 28 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.63)$$

При цьому вираз $\left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right)$ в залізнично-транспортній літературі називають непогашеним поперечним прискоренням і позначають $a_{н.п}$.

Відповідно до [52] вираз (2.63) рекомендується використовувати для $a_{н.п}$ в межах від $-0,5 \text{ м/с}^2$ до $+0,7 \text{ м/с}^2$, а згідно [35; 58] вираз (2.62) рекомендується використовувати для $a_{н.п}$ в межах $-0,5 \text{ м/с}^2$ до $+0,1 \text{ м/с}^2$.

При цьому у вказаних межах $a_{н.п}$ може приймати і нульові значення.

Прирівнявши вираз $\left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right)$ до нуля, знайдемо швидкість v^* , при якій поперечне прискорення повністю погашається ($a_{н.п} = 0$):

$$v^* = \sqrt{\frac{R \cdot h_0}{S} g}. \quad (2.64)$$

У випадку, коли підвищення зовнішньої рейки дорівнює нулю ($h_0 = 0$), швидкість v^* також буде рівна нулю. Це відповідає стану спокою екіпажу. Проте і в стані спокою екіпажу згідно (2.62) маємо:

$$Y_p = 25 \text{ кН.}$$

а згідно з (2.63):

$$Y_p = 7,5 \text{ кН.}$$

При цьому, як зазначається в [56], у стані спокою екіпажу ($v = 0, h_0 = 0$) направляюча, рамна та бокова сили повинні дорівнювати нулю.

Однак слід зауважити, що на теперішній час українськими вченими внесені деякі доповнення і уточнення в методику проф. О. П. Єршкова, в тому числі відносно змінної величини коефіцієнта тертя при різних схемах вписування екіпажів і відносно впливу на горизонтальні сили повздовжніх стискаючих сил при гальмуванні поїзда. Крім того з'явилась необхідність визначення поперечних сил від нових типів рухомого складу.

Таким чином для інженерних розрахунків пропонується [69] використовувати більш точні формули з визначення поперечних сил, але при змінному значенні коефіцієнта тертя $\mu \neq const$, який залежить від виду вписування і відносного проковзування коліс по рейці:

$$\mu = f\left(\frac{x}{R}\right), \quad (2.65)$$

де x – відстань від першої направляючої осі до центра повороту візка.

Виходячи із цього направляюча сила для електровоза ВЛ80 при $R = 300$ м знаходиться за формулою [69]:

$$Y = 79,87 + 25,43 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.66)$$

Бокова сила визначається:

$$Y_6 = 52,77 + 25,6 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.67)$$

Рамна сила визначається:

$$Y_p = 25,67 + 25,78 \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S} g \right). \quad (2.68)$$

Відповідно до [69] непогашене поперечне прискорення рекомендується використовувати в межах від $-2,0 \text{ м/с}^2$ до $+2,0 \text{ м/с}^2$.

Провівши розрахунок використовуючи раніше наведені вхідні дані згідно методики проф. О. П. Єршкова були отримані наступні результати направляючої, бокової та рамної сил при русі локомотива у круговій кривій.

Направляюча сила:

$$Y = 65,63 \text{ кН.}$$

Бокова сила:

$$Y_6 = 36,71 \text{ кН.}$$

Рамна сила:

$$Y_p = 9,13 \text{ кН.}$$

Відповідно до методики українських вчених отримані наступні результати.

Направляюча сила:

$$Y = 63,72 \text{ кН.}$$

Бокова сила:

$$Y_6 = 36,52 \text{ кН.}$$

Рамна сила:

$$Y_p = 9,31 \text{ кН.}$$

Отже, наступним кроком буде порівняння отриманих результатів, виявлення переваг та недоліків вищенаведених методик та вибір методу, який найбільш точно відображає динамічну поведінку рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією. Це дозволить визначати основні динамічні показники рухомого складу ще на стадії його проектування.

2.5. Аналіз та порівняння отриманих результатів

Виконано розрахунок для наступних вихідних даних: сила ваги кузова $P_k = 527$ кН; сила тяги секції локомотива $Q = 200$ кН; половина бази візка $l = 1,5$ м; сила ваги візка $P_T = 204$ кН; довжина кругової кривої $L_k = 100$ м; швидкість руху $v = 10$ м/с; позовжній ухил залізничної колії $\chi = 0,028$ рад; радіус кругової кривої $R = 300$ м; підвищення зовнішньої рейки $\Delta h_0 = 0,15$ м.

Проведемо порівняння числових значень сил притиснення гребеня колеса до головки рейки, використовуючи вищенаведені методики (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Числові значення сили притиснення гребеня колеса до головки рейки

I – методика	II – методика	III – методика
57,3 кН	172,5 кН	65,63 кН 63,72 кН

На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що використання другої методики дає завищені результати при визначенні сил взаємодії між колесом та рейкою. Вказана особливість полягає в тому, що сила взаємодії між колесом і рейкою визначалася з урахуванням підходів, які були покладені для дослідження вантажних вагонів, що не дає можливості враховувати основні особливості конструкції екіпажної частини інших видів рухомого складу.

Використання першої методики дозволяє розглядати динамічні процеси, що не можна сказати про всі інші методики. Проте визначення сили притиснення гребеня колеса до головки рейки за першою методикою відбувається без урахування технічного стану рейкової колії, а саме її геометричних нерівностей як у вертикальній, так і в горизонтальній площині. Вказана особливість є суттєвою, оскільки основними причинами аварій і сходів є, передусім, відхилення в стані рейкової колії.

Вказана особливість дає привід засумніватися у адекватності запропонованих математичних моделей, так як може призвести до отримання хибних результатів при визначенні основних динамічних показників рухомого складу.

Отже, вирішення задачі слід проводити з використанням рівнянь динаміки, оскільки в такому випадку можна врахувати основні особливості конструкції інших видів

рухомого складу, виникаючі під час руху динамічні сили, а також відхилення в стані рейкової колії і ходових частин рухомого складу від норм їх утримання.

Висновки до розділу 2

- порівнявши методи розрахунку сил від дії колеса на головку рейки, були отримані наступні результати: I – метод 57,3 кН; II – метод 172,5 кН; III – метод 65,63 кН;
- встановлено, що така розбіжність результатів обумовлена тим, що у методиці, яка використовується при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз, сила взаємодії між колесом та рейкою визначається з урахуванням підходів, які були покладені для дослідження вантажних вагонів, що не дає можливості врахувати особливості конструкції екіпажної частини інших видів рухомого складу;
- встановлено, що жодна із методик не враховує вплив технічного стану рейкової колії, а саме геометричних нерівностей як у вертикальній, так і в горизонтальній площині;
- запропоновано вирішення задачі проводити з використанням динамічних рівнянь руху рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією, оскільки у жодній із вищеперерахованих методик не розглядаються динамічні процеси, а більша увага приділяється саме статичному навантаженню.

РОЗДІЛ 3

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАГОНА ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКр-2

3.1. Просторова розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2

Крюківським вагонобудівним заводом для забезпечення приміського пасажирського сполучення на ділянках залізниць із малими пасажиропотоками колії 1520 мм України, країн СНД, Литви й Естонії був побудований дизель-поїзд ДПКр-2 [107].

Для перевірки відповідності характеристик розробленого дизель-поїзда вимогам нормативної документації Укрзалізниці було проведено декілька типів випробувань. Випробування щодо впливу на колію та стрілочні переводи проведені лабораторією у серпні 2014 року на магістральних коліях Придніпровської залізниці.

Метою даних випробувань була оцінка впливу дизель-поїзда ДПКр-2 на залізничну колію і стрілочні переводи та визначення допустимих швидкостей руху по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм [108].

Однак теоретичних досліджень силової взаємодії дизель-поїзда ДПКр-2 з рейковою колією немає. У зв'язку з цим була розроблена просторова розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2 з урахуванням основних особливостей конструкції екіпажної частини.

Дизель-поїзд представляє собою самохідну транспортну одиницю постійного формування, яка складається з головних вагонів, які мають кабіни управління (на початку і в кінці поїзда), і проміжного вагона, розташованого між ними (рис. 3.1).

Головні і проміжні вагони дизель-поїзда обладнані двома двохвісними візками:

- привідний візок (рис. 3.2);
- непривідний візок (рис. 3.3).

Візки мають двохступеневе ресорне підвішування:

- первинне – з використанням циліндричних пружин;
- вторинне – з використанням пневматичних ресор.

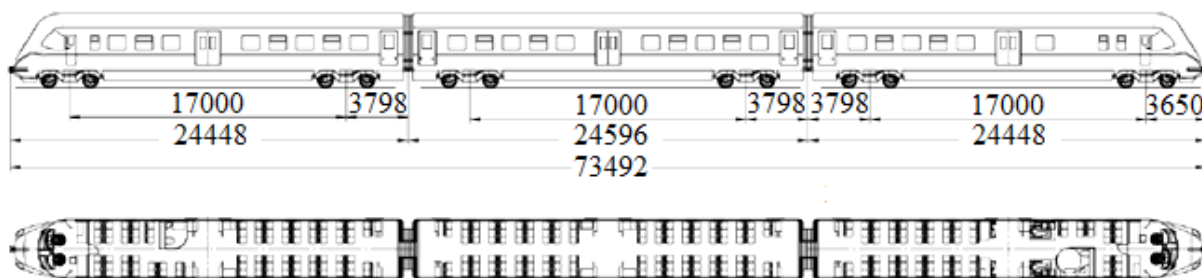


Рисунок 3.1 – Схема вагонів пасажирського дизель-поїзда ДПКр-2 для приміського сполучення

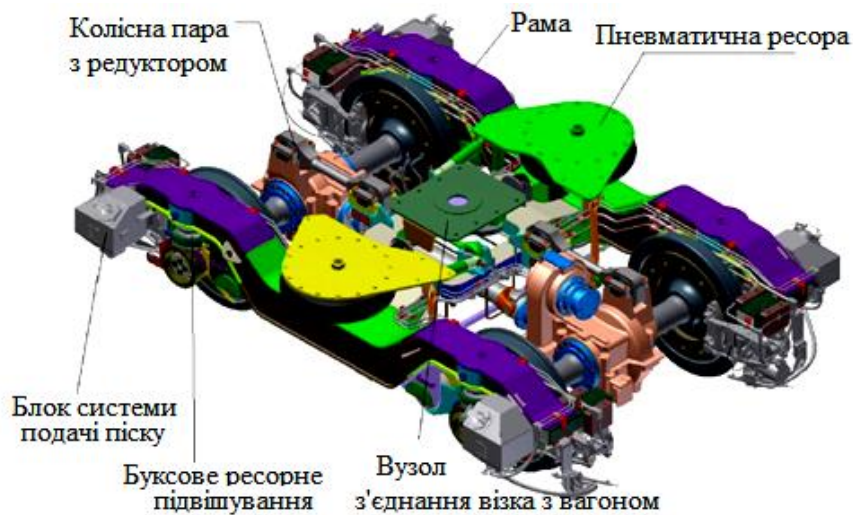


Рисунок 3.2 – Основні вузли приводного візка

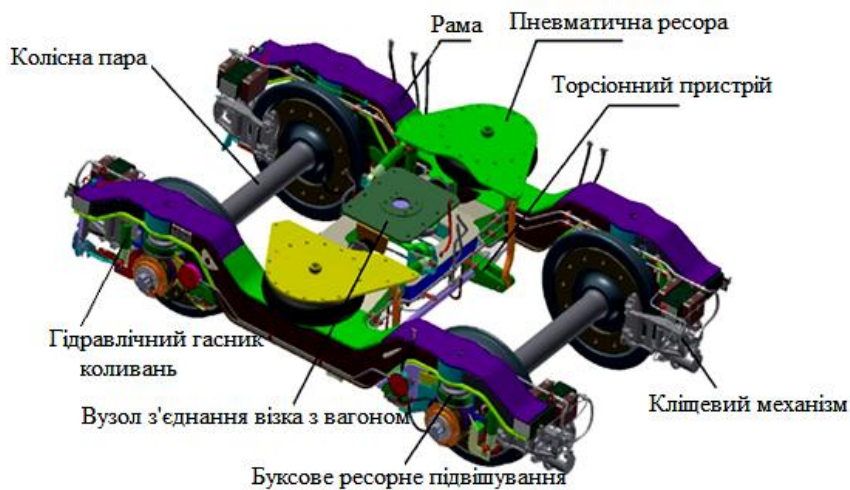


Рисунок 3.3 – Основні вузли не приводного візка

Візки складаються з наступних елементів:

- осьових редукторів (тільки для приводних візків);

- колісних пар;
- рами;
- буксового (первинного) ресорного підвішування;
- центрального (вторинного) ресорного підвішування;
- гідравлічних гасників коливань;
- вузла з'єднання візка з кузовом вагона і передачі поздовжніх зусиль;
- елементів з'єднання буксових вузлів колісної пари з рамою візка;
- стабілізатора бокового хитання.

Буксове ресорне підвішування візка складається з комплекту із трьох пружин, а також гасників коливань (рис. 3.4). Центральне ресорне підвішування складається із двох пневматичних ресор, двох вертикальних та двох горизонтальних гасників коливань (рис. 3.5).

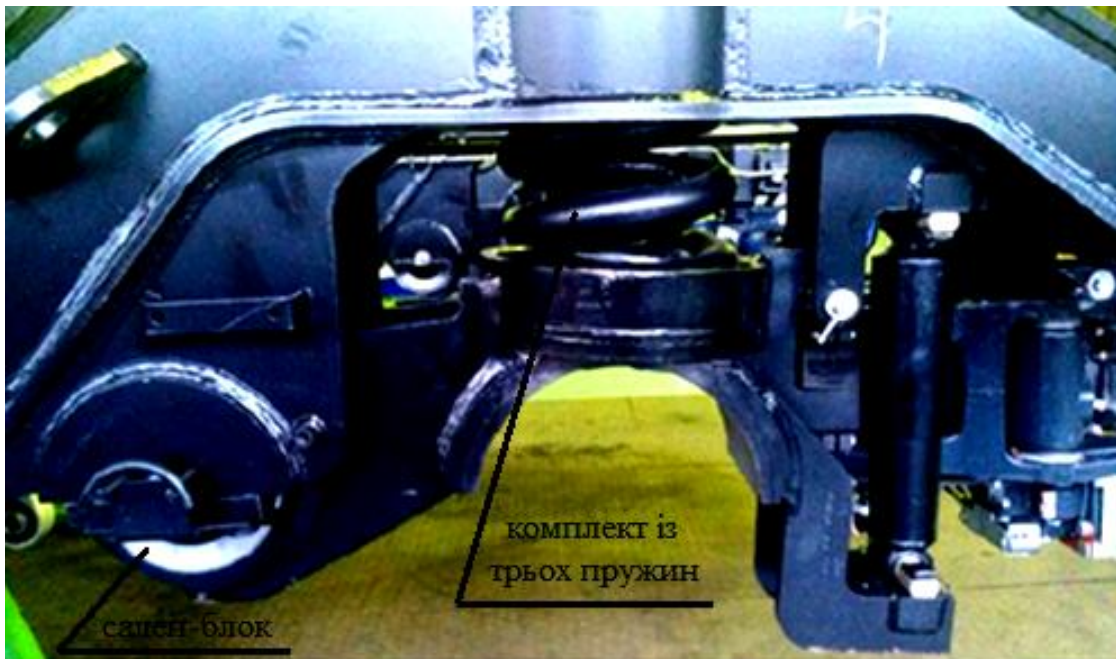


Рисунок 3.4 – Буксова ступінь ресорного підвішування

Пневматична ресора конструктивно представляє собою резинокордну оболонку, яка заповнена в робочому стані стисненим повітрям з робочим тиском до 0,7 МПа.

Вона складається з (рис. 3.6): кріпильних болтів ущільнювального кільця 1, зажиму плити ковзання 2, болтів ковзаючої плити 3, кріпильної плити 4, ущільнюва-

льного кільця 5, ковзаючої плити 6, подушки 7, нижньої плити 8, болтів нижньої плити 9, додаткової ресори 10.



Рисунок 3.5 – Центральна ступінь ресорного підвішування

Випробування рухомого складу з пневматичним ресорним підвішуванням показали, що незважаючи на практично однакові можливості гвинтових циліндричних пружин і пневматичних ресор в збільшенні статичного прогину, останні мають віброзахисні властивості і збільшують комфортність перевезення пасажирів [44; 109 – 110]. Для зниження вертикальної жорсткості пневматичну ресору з'єднують з додатковим резервуаром, обсяг якого зазвичай більший основного обсягу пневматичної ресори [111 – 112]. Існує декілька типів систем пневматичних ресор [113 – 114] (пневматична ресора з одним або двома додатковими резервуарами), а їх динамічні властивості зручно описувати за допомогою механічної еквівалентної моделі [44; 115].

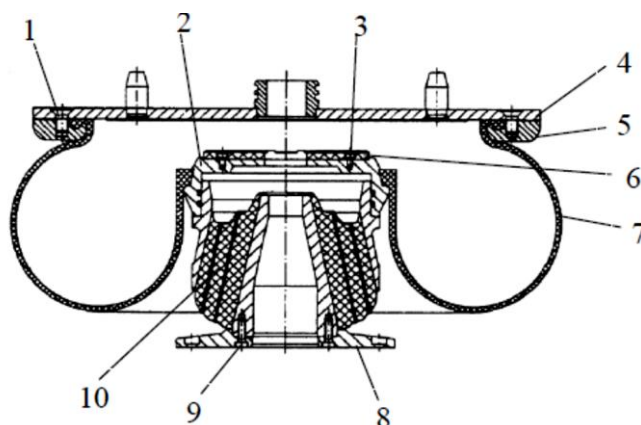


Рисунок 3.6 – Пневматична ресора

Провівши аналіз конструкції екіпажної частини вагона дизель-поїзда, представимо еквівалентну механічну модель його пневматичної ресори (рис. 3.7) [116].

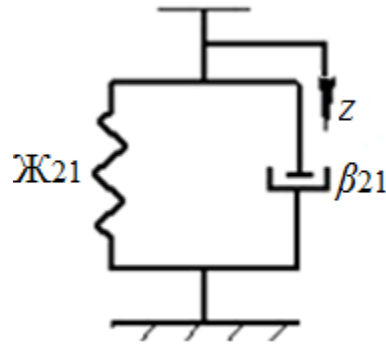


Рисунок 3.7 – Механічна модель пневматичної ресори

Дана модель являється вузлом Кельвіна–Фойгта, який включає в себе паралельно розташований пружний елемент з жорсткістю J_{21} та елемент в'язкого тертя з в'язкістю β_{21} .

Пружина у буксовому ресорному підвішуванні буде моделюватися як лінійний пружний елемент. Гідравлічні гасники коливань, які використовуються як у центральному, так і у буксовому ресорному підвішуванні моделюються, як в'язкий елемент [117 – 118].

На основі аналізу конструкції екіпажної частини вагона дизель-поїзда ДПКр-2 було побудовано його розрахункову схему (рис. 3.8–3.10) [4]. При цьому приймалися наступні позначення: $z_k, y_k, x_k, \varphi_k, \psi_k, \theta_k$ – узагальнені координати кузова; $z_{vi}, y_{vi}, x_{vi}, \varphi_{vi}, \psi_{vi}, \theta_{vi}$ – узагальнені координати візка ($i=1-2$ номер візка); $z_{kпj}, y_{kпj}, x_{kпj}, \psi_{kпj}, \theta_{kпj}$ – узагальнені координати колісних пар ($j=1-4$ номер колісної пари); F_{x1-8}, F_{y1-8} – поздовжні та поперечні сили крипа у точці контакту колесо-рейка; β_2 – коефіцієнт затування вертикального гідравлічного гасника коливань в центральному ресорному підвішуванні; J_{21} – еквівалентна жорсткість пневматичної ресори; β_{21} – еквівалентний коефіцієнт затування, який визначається перетіканням повітря через дросель; J_1 – жорсткість пружин буксового ресорного підвішування; β_1 – коефіцієнт затування вертикального гідравлічного гасника коливань в буксовій ступені ресорного підвішування; $J_{\text{сал. блок}}$ – жорсткість гумового елемента

сален-блоку; $\mathcal{K}_{2\text{ поп}} = \mathcal{K}_{2\text{ поз}}$ – горизонтальна жорсткість пневматичної ресори в поперечному та поздовжньому напрямку відповідно; $\beta_{2\text{ поп}}$ – коефіцієнт затухання горизонтального гідравлічного гасника коливань в центральному ресорному підвішванні; $\mathcal{K}_{\text{ поп}}$ – поперечна жорсткість пружин буксового ступеня ресорного підвішвання; $\mathcal{K}_{\text{ тор}}$ – жорсткість торсіонного пристрою.

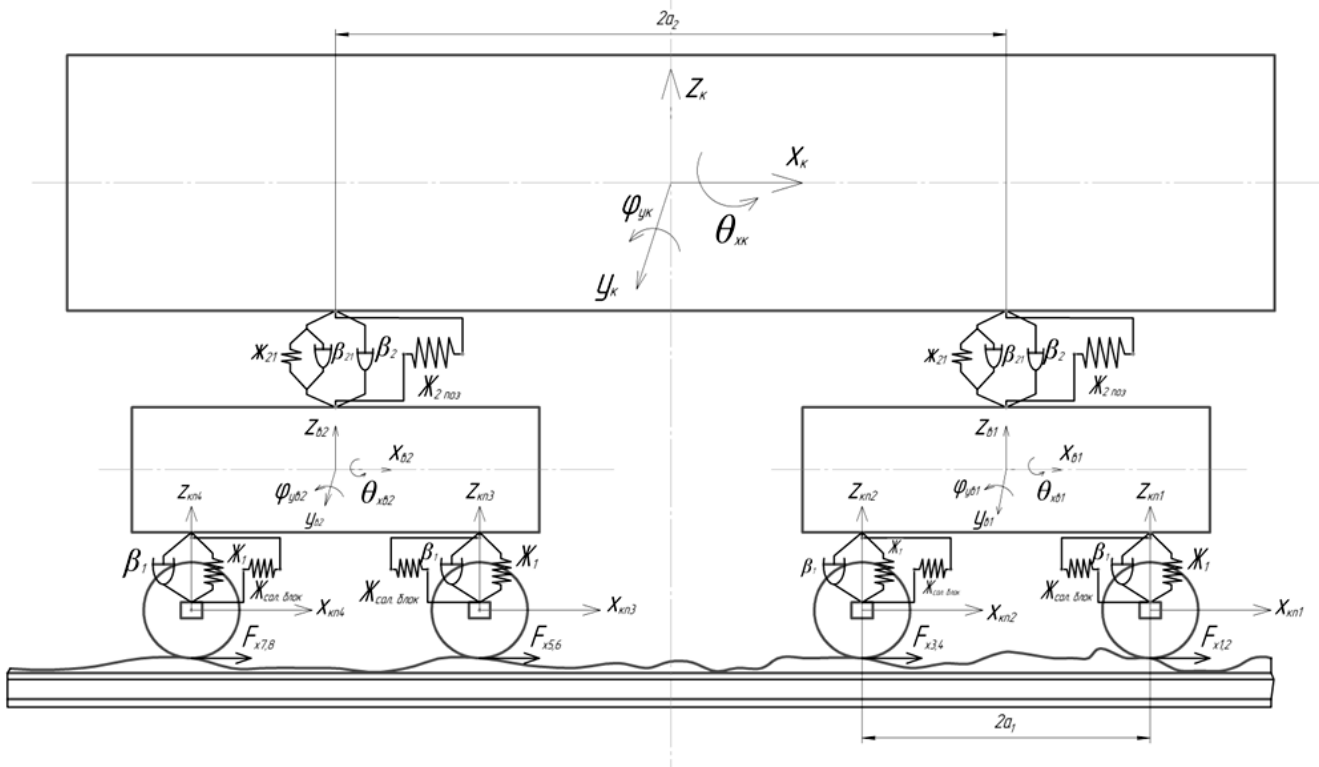


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в площині ZX

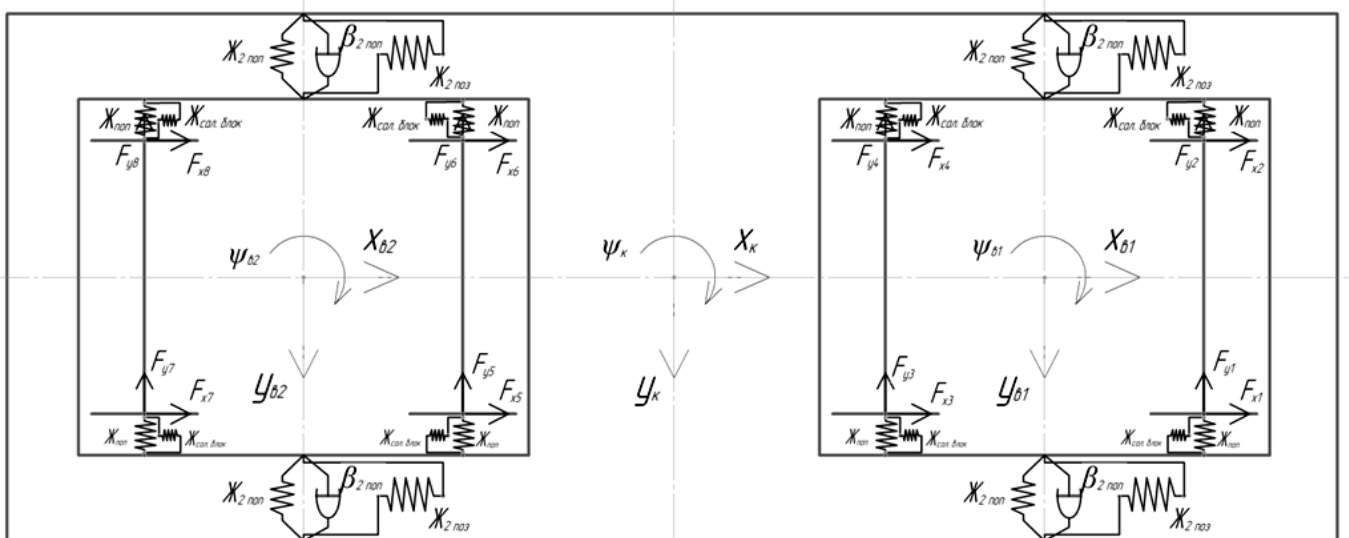


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в площині YX

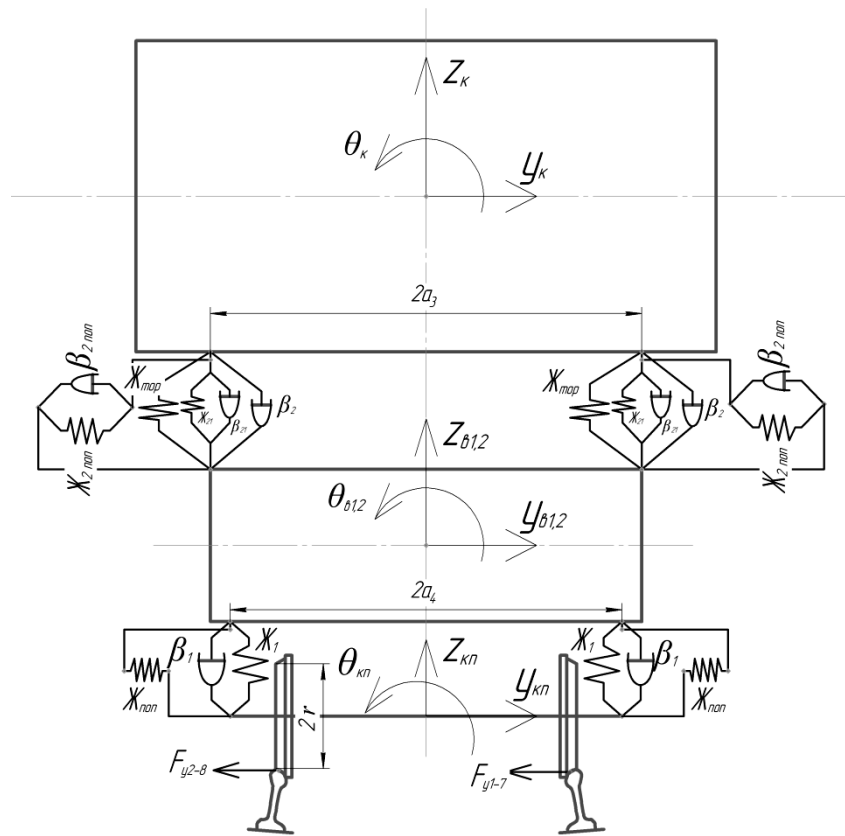


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в площині ZY

Слід зазначити, що розрахункова схема є просторова, яка враховує сили взаємодії між колесом та рейкою, а саме поперечні та поздовжні сили крипа.

Під час розробки просторової розрахункової схеми були прийняті наступні припущення:

- кузов, рами візків і колісні пари розглядаються як абсолютно тверді тіла, тому що їх жорсткості значно перевищують жорсткості пружних елементів, що їх з'єднують;
- центри мас цих твердих тіл співпадають з їх геометричними центрами;
- розглядаються коливання підстрибування, бокового виносу, посмикування, галопування, бокового хитання, виляння;
- величини жорсткостей і коефіцієнтів згасання рахуються однаковими для відповідних елементів ресорного підвішування різних візків і колісних пар;
- пружні і дисипативні сили вважаються діючими по осі відповідного пружного і дисипативного елемента;

- пружина і паралельний їй гідравлічний гасник коливань вважаються закріпленими в одній точці;
- не враховується жорсткість в контактї колеса і рейки;
- колісна пара та взаємодіюча з нею маса колії рухаються безвідривно;
- в якості збурювання прийняті геометричні нерівності лівої і правої рейки.

3.2. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2

Основне завдання при дослідженні динамічних процесів в системі «рухомий склад-колія» полягає у визначенні оптимальних значень параметрів цієї системи, при яких значно знижуються амплітуди коливань і динамічні сили. Під параметрами розуміють габаритні розміри, маси, жорсткості в'язей. Для визначення оптимальних параметрів необхідно дослідження коливальних процесів рухомого складу і його окремих частин. З точки зору динаміки механічна частина рухомого складу повинна забезпечувати стійкість руху екіпажу.

У зв'язку з цим в роботі [4] була запропонована просторова розрахункова схема вагона дизель-поїзда ДПКр-2 яка враховує основні властивості досліджуваного об'єкту.

На основі просторової розрахункової схеми (рис. 3.8–3.10) вагона дизель-поїзда ДПКр-2 виробництва Крюківського вагонобудівного заводу було побудовано його математичну модель для вивчення динамічних явищ, які виникають при русі рухомого складу по рейковій колії як в прямих, так і в криволінійних ділянках [5].

Для побудови математичної моделі складається система з 30 диференціальних рівнянь руху дизель-поїзда.

Із наведених трьох проекцій механічної схеми видно, що коливання прийнятої для дослідження моделі вагона дизель-поїзда і рейкової колії можуть бути описані наступними узагальненими координатами: підстрибуванням z_k , посмикуванням x_k , боковим виносом y_k , галопуванням φ_k , вилянням ψ_k , боковим хитанням θ_k кузова; підстрибуванням z_{vj} , посмикуванням x_{vj} , боковим виносом y_{vj} , галопуванням φ_{vj} ,

вильнянням ψ_{bj} , боковим хитанням θ_{bj} рам візків ($j=1-2$ номер рами візка); посмикуванням x_{kpi} , боковим виносом y_{kpi} , вильнянням ψ_{kpi} колісних пар ($i=1-4$ номер колісної пари).

Як зазначено в припущеннях, центри рухомих систем координат розташовуються в центрі мас відповідних елементів розрахункової схеми. Враховуючи також припущення, що колісна пара i приведена до неї маса колії рухаються безвідривно, отримуємо 30 степенів вільності.

Слід зазначити, що в реальних конструкціях пневматична ресора встановлюється на візок екіпажу, а зверху на неї опирається кузов. Тому в складених рівняннях буде враховано, що оболонку пневматичної ресори деформують коливання кузова і візка.

Запишемо діючі на кузов, візки та колісні пари активні пружні сили, які виникають у вертикальному, поперечному та поздовжньому напрямках:

$F_{zkn} = \mathcal{K}_{21} (z_k \pm a_2 \varphi_{yk} \mp a_3 \theta_k)$ – пружна вертикальна сила, яка виникає при деформації n -ої пневматичної ресори ($n=1-4$) від дії коливань кузова;

$F_{zbn} = \mathcal{K}_{21} (z_{bj} \mp a_3 \theta_{bj})$ – пружна вертикальна сила, яка виникає при деформації оболонки n -ої пневматичної ресори від дії коливань j -го візка;

$F_{ykn} = \mathcal{K}_{2\text{поп}} (y_k \pm a_2 \psi_k + a_5 \theta_k)$ – пружна горизонтальна поперечна сила, яка виникає при деформації оболонки n -ої пневматичної ресори від дії коливань кузова;

$F_{ybn} = \mathcal{K}_{2\text{поп}} (y_{bj})$ – пружна горизонтальна поперечна сила, яка виникає при деформації оболонки n -ої пневматичної ресори від дії коливань j -го візка;

$F_{xkn} = \mathcal{K}_{2\text{поз}} (x_k + a_5 \varphi_{yk})$ – пружна горизонтальна поздовжня сила, яка виникає при деформації оболонки n -ої пневматичної ресори від дії коливань кузова;

$F_{xbn} = \mathcal{K}_{2\text{поз}} (x_{bj} \pm a_3 \psi_{bj})$ – пружна горизонтальна поздовжня сила, яка виникає при деформації оболонки n -ої пневматичної ресори від дії коливань j -го візка;

$F_{zbg} = \mathcal{K}_1 (z_{bj} \pm a_1 \varphi_{ybj} \mp a_4 \theta_{bj})$ – пружна вертикальна сила, яка виникає при деформації g -ої буксової пружини ($g=1-8$) від дії коливань j -го візка;

$F_{z_{кпi} g} = \mathcal{J}_1 (z_{кпi} \mp a_4 \theta_{кпi})$ – пружна вертикальна сила, яка виникає при деформації g -ої буксової пружини від дії коливань i -ої колісної пари ($i = 1 - 4$);

$F_{x_{вs}} = \mathcal{J}_{\text{сал.блок}} (x_{вj} + a_7 \varphi_{y_{вj}})$ – пружна горизонтальна поздовжня сила, яка виникає при деформації s -го сален-блока ($s = 1 - 8$) від дії коливань j -го візка;

$F_{x_{кпs}} = \mathcal{J}_{\text{сал.блок}} (x_{кпi} \pm a_4 \psi_{кпi})$ – пружна горизонтальна поздовжня сила, яка виникає при деформації s -го сален-блока від дії коливань i -ої колісної пари;

$F_{y_{вg}} = \mathcal{J}_{\text{поп}} (y_{вj} \pm a_1 \psi_{вj})$ – пружна горизонтальна поперечна сила яка виникає при деформації g -ої буксової пружини ($g = 1 - 8$) від дії коливань j -го візка;

$F_{y_{кпg}} = \mathcal{J}_{\text{поп}} (y_{кпi})$ – пружна горизонтальна поперечна сила, яка виникає при деформації g -ої буксової пружини від дії коливань i -ої колісної пари.

F_x, F_y – поздовжні та поперечні сили крипа в контакті «колесо-рейка».

Для опису коливань розрахункової схеми вагона дизель-поїзда, в центральній ступені ресорного підвішування якого використовуються пневматичні ресори, паралельно яким встановлюються гідравлічні гасники коливань, отримано математичну модель, яка складається з 30 диференціальних рівнянь другого порядку.

Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2

Кузов

Підстрибування

$$m_k \cdot \ddot{z}_k + 4\beta_{21} \cdot \dot{z}_k + 4\beta_2 \cdot \dot{z}_k + 4\mathcal{J}_{21} \cdot z_k - 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{в1} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{в2} - 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{в1} - 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{в2} - 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{в1} - 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{в2} = 0$$

Галопування

$$J_{yк} \cdot \ddot{\varphi}_{yк} + 4\beta_{21} \cdot a_2^2 \cdot \dot{\varphi}_{yк} + 4\beta_2 \cdot a_2^2 \cdot \dot{\varphi}_{yк} + 4\mathcal{J}_{21} \cdot a_2^2 \cdot \varphi_{yк} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_2 \cdot z_{в1} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_2 \cdot z_{в2} - 2\beta_{21} \cdot a_2 \cdot \dot{z}_{в1} + 2\beta_{21} \cdot a_2 \cdot \dot{z}_{в2} - 2\beta_2 \cdot a_2 \cdot \dot{z}_{в1} + 2\beta_2 \cdot a_2 \cdot \dot{z}_{в2} + 4\mathcal{J}_{2поз} \cdot a_5 \cdot (x_k + a_5 \cdot \varphi_{yк}) - 2\mathcal{J}_{2поз} \cdot a_5 \cdot x_{в1} - 2\mathcal{J}_{2поз} \cdot a_5 \cdot x_{в2} = 0$$

Боковий винос

$$m_k \cdot \ddot{y}_k + 4\mathcal{J}_{2поп} \cdot (y_k + a_5 \cdot \theta_k) + 4\beta_{2поп} \cdot (\dot{y}_k + a_5 \cdot \dot{\theta}_k) - 2\mathcal{J}_{2поп} \cdot (y_{в1} - a_6 \cdot \theta_{в1}) - 2\mathcal{J}_{2поп} \cdot (y_{в2} - a_6 \cdot \theta_{в2}) - 2\beta_{2поп} \cdot (\dot{y}_{в1} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{в1}) - 2\beta_{2поп} \cdot (\dot{y}_{в2} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{в2}) = 0$$

Посмикування

$$m_k \cdot \ddot{x}_k + 4\mathcal{J}_{2поз} \cdot (x_k + a_5 \cdot \varphi_{yк}) - 2\mathcal{J}_{2поз} \cdot x_{в1} - 2\mathcal{J}_{2поз} \cdot x_{в2} = 0$$

Бокове хитання

$$\begin{aligned}
& J_{\text{жк}} \cdot \ddot{\theta}_{\text{к}} + 4\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{к}} + 4\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{\text{к}} + 4\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{\text{к}} + 4\mathcal{J}_{\text{гор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{к}} + 4\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot \\
& \cdot (y_{\text{к}} + a_5 \cdot \theta_{\text{к}}) + 4\beta_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot (\dot{y}_{\text{к}} + a_5 \cdot \dot{\theta}_{\text{к}}) - 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{в1}} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{в2}} - 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \\
& \cdot \dot{\theta}_{\text{в1}} - 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{\text{в2}} - 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{\text{в1}} - 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{\text{в2}} - 2\mathcal{J}_{\text{гор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{в1}} - 2\mathcal{J}_{\text{гор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{\text{в2}} - \\
& - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot (y_{\text{в1}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в1}}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot (y_{\text{в2}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в2}}) - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot (\dot{y}_{\text{в1}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в1}}) - \\
& - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_5 \cdot (\dot{y}_{\text{в2}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в2}}) = 0
\end{aligned}$$

Виляння

$$\begin{aligned}
& J_{\text{зк}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{к}} + 4\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_2^2 \cdot \psi_{\text{к}} + 4\beta_{2\text{поп}} \cdot a_2^2 \cdot \dot{\psi}_{\text{к}} + 4\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot a_3^2 \cdot \psi_{\text{к}} - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_2 \cdot (y_{\text{в1}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в1}}) - \\
& - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_2 \cdot (\dot{y}_{\text{в1}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в1}}) + 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_2 \cdot (y_{\text{в2}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в2}}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_2 \cdot (\dot{y}_{\text{в2}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в2}}) = 0
\end{aligned}$$

Візок №№1, 2

Підстрибування

$$\begin{aligned}
& m_{\text{в1}} \cdot \ddot{z}_{\text{в1}} + 4\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{в1}} + 4\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{в1}} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{\text{в1}} + 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{\text{в1}} + 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{\text{в1}} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot (z_{\text{к}} + a_2 \cdot \varphi_{\text{ук}}) - \\
& 2\beta_{21} \cdot (\dot{z}_{\text{к}} + a_2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{ук}}) - 2\beta_2 \cdot (\dot{z}_{\text{к}} + a_2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{ук}}) - 2\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{кп1}} - 2\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп1}} - 2\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{кп2}} - 2\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп2}} = 0 \\
& m_{\text{в2}} \cdot \ddot{z}_{\text{в2}} + 4\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{в2}} + 4\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{в2}} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{\text{в2}} + 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{\text{в2}} + 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{\text{в2}} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot (z_{\text{к}} - a_2 \cdot \varphi_{\text{ук}}) - \\
& - 2\beta_{21} \cdot (\dot{z}_{\text{к}} - a_2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{ук}}) - 2\beta_2 \cdot (\dot{z}_{\text{к}} - a_2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{ук}}) - 2\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{кп3}} - 2\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп3}} - 2\mathcal{J}_1 \cdot z_{\text{кп4}} - 2\beta_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп4}} = 0
\end{aligned}$$

Посмикування

$$\begin{aligned}
& m_{\text{в1}} \cdot \ddot{x}_{\text{в1}} + 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot x_{\text{в1}} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{\text{в1}} + a_7 \cdot \varphi_{\text{ув1}}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot (x_{\text{к}} + a_5 \cdot \varphi_{\text{ук}}) - \\
& - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{\text{кп1}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{\text{кп2}} = 0 \\
& m_{\text{в2}} \cdot \ddot{x}_{\text{в2}} + 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot x_{\text{в2}} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{\text{в2}} + a_7 \cdot \varphi_{\text{ув2}}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot (x_{\text{к}} + a_5 \cdot \varphi_{\text{ук}}) - \\
& - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{\text{кп3}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{\text{кп4}} = 0
\end{aligned}$$

Боковий винос

$$\begin{aligned}
& m_{\text{в1}} \cdot \ddot{y}_{\text{в1}} + 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot (y_{\text{в1}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в1}}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{\text{в1}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в1}}) + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{\text{в1}} + a_7 \cdot \theta_{\text{в1}}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot \\
& \cdot (y_{\text{к}} + a_2 \cdot \psi_{\text{к}} + a_5 \cdot \theta_{\text{к}}) - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{\text{к}} + a_2 \cdot \dot{\psi}_{\text{к}} + a_5 \cdot \dot{\theta}_{\text{к}}) - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп1}} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп2}} = 0 \\
& m_{\text{в2}} \cdot \ddot{y}_{\text{в2}} + 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot (y_{\text{в2}} - a_6 \cdot \theta_{\text{в2}}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{\text{в2}} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{\text{в2}}) + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{\text{в2}} + a_7 \cdot \theta_{\text{в2}}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot \\
& \cdot (y_{\text{к}} - a_2 \cdot \psi_{\text{к}} + a_5 \cdot \theta_{\text{к}}) - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{\text{к}} - a_2 \cdot \dot{\psi}_{\text{к}} + a_5 \cdot \dot{\theta}_{\text{к}}) - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп3}} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп4}} = 0
\end{aligned}$$

Галопування

$$\begin{aligned}
& J_{\text{ув1}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{ув1}} + 4\mathcal{J}_1 \cdot a_1^2 \cdot \varphi_{\text{ув1}} + 4\beta_1 \cdot a_1^2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{ув1}} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot (x_{\text{в1}} + a_7 \cdot \varphi_{\text{ув1}}) - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_1 \cdot z_{\text{кп1}} - \\
& - 2\beta_1 \cdot a_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп1}} + 2\mathcal{J}_1 \cdot a_1 \cdot z_{\text{кп2}} + 2\beta_1 \cdot a_1 \cdot \dot{z}_{\text{кп2}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot x_{\text{кп1}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot x_{\text{кп2}} = 0
\end{aligned}$$

$$J_{y_{в2}} \cdot \ddot{\varphi}_{y_{в2}} + 4\mathcal{J}_1 \cdot a_1^2 \cdot \varphi_{y_{в2}} + 4\beta_1 \cdot a_1^2 \cdot \dot{\varphi}_{y_{в2}} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot (x_{в2} + a_7 \cdot \varphi_{y_{в2}}) - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_1 \cdot z_{кп3} - 2\beta_1 \cdot a_1 \cdot \dot{z}_{кп3} + 2\mathcal{J}_1 \cdot a_1 \cdot z_{кп4} + 2\beta_1 \cdot a_1 \cdot \dot{z}_{кп4} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot x_{кп3} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_7 \cdot x_{кп4} = 0$$

Бокове хитання

$$J_{x_{в1}} \cdot \ddot{\theta}_{в1} + 4\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{в1} + 4\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{в1} + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot (y_{в1} + a_7 \cdot \theta_{в1}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (y_{в1} - a_6 \cdot \theta_{в1}) - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (\dot{y}_{в1} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{в1}) + 2\mathcal{J}_{\text{тор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{в1} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{в1} + 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{в1} + 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{в1} - 2\mathcal{J}_{\text{тор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{к} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{к} - 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{к} - 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{к} - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{кп1} - 2\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{кп1} - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{кп2} - 2\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{кп2} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot y_{кп1} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot y_{кп2} + 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (y_{к} + a_2 \cdot \psi_{к} + a_5 \cdot \theta_{к}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (\dot{y}_{к} + a_2 \cdot \dot{\psi}_{к} + a_5 \cdot \dot{\theta}_{к}) = 0$$

$$J_{x_{в2}} \cdot \ddot{\theta}_{в2} + 4\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{в2} + 4\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{в2} + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot (y_{в2} + a_7 \cdot \theta_{в2}) - 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (y_{в2} - a_6 \cdot \theta_{в2}) - 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (\dot{y}_{в2} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{в2}) + 2\mathcal{J}_{\text{тор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{в2} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{в2} + 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{в2} + 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{в2} - 2\mathcal{J}_{\text{тор}} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{к} - 2\mathcal{J}_{21} \cdot a_3^2 \cdot \theta_{к} - 2\beta_{21} \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{к} - 2\beta_2 \cdot a_3^2 \cdot \dot{\theta}_{к} - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{кп3} - 2\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{кп3} - 2\mathcal{J}_1 \cdot a_4^2 \cdot \theta_{кп4} - 2\beta_1 \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_{кп4} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot y_{кп3} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_7 \cdot y_{кп4} + 2\mathcal{J}_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (y_{к} - a_2 \cdot \psi_{к} + a_5 \cdot \theta_{к}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot a_6 \cdot (\dot{y}_{к} - a_2 \cdot \dot{\psi}_{к} + a_5 \cdot \dot{\theta}_{к}) = 0$$

Вияння

$$J_{z_{в1}} \cdot \ddot{\psi}_{в1} + 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot a_3^2 \cdot \psi_{в1} + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1^2 \cdot \psi_{в1} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{в1} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1 \cdot y_{кп1} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1 \cdot y_{кп2} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{кп1} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{кп2} - 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot a_3^2 \cdot \psi_{к} = 0$$

$$J_{z_{в2}} \cdot \ddot{\psi}_{в2} + 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot a_3^2 \cdot \psi_{в2} + 4\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1^2 \cdot \psi_{в2} + 4\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{в2} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1 \cdot y_{кп3} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot a_1 \cdot y_{кп4} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{кп3} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{кп4} - 2\mathcal{J}_{2\text{поз}} \cdot a_3^2 \cdot \psi_{к} = 0$$

Колісна пара №№1-4.

Посмикування

$$m_{кп1} \cdot \ddot{x}_{кп1} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{кп1} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{в1} + a_7 \cdot \varphi_{y_{в1}}) = F_{x1} + F_{x2}$$

$$m_{кп2} \cdot \ddot{x}_{кп2} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{кп2} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{в1} + a_7 \cdot \varphi_{y_{в1}}) = F_{x3} + F_{x4}$$

$$m_{кп3} \cdot \ddot{x}_{кп3} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{кп3} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{в2} + a_7 \cdot \varphi_{y_{в2}}) = F_{x5} + F_{x6}$$

$$m_{кп4} \cdot \ddot{x}_{кп4} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot x_{кп4} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot (x_{в2} + a_7 \cdot \varphi_{y_{в2}}) = F_{x7} + F_{x8}$$

Боковий винос

$$(m_{кп1} + 2m_{\text{кол}}) \cdot \ddot{y}_{кп1} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{кп1} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{в1} + a_1 \cdot \psi_{в1} + a_7 \cdot \theta_{в1}) = -F_{y1} - F_{y2}$$

$$(m_{кп2} + 2m_{\text{кол}}) \cdot \ddot{y}_{кп2} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{кп2} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{в1} - a_1 \cdot \psi_{в1} + a_7 \cdot \theta_{в1}) = -F_{y3} - F_{y4}$$

$$(m_{\text{кп3}} + 2m_{\text{кол}}) \cdot \ddot{y}_{\text{кп3}} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп3}} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{\text{в2}} + a_1 \cdot \psi_{\text{в2}} + a_7 \cdot \theta_{\text{в2}}) = -F_{y5} - F_{y6}$$

$$(m_{\text{кп4}} + 2m_{\text{кол}}) \cdot \ddot{y}_{\text{кп4}} + 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot y_{\text{кп4}} - 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot (y_{\text{в2}} - a_1 \cdot \psi_{\text{в2}} + a_7 \cdot \theta_{\text{в2}}) = -F_{y7} - F_{y8}$$

Виляння

$$J_{z\text{кп1}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{кп1}} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{кп1}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{в1}} = (F_{x2} - F_{x1}) \cdot s$$

$$J_{z\text{кп2}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{кп2}} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{кп2}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{в1}} = (F_{x4} - F_{x3}) \cdot s$$

$$J_{z\text{кп3}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{кп3}} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{кп3}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{в2}} = (F_{x6} - F_{x5}) \cdot s$$

$$J_{z\text{кп4}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{кп4}} + 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{кп4}} - 2\mathcal{J}_{\text{сал.блок}} \cdot a_4^2 \cdot \psi_{\text{в2}} = (F_{x8} - F_{x7}) \cdot s$$

При розрахунках математичної моделі приймалися наступні параметри вагона дизель-поїзда ДПКр-2:

- маси кузова, рами візка та колісної пари відповідно: $m_{\text{к}} = 39,65 \text{ т}$, $m_{\text{в}} = 4,6 \text{ т}$, $m_{\text{кп}} = 1,52 \text{ т}$;
- моменти інерції кузова та візка вагона дизель-поїзда відносно осей X , Y , Z :
 $J_{x\text{к}} = 121,43 \text{ т}\cdot\text{м}^2$, $J_{x\text{в}} = 5 \text{ т}\cdot\text{м}^2$, $J_{y\text{к}} = 1570,21 \text{ т}\cdot\text{м}^2$, $J_{y\text{в}} = 6,6 \text{ т}\cdot\text{м}^2$, $J_{z\text{в}} = 10 \text{ т}\cdot\text{м}^2$
; $J_{z\text{к}} = 1570,21 \text{ т}\cdot\text{м}^2$;
- вертикальна та поперечна жорсткість пружин буксового підвішування приймалася $\mathcal{J}_1 = 1136,6 \text{ кН/м}$, $\mathcal{J}_{\text{поп}} = 1403,5 \text{ кН/м}$;
- моменти інерції колісної пари відносно осей X та Z : $J_{x\text{кп}} = 2,3 \text{ т}\cdot\text{м}^2$,
 $J_{z\text{кп}} = 1,2 \text{ т}\cdot\text{м}^2$.

Розрахунки математичної моделі проводились в комп'ютерному середовищі Maple18 з використанням чисельного методу Рунге-Кутта 4-5 порядку.

Maple18 – програмний пакет, система комп'ютерної алгебри (точніше, система комп'ютерної математики), орієнтована на складні математичні обчислення, візуалізацію даних і моделювання. Система Maple18 призначена для символічних обчислень, хоча має ряд засобів і для чисельного вирішення диференціальних рівнянь і знаходження інтегралів. Володіє розвиненими графічними засобами.

3.3. Аналітичне визначення рамної та направляючої сили вагона дизель-поїзда ДПКр-2 під час його руху в прямій ділянці колії

Під час руху екіпажу по залізничній колії рейки сприймають від колісних пар рухомого складу досить значні горизонтальні поперечні сили, які направлені перпендикулярно осі рейкової колії (рис. 3.11). Дані сили виникають на поверхні кочення колеса по рейці, а також між гребнями коліс колісної пари та боковою поверхнею головки рейки [52].

Горизонтальну силу, яка діє зі сторони рами візка в поперечному до осі колії напрямку, що передається на вісь колісної пари називають *рамною силою*.

При використанні запропонованої математичної моделі рамна сила визначається за формулою:

$$Y_p = 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot \left((y_{vj} \pm a_1\psi_{vj}) - (y_{\text{кпі}}) \right), \quad (3.1)$$

де $y_{vj}, \psi_{vj}, \theta_{vj}, y_{\text{кпі}}$ – узагальнені координати руху вагона дизель-поїзда, які отримані в ході розрахунків вищенаведеної просторової математичної моделі;

$\mathcal{J}_{\text{поп}}$ – поперечна жорсткість пружини буксового ресорного підвішування;

a_1, a_7 – лінійні параметри.

У формулі (3.1) верхній знак + використовується для першої колісної пари візка, знак – для другої колісної пари візка.

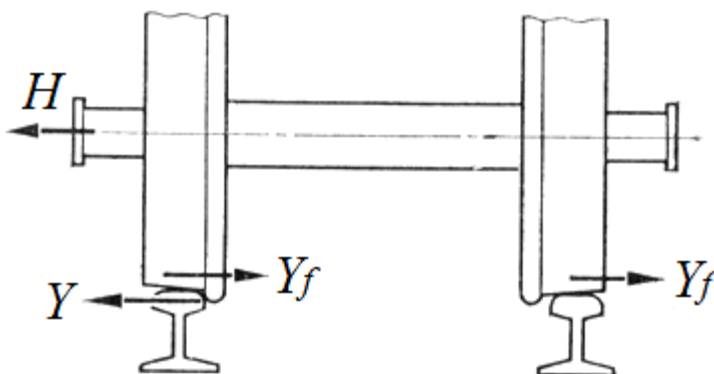


Рисунок 3.11 – Горизонтальні сили, які діють на колісну пару

В якості збурювання як у вертикальній, так і в горизонтальній площині прийняті геометричні еквівалентні нерівності лівої і правої рейки:

$$\eta_{\text{вер}} = H_{\text{вер}} \sin v_1 t; \quad (3.2)$$

$$\eta_{\text{гор}} = H_{\text{гор}} \sin v_2 t; \quad (3.3)$$

де:

$$v_1 = \frac{2\pi}{L_{\text{вер}}} v; \quad (3.4)$$

$$v_2 = \frac{2\pi}{L_{\text{гор}}} v, \quad (3.5)$$

де $H_{\text{вер}}, H_{\text{гор}}$ – амплітуда вертикальної та горизонтальної нерівності;

$L_{\text{вер}}, L_{\text{гор}}$ – довжина вертикальної та горизонтальної нерівності;

v – швидкість руху.

Числові значення рамної сили на першій та другій колісній парі в залежності від швидкості руху та величини амплітуди горизонтальної нерівності рейкової колії наведено на (рис. 3.12–3.13).

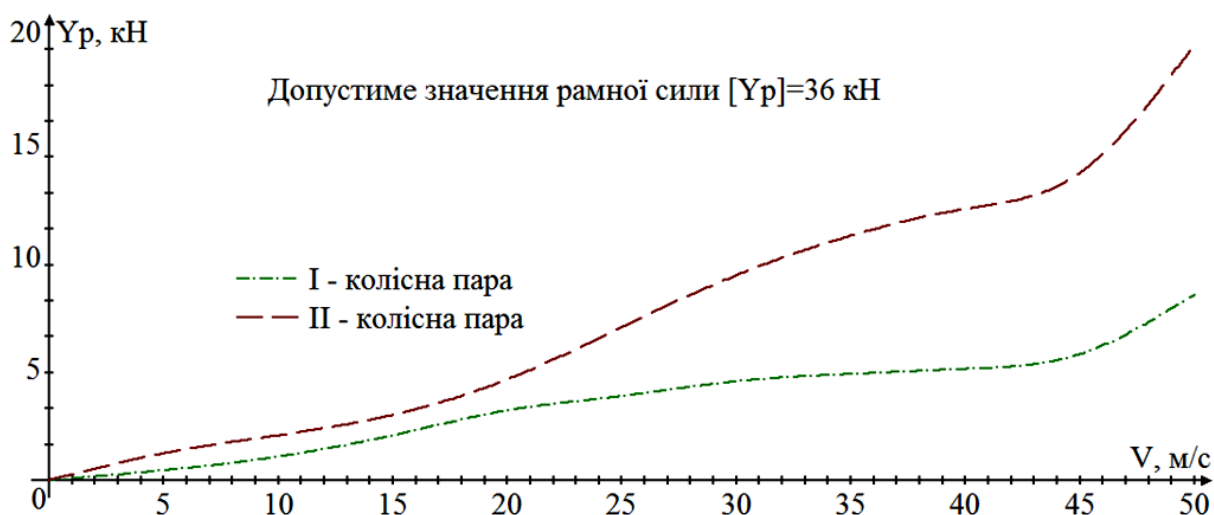


Рисунок 3.12 – Залежності рамної сили від швидкості руху

при $L_{\text{гор}} = 15$ м $H_{\text{гор}} = 0,006$ м

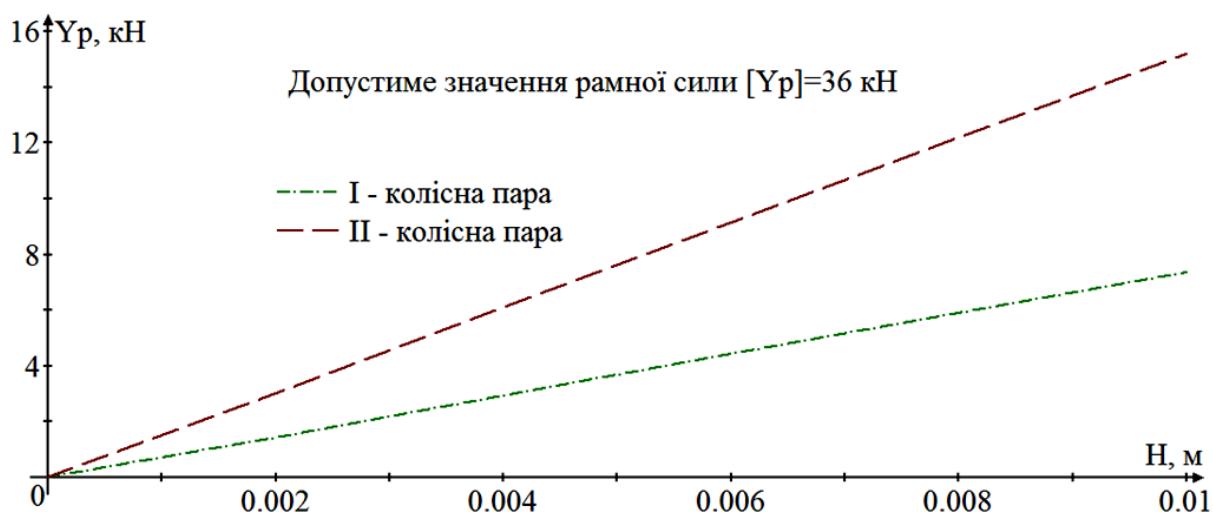


Рисунок 3.13 – Залежності рамної сили від амплітуди горизонтальної нерівності при $L_{\text{гор}} = 15$ м $V = 30$ м/с

Аналізуючи залежності рамної сили від швидкості руху можна зробити висновок, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара $0 \div 8,30$ кН; II – колісна пара $0 \div 19,37$ кН.

Як відомо, нерівності рейкових ниток є джерелами вимушених коливань надресорної будови транспортного екіпажу, що зрештою призводять до виникнення динамічних навантажень на елементи конструкції рухомого складу і залізничної колії.

Отже, побудувавши залежності рамної сили від амплітуди горизонтальної нерівності рейкової колії при сталій швидкості руху спостерігається, що при збільшенні амплітуди нерівності від 0 м до 0,01 м рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара $0 \div 7,36$ кН; II – колісна пара $0 \div 15,16$ кН.

Очевидно, що вказані особливості призводять до негативного впливу на основні критерії безпеки від сходу колеса з рейок, що в кінцевому результаті може призвести до сходу рухомого складу з рейок.

Аналогічні розрахунки можна проводити при різних швидкостях руху, а також параметрах рейкової колії.

Перейдемо до трактування та визначення числового значення направляючої сили, яка виникає в прямій ділянці колії.

Направляюча сила – це сила, яка виникає в точці взаємодії робочої грані гребня колеса направляючої (набігаючої) колісної пари візка з робочою гранню головки рейки.

В роботі [56] було зазначено, що для практичних розрахунків при визначенні направляючої сили, силами тертя ковзання можна знехтувати. Пояснюється це тим, що складова швидкості центра колеса в переносному русі екіпажа значно більша складової швидкості центра того ж колеса у відносному русі екіпажа (візка). На основі цього було зроблено висновки, що сила тертя ковзання діюча вздовж рейкової колії являється значно більшою сили тертя ковзання того ж колеса, яка діє поперек рейкової колії.

У даній роботі при моделюванні контакту «колесо-рейка» приймалося, що реакції в контакті колеса і рейки діють в поздовжньому та поперечному напрямках. Точки контакту можуть знаходитися на ободі або на гребені колеса. Поздовжні F_x і поперечні F_y реакції описуються нелінійною гіпотезою крипа. Іншими словами, залежності цих реакцій від швидкості відносного проковзування визначаються наступним чином:

$$F_x = K \frac{v_x}{v}; \quad (3.6)$$

$$F_y = K \frac{v_y}{v}, \quad (3.7)$$

- де K – коефіцієнт крипа;
 v_x – швидкість поздовжнього проковзування колеса по рейці;
 v_y – швидкість поперечного проковзування колеса по рейці;
 v – швидкість руху екіпажу.

Поздовжні швидкості проковзування для коліс першого візка визначаються:

$$v_{x1} = v \frac{\Delta r_1}{r_1} + \ddot{\psi}_{\text{кп1}} S_1; \quad (3.8)$$

$$v_{x2} = v \frac{\Delta r_2}{r_2} - \ddot{\psi}_{\text{кп1}} S_2; \quad (3.9)$$

$$v_{x3} = v \frac{\Delta r_3}{r_3} + \ddot{\psi}_{\text{кп2}} S_3; \quad (3.10)$$

$$v_{x4} = v \frac{\Delta r_4}{r_4} - \ddot{\psi}_{\text{кп2}} S_4. \quad (3.11)$$

Поперечні швидкості проковзування для коліс першого візка визначаються за формулами:

$$v_{y1} = v_{y2} = \dot{y}_{\text{кп1}} - v \psi_{\text{кп1}}; \quad (3.12)$$

$$v_{y3} = v_{y4} = \dot{y}_{\text{кп2}} - v \psi_{\text{кп2}}. \quad (3.13)$$

Аналогічно визначаються швидкості проковзування для коліс другого візка.

У виразах (3.8–3.11) прийняті наступні позначення:

Δr_{1-4} – приріст радіусів коліс першого візка під час руху дизель-поїзда;

r_{1-4} – середні радіуси коліс першого візка.

Приріст радіусів коліс залежить від поперечного переміщення колісної пари $y_{\text{кп}}$, горизонтальної нерівності $\eta_{\text{гор}}$, числового значення конусності профілю колеса в точці контакту з рейкою n і номінальних зазорів між гребенем колеса і внутрішньою гранню головки рейки δ .

Для коліс першого візка приріст радіусів знаходиться за формулами:

$$\Delta r_1 = n_2^I \cdot y_{\text{кп1}} - n_2^I \cdot \eta_{\text{гор1}} + \delta_{1н} \cdot (n_1 - n_2^I); \quad (3.14)$$

$$\Delta r_2 = -n_2^{II} \cdot y_{\text{кп1}} + n_2^{II} \cdot \eta_{\text{гор2}} + \delta_{2н} \cdot (n_1 - n_2^{II}); \quad (3.15)$$

$$\Delta r_3 = n_2^{III} \cdot y_{\text{кп2}} - n_2^{III} \cdot \eta_{\text{гор3}} + \delta_{3н} \cdot (n_1 - n_2^{III}); \quad (3.16)$$

$$\Delta r_4 = -n_2^{IV} \cdot y_{\text{кп2}} + n_2^{IV} \cdot \eta_{\text{гор4}} + \delta_{4н} \cdot (n_1 - n_2^{IV}). \quad (3.17)$$

Для коліс другого візка:

$$\Delta r_5 = n_2^V \cdot y_{\text{кп3}} - n_2^V \cdot \eta_{\text{гор5}} + \delta_{5н} \cdot (n_1 - n_2^V); \quad (3.18)$$

$$\Delta r_6 = -n_2^{\text{VI}} \cdot y_{\text{кп3}} + n_2^{\text{VI}} \cdot \eta_{\text{гор6}} + \delta_{6\text{н}} \cdot (n_1 - n_2^{\text{VI}}); \quad (3.19)$$

$$\Delta r_7 = n_2^{\text{VII}} \cdot y_{\text{кп4}} - n_2^{\text{VII}} \cdot \eta_{\text{гор7}} + \delta_{7\text{н}} \cdot (n_1 - n_2^{\text{VII}}); \quad (3.20)$$

$$\Delta r_8 = -n_2^{\text{VIII}} \cdot y_{\text{кп4}} + n_2^{\text{VIII}} \cdot \eta_{\text{гор8}} + \delta_{8\text{н}} \cdot (n_1 - n_2^{\text{VIII}}), \quad (3.21)$$

- де $n_2^{\text{I-VIII}}$ – числове значення конусності в точках контакту колеса і рейки під першим-восьмим колесом вагона дизель-поїзда;
- $\delta_{1-8\text{н}}$ – номінальні значення зазорів між гребнями коліс і внутрішніми гранями головок рейок;
- $\eta_{\text{гор1-8}}$ – числове значення горизонтальних нерівностей під першим-восьмим колесом вагона дизель-поїзда.

У формулах (3.14–3.21) невизначеними параметрами являються значення $n_2^{\text{I-VIII}}$. Ці параметри представляють собою значення конусності коліс на ободі або на гребені в залежності від положення колісної пари в рейковій колії.

Положення колісної пари в процесі моделювання контролюється по числовому значенню зазорів між гребенем і внутрішньою гранню головки рейки $\delta_{\text{гр}}$ (рис. 3.14).

Для коліс першого візка:

$$\delta_{\text{гр1}} = \delta_{1\text{н}} - y_{\text{кп1}} + \eta_{\text{гор1}}; \quad (3.22)$$

$$\delta_{\text{гр2}} = \delta_{2\text{н}} + y_{\text{кп1}} - \eta_{\text{гор2}}; \quad (3.23)$$

$$\delta_{\text{гр3}} = \delta_{3\text{н}} - y_{\text{кп2}} + \eta_{\text{гор3}}; \quad (3.24)$$

$$\delta_{\text{гр4}} = \delta_{4\text{н}} + y_{\text{кп2}} - \eta_{\text{гор4}}. \quad (3.25)$$

По аналогічній методиці можна отримати формули для коліс другого візка.

На основі цього при розрахунках використовується наступна логіка:

- якщо $\delta_{\text{гр}} \geq 0$, то дотику гребня з головкою рейки не спостерігається і $n_2^{\text{I-VIII}} = n_1$ – кочення відбувається на ободі колеса;

- якщо $\delta_{гр} < 0$, то відбувається наїзд гребеня колеса на головку рейки (кочення відбувається на гребені) і $n_2^{I-VIII} = n_2$,

де n_1 – конусність обода;

n_2 – конусність гребня.

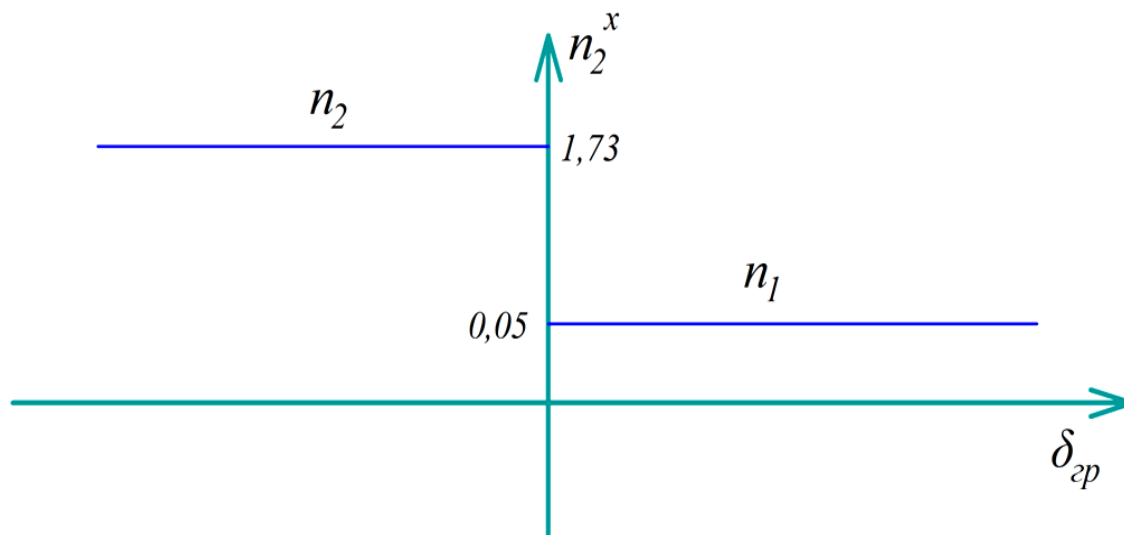


Рисунок 3.14 – Закон зміни конусності коліс в залежності від зазорів між гребнем колеса та внутрішньою гранню головки рейки

Коефіцієнт крипа K визначається за формулою:

$$K = \gamma \sqrt{R_k r}, \quad (3.26)$$

де γ – емпіричний коефіцієнт;

R_k – вертикальна реакція між колесом і рейкою.

В моделях, які описують рух екіпажа в прямих ділянках колії, рекомендується приймати $\gamma = 800 \div 1600$.

Використовуючи просторову математичну модель вагона дизель-поїзда, представимо вплив швидкості руху екіпажу на величину поперечних сил крипа на першій та другій колісній парі вагона дизель-поїзда (рис. 3.15).

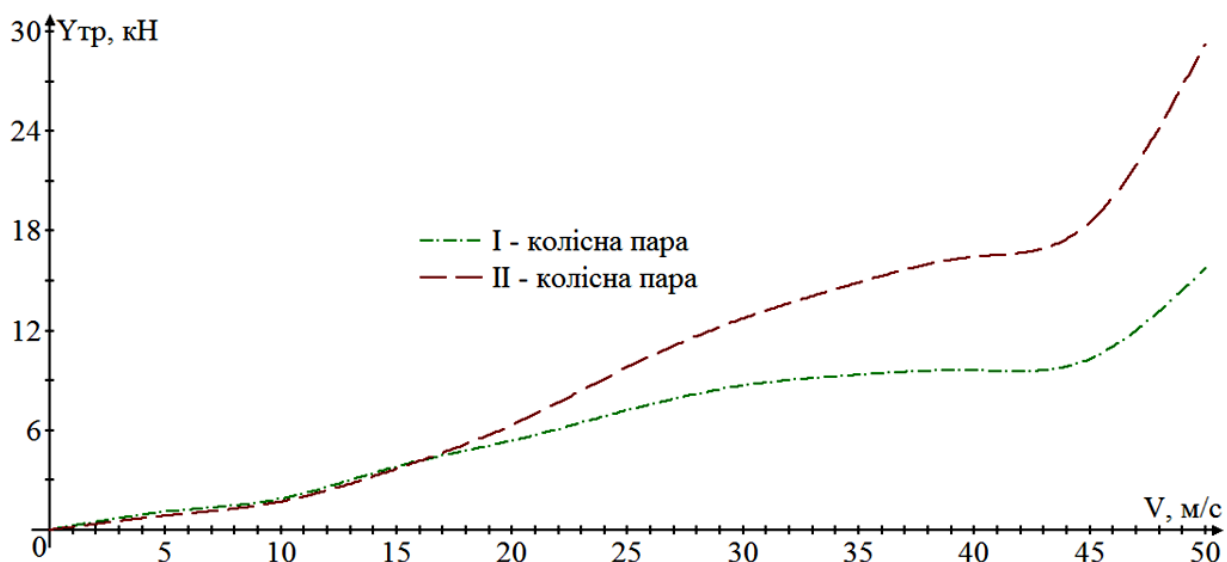


Рисунок 3.15 – Залежності поперечних сил крипа від швидкості руху екіпажу при $L_{\text{гор}} = 15$ м $H_{\text{гор}} = 0,006$ м

Аналізуючи вищенаведені залежності, можна зробити висновок, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с поперечні сили крипа зростають в діапазоні: I – колісна пара $0 \div 15,75$ кН; II – колісна пара $0 \div 29,22$ кН.

Отже, на основі вищенаведеного можна зробити висновок, що нехтування поперечними силами крипа може призвести до хибних результатів при розрахунку критеріїв безпеки від сходу колеса з рейки.

Для визначення числового значення направляючої сили необхідно розглянути стан рівноваги набігаючої колісної пари, яка знаходиться під дією зовнішніх сил і реакцій в'язей, діючих зі сторони рейок.

Аналітичний вираз для визначення направляючої сили N_H знаходимо із рівняння статичної колісної пари, враховуючи дію поперечних сил крипа та кута нахилу направляючої сили до вертикальної осі (рис. 3.16).

$$\sum Y_i = 0, \quad (3.27)$$

або

$$Y_p + N_2 \cdot \sin \gamma_2 - N_H \cdot \sin \gamma_1 - Y_{mp1} - Y_{mp2} = 0. \quad (3.28)$$

Відповідно до формули (3.28) направляюча сила знаходиться за формулою:

$$N_n = \frac{Y_p + N_2 \cdot \sin \gamma_2 - Y_{mp1} - Y_{mp2}}{\sin \gamma_1}. \quad (3.29)$$

Для часткового випадку коли $\gamma_2 = 0$ направляюча сила знаходиться за формулою:

$$N_n = \frac{Y_p - Y_{mp1} - Y_{mp2}}{\sin \gamma_1}. \quad (3.30)$$

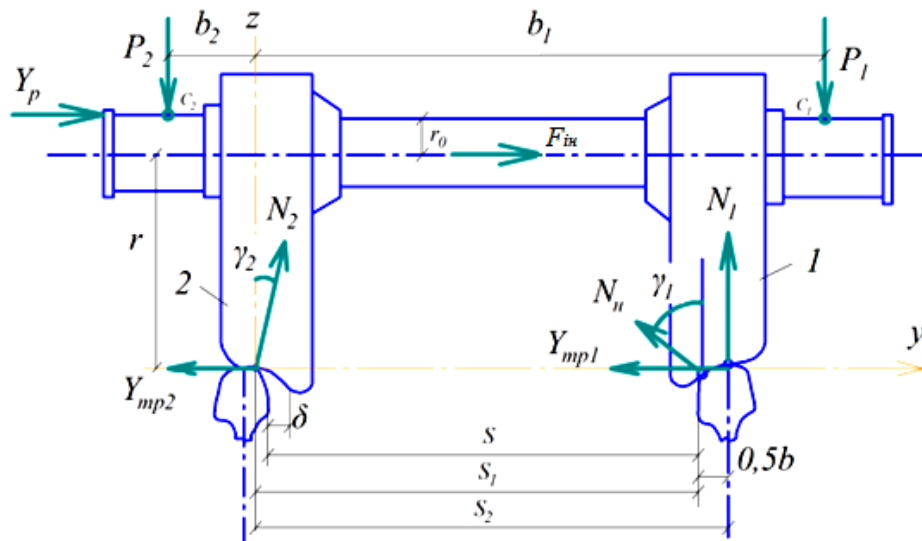


Рисунок 3.16 – Колісна пара в стані рівноваги

На (рис. 3.16) введені наступні позначення: P_1, P_2 – вертикальні сили, які передаються від рами візка на колеса 1 і 2 колісної пари; N_1, N_2 – вертикальні реакції, які діють зі сторони рейок на колеса 1 і 2 відповідно; N_n – реакція, яка виникає в точці взаємодії гребня колеса 1 і робочої грані рейки, і називається направляючою силою; $F_{ін}$ – сила інерції колісної пари; b_1, b_2 – відстань між лініями дії сил P_1 і P_2 та точкою сили N_2 ; b_3 – відстань між віссю y і лінією дії сили Y_p ; S_2 – відстань між точками прикладання сил N_1 і N_2 ; γ_1, γ_2 – конусність гребня та обода першого та другого колеса відповідно; δ – зазор в рейковій колії; S – ширина колії; S_1 – відстань між точками прикладання сил N_2 і N_n .

Однак слід зазначити, що направляюча сила виникає тоді, коли зазор δ в рейковій колії стає рівним нулю.

На основі цього представимо графіки які відображають зміну зазору δ в рейковій колії для коліс першої колісної пари візка (рис. 3.17–3.18).

Отже, аналізуючи графіки видно, що у випадку коли зазор $\delta_1 = 0$, то $\delta_2 = \max$ і навпаки. Це означає, що направляюча сила з'являється на першому чи другому колесі відповідно.

У випадку коли $0 < \delta_1 < \max$, а $0 < \delta_2 < \max$ направляюча сила відсутня.

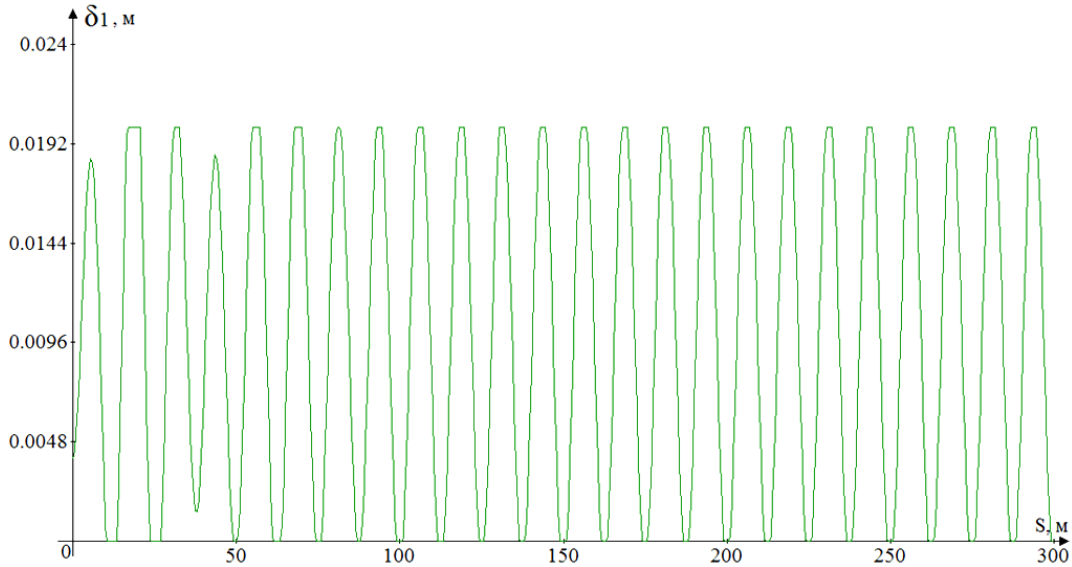


Рисунок 3.17 – Зміна зазору δ_1 в рейковій колії для першого колеса першої колісної пари при швидкості руху 25 м/с

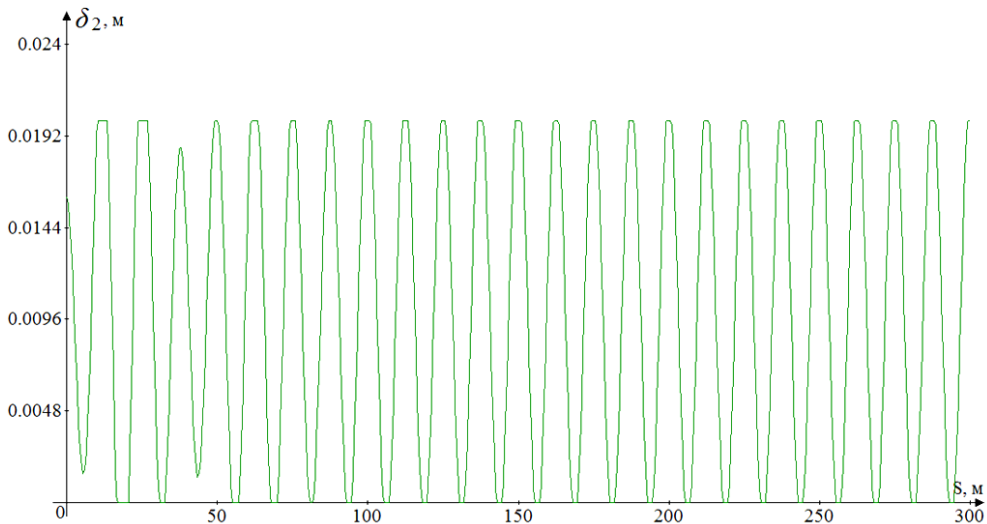


Рисунок 3.18 – Зміна зазору δ_2 в рейковій колії для другого колеса першої колісної пари при швидкості руху 25 м/с

Аналогічні результати можна отримати при проведенні розрахунків для будь-якого колеса візка вагона.

На основі використання просторової математичної моделі проаналізуємо величину направляючої сили в залежності від швидкості руху (рис. 3.19).

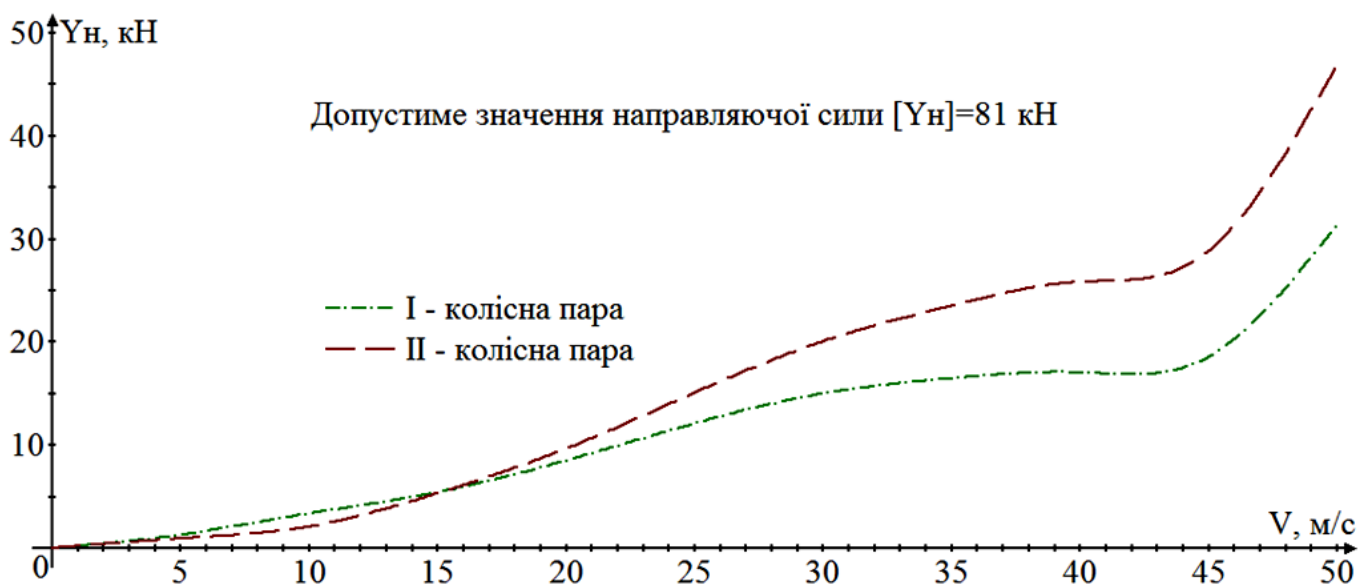


Рисунок 3.19 – Залежності направляючої сили від швидкості руху екіпажу

Отже, проаналізувавши графіки залежностей направляючої сили від швидкості руху екіпажу, можна зробити висновок, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с величина направляючої сили зростає в діапазоні: I – колісна пара 0 ÷ 31,38 кН; II – колісна пара 0 ÷ 46,83 кН.

Тепер визначимо та проаналізуємо величини направляючої сили використовуючи різні методики.

У своїй книзі «Крушення залізничних поїздів» [56] автор пропонує для практичних розрахунків визначати направляючу силу за наступною формулою:

$$N_n = \frac{Y_p + (P_1 + P_2) \operatorname{tg} \gamma_2 - \left[(P_1 b_1 - P_2 b_2 + Y_p b_3) \operatorname{tg} \gamma_2 \right] \div S_2}{\sin \gamma_1 + (1 - \xi) \cos \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_2}. \quad (3.31)$$

Для часткового випадку коли $\gamma_2 = 0$ направляюча сила приймає вигляд:

$$N_n = \frac{Y_p}{\sin \gamma_1}. \quad (3.32)$$

В роботі [57] рамна сила розглядається як функція направляючої сили і поперечних до осі колії сил тертя ковзання.

Виходячи із цього направляюча сила буде знаходитися за формулою:

$$N_n = Y_p - Y_{mp1} - Y_{mp2}. \quad (3.33)$$

Провівши розрахунки за різними методиками, були отримані наступні результати (рис. 3.20).



Рисунок 3.20 – Направляюча сила на першій колісній парі отримана за різними методиками при швидкості руху 30 м/с

Із (рис. 3.20) випливає, що використання формули (3.32) дозволяє проводити занижену оцінку виконання умови сходу колеса з рейки на відміну від формули (3.30). Проаналізувавши значення направляючих сил, отриманих за різними методиками, рекомендується при оцінці критеріїв безпеки руху дизель-поїзда використовувати удосконалену формулу (3.30).

Експериментальні значення рамної сили на прямій ділянці колії для першої колісної пари при швидкості руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 30 м/с були отримані «Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (Україна).

Експериментальні дослідження рамної сили проводилися на полігоні проведення випробувань рухомого складу залізниць України (ділянки «Новомосковськ – Балівка» та «Діївка – Верховцеве» Придніпровської залізниці).

Конструкція верхньої будови колії була наступною: рейки Р65 з металевими підкладками, залізобетонні шпали. Між ними і металевими підкладками під рейками для шумоізоляції встановлені спеціальні полімерні підкладки.

Довжина ділянки рейкової колії складала 25 км з яких: 76% перебували з оцінкою відмінно щодо її утримання, 8% – з оцінкою добре та 16% – з оцінкою задовільно.

Випробування проводилися за допомогою тензорезисторів типу КФ5-П1-10-200, які встановлювалися на повідок з'єднання букси з рамою візка (рис. 3.21).

Основними характеристиками вищенаведеного тензорезистора є:

- максимальна вимірювальна деформація – ± 3000 мкм/м;
- чутливість до деформацій – від 1,9 до 2,3;
- відносна похибка вимірювання – $\pm 2\%$.

Всі процеси за допомогою тензопідсилювача типу ТМА-32 з блоком фільтрів і АЦП (аналого-цифровий перетворювач) передавалися на відповідні програмні модулі, які розроблені у Дніпропетровському національному університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. На основі цього, за допомогою розроблених програмних модулів визначалися рамні сили, які виникають під час експлуатації дизель-поїзда ДПКр-2.



Рисунок 3.21 – Приклад розміщення тензорезистора типу КФ5-П1-10-200 на вагоні дизель-поїзда ДПКр-2

Експериментальні та теоретичні значення рамної сили вагона дизель-поїзда при швидкості руху 30 м/с у прямій ділянці залізничної колії наведено на (рис. 3.22).

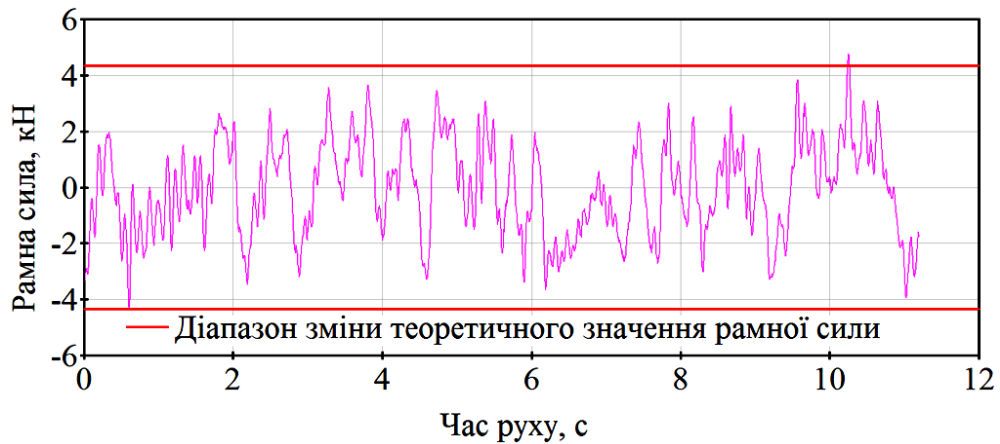


Рисунок 3.22 – Порівняння експериментальних значень рамної сили вагона дизель-поїзда при швидкості руху 30 м/с в прямій ділянці залізничної колії з теоретично розрахованими

Як видно з (рис. 3.22), експериментальні значення рамної сили попадають в теоретичний діапазон значень від -4,36 кН до +4,36 кН.

Порівняння максимальних значень рамної сили отриманих теоретично з максимальними експериментальними показує достатню збіжність результатів. Відхилення порівнювальних значень сили знаходиться у межах 7,2 %.

Висновки до розділу 3

- розроблено просторову розрахункову схему та математичну модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2 при його взаємодії з рейковою колією, з урахуванням особливостей взаємодії окремих елементів його конструкції. Розроблена просторова математична модель, складається з 30 диференціальних рівнянь руху вагона дизель-поїзда;
- запропоновано моделювати пневматичну ресору як вузол Кельвіна–Фойгта, який включає в себе паралельно розташовані пружний елемент та елемент в'язкого тертя;
- на основі розробленого програмного забезпечення, яке дає змогу враховувати реальний геометричний стан рейкової колії, а також геометричні допуски при виготовленні та ремонті рухомого складу, проведено дослідження щодо впливу швидкості руху екіпажу на величину поперечних сил крипа, яке показує,

- що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с поперечні сили крипа зростають в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 15,75 кН; II – колісна пара від 0 кН до 29,22 кН;
- відзначено, що нехтування поперечними силами крипа при визначенні направляючої сили може спричинити отримання занижених значень критерію безпеки від сходу колеса з рейки та неадекватної оцінки безпеки руху;
 - удосконалено метод визначення направляючої сили шляхом одночастного урахування дії поперечних сил крипа та кута нахилу направляючої сили до вертикальної осі. Досліджено, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с величина направляючої сили зростає в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 31,38 кН; II – колісна пара від 0 кН до 46,83 кН. При порівнянні різних методів визначення направляючої сили встановлено, що при швидкості руху 30 м/с величина направляючої сили на першій колісній парі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 за методикою Е.М. Сокола становить 5,1 кН, за методикою дисертаційної роботи – 15,01 кН, загальноприйнятою – 13 кН.
 - зауважено, що при визначенні направляючої сили потрібно перевіряти зазор між гребенем колеса та головкою рейки, що без комп'ютерного моделювання здійснити важко;
 - отримано залежності рамної сили від швидкості руху та величини амплітуди горизонтальної нерівності рейкової колії. Встановлено, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара 0 ÷ 8,30 кН; II – колісна пара 0 ÷ 19,37 кН. При збільшенні амплітуди горизонтальної нерівності рейкової колії від 0 м до 0,01 м рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара 0 ÷ 7,36 кН; II – колісна пара 0 ÷ 15,16 кН;
 - отримані теоретичні значення максимальної рамної сили на першій колісній парі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 добре узгоджуються з результатами експерименту, що говорить про адекватність математичної моделі та проведених розрахунків. Розбіжність між розрахованими та отриманими в експерименті значеннями не перевищує 7,2 %.

РОЗДІЛ 4**АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ ТА ПОРІВНЯННЯ
ЇХ З РЕЗУЛЬТАТАМИ ЕКСПЕРИМЕНТУ****4.1. Визначення динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-2 та порівняння з
результатами експерименту**

Проектування, виготовлення, експлуатація та ремонт рухомого складу виконується таким чином, щоб забезпечувався допустимий рівень показників динамічних якостей рухомого складу на протязі всього терміну експлуатації.

Показники динамічних якостей механічної частини рухомого складу поділяються на:

1. Показники, які оцінюють віброзахисні властивості механічної частини:
 - максимальні прискорення кузова;
 - максимальні переміщення кінців кузова;
 - коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки.
2. Показники безпеки руху:
 - стійкість колеса від сходу з рейок;
 - стійкість колії від здвигу в плані (поперечна стійкість колії);
 - стійкість колії по ширині;
 - плавність ходу.

Більш наглядно у даній роботі буде звернена увага на коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки, максимальні прискорення кузова як у вертикальній, так і в горизонтальній площині та стійкість колеса від сходу з рейок.

Коефіцієнти вертикальної $K_{\text{Д}}^{\text{В}}$ та горизонтальної $K_{\text{Д}}^{\text{Г}}$ динаміки можна визначати на основі прогинів окремих комплектів ресорного підвішування Δ :

$$K_{\text{Д}}^{\text{В}} = \frac{\Delta_{\text{Д}}^{\text{В}}}{\Delta_{\text{СТ}}} ; \quad (4.1)$$

$$K_{\text{Д}}^{\Gamma} = \frac{\Delta_{\text{Д}}^{\Gamma}}{\Delta_{\text{СТ}}}; \quad (4.2)$$

або виходячи із сил F , які виникають в окремому комплекті ресорного підвішування:

$$K_{\text{Д}}^{\text{В}} = \frac{F_{\text{Д}}^{\text{В}}}{F_{\text{СТ}}}; \quad (4.3)$$

$$K_{\text{Д}}^{\Gamma} = \frac{F_{\text{Д}}^{\Gamma}}{F_{\text{СТ}}}. \quad (4.4)$$

Показникам динаміки відповідає нижній індекс «д», статичні – «ст». Вертикальні прогини, сили мають верхній індекс «в», горизонтальні «г».

Коефіцієнти вертикальної динаміки в першій ступені ресорного підвішування визначаються:

$$K_{\text{Д бук.}}^{\text{В}} = \frac{(z_{\text{В}j} \pm a_1 \varphi_{\text{ув}j} \mp a_4 \theta_{\text{В}j}) - (z_{\text{кпі}} \mp a_4 \theta_{\text{кпі}})}{\Delta_{\text{СТ}}} \quad (4.5)$$

Коефіцієнти горизонтальної динаміки в першій ступені ресорного підвішування визначаються:

$$K_{\text{Д бук.}}^{\Gamma} = \frac{(y_{\text{В}j} \pm a_1 \psi_{\text{В}j}) - (y_{\text{кпі}})}{\Delta_{\text{СТ}}} \quad (4.6)$$

Коефіцієнти вертикальної динаміки в другій ступені ресорного підвішування визначаються:

$$K_{\text{Д куз.}}^{\text{В}} = \frac{(z_{\text{к}} \pm a_2 \varphi_{\text{ук}} \mp a_3 \theta_{\text{к}}) - (z_{\text{В}j} \mp a_3 \theta_{\text{В}j})}{\Delta_{\text{СТ}}} \quad (4.7)$$

Максимальні прискорення кузова, які характеризують динамічні сили, діючі на обладнання рухомого складу у вертикальній та горизонтальній площині визначалися:

$$\ddot{z}_{\text{к}} = \frac{1}{m_{\text{к}}} (-4\beta_{21} \cdot \dot{z}_{\text{к}} - 4\beta_2 \cdot \dot{z}_{\text{к}} - 4\mathcal{J}_{21} \cdot z_{\text{к}} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{\text{В}1} + 2\mathcal{J}_{21} \cdot z_{\text{В}2} + \\ + 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{\text{В}1} + 2\beta_{21} \cdot \dot{z}_{\text{В}2} + 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{\text{В}1} + 2\beta_2 \cdot \dot{z}_{\text{В}2}) \quad (4.8)$$

$$\ddot{y}_k = \frac{1}{m_k} (-4\alpha_{2\text{поп}} \cdot (y_k + a_5 \cdot \theta_k) - 4\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_k + a_5 \cdot \dot{\theta}_k) + 2\mathcal{K}_{2\text{поп}} \cdot (y_{B1} - a_6 \cdot \theta_{B1}) + 2\mathcal{K}_{2\text{поп}} \cdot (y_{B2} - a_6 \cdot \theta_{B2}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{B1} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{B1}) + 2\beta_{2\text{поп}} \cdot (\dot{y}_{B2} - a_6 \cdot \dot{\theta}_{B2})) \quad (4.9)$$

В якості збурювання як у вертикальній, так і в горизонтальній площині прийняті геометричні еквівалентні нерівності лівої і правої рейки:

$$\eta_{\text{вер}} = H_{\text{вер}} \sin \nu_1 t; \quad (4.10)$$

$$\eta_{\text{гор}} = H_{\text{гор}} \sin \nu_2 t; \quad (4.11)$$

де:

$$\nu_1 = \frac{2\pi}{L_{\text{вер}}} \nu; \quad (4.12)$$

$$\nu_2 = \frac{2\pi}{L_{\text{гор}}} \nu, \quad (4.13)$$

де $H_{\text{вер}}, H_{\text{гор}}$ – амплітуда вертикальної та горизонтальної нерівності;
 $L_{\text{вер}}, L_{\text{гор}}$ – довжина вертикальної та горизонтальної нерівності;
 ν – швидкість руху.

Отримані результати представлені на (рис. 4.1–4.5).

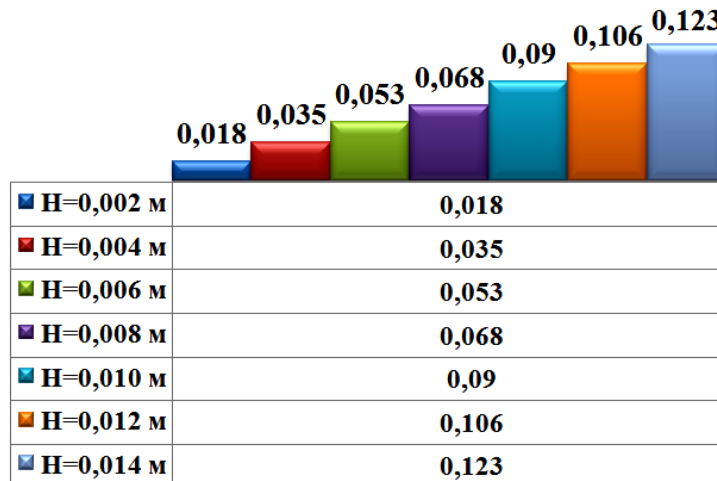


Рисунок 4.1 – Максимальні значення коефіцієнта вертикальної динаміки в першій ступені ресорного підвішування при швидкості руху 30 м/с в залежності від амплітуди $H_{\text{вер}}$

Згідно експериментальних досліджень, які були проведені «Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (Україна) найбільший коефіцієнт вертикальної динаміки в першій ступені ресорного підвішування склав 0,11 в діапазоні швидкостей 60–156 км/год.

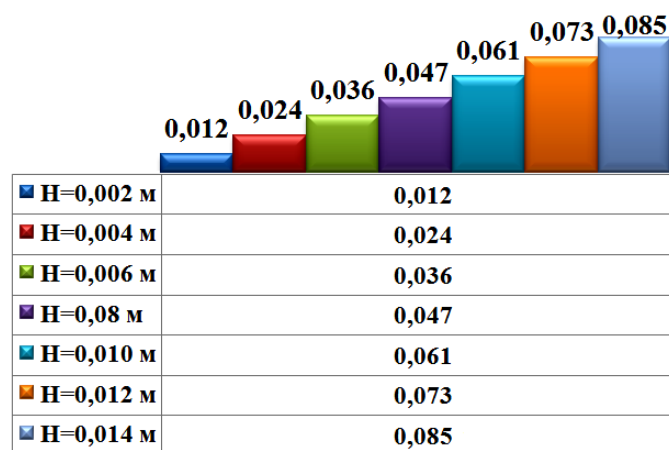


Рисунок 4.2 – Максимальні значення коефіцієнта горизонтальної динаміки в першій ступені ресорного підвішування при швидкості руху 30 м/с в залежності від амплітуди $H_{гор}$

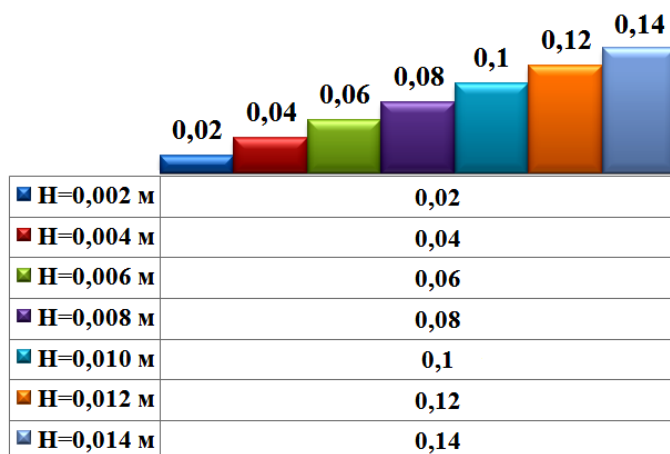


Рисунок 4.3 – Максимальні значення коефіцієнта вертикальної динаміки в другій ступені ресорного підвішування при швидкості руху 30 м/с в залежності від амплітуди $H_{вер}$

Згідно експериментальних досліджень було встановлено, що найбільший коефіцієнт вертикальної динаміки в другій ступені ресорного підвішування склав 0,09 в діапазоні швидкостей 60–156 км/год.

Слід зазначити, згідно нормативної літератури [96]:

- для першого ступеня ресорного підвішування:
 - коефіцієнти вертикальної динаміки не повинні перевищувати 0,35;
 - коефіцієнти горизонтальної динаміки 0,3.
- для другого ступеня ресорного підвішування:
 - коефіцієнти вертикальної динаміки не повинні перевищувати 0,25;
 - коефіцієнти горизонтальної динаміки 0,2.
 - максимальні прискорення у вертикальній площині в долях g не більше 0,25;
 - максимальні прискорення в горизонтальній площині в долях g не більше 0,15.

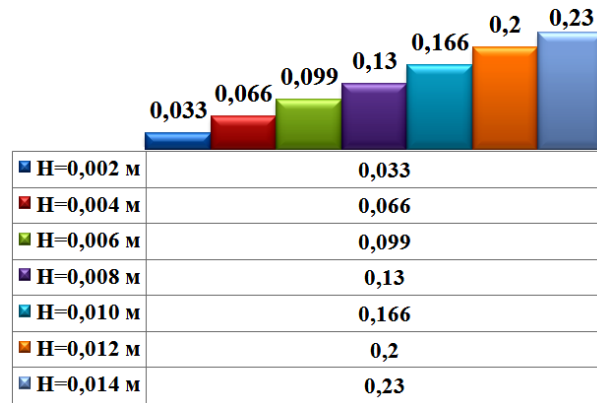


Рисунок 4.4 – Вертикальні прискорення кузова в долях g в залежності від амплітуди $H_{\text{вер}}$

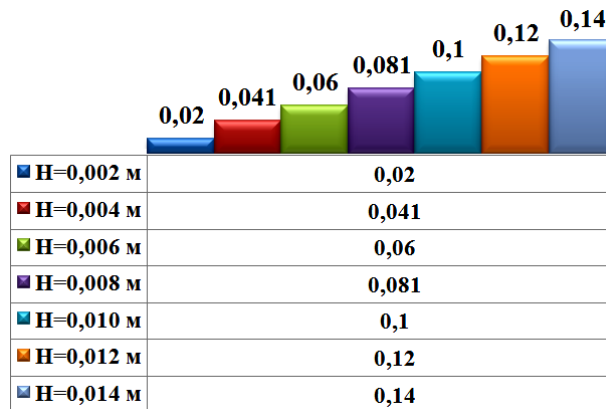


Рисунок 4.5 – Горизонтальні прискорення кузова в долях g в залежності від амплітуди $H_{\text{гор}}$

Отже, проаналізувавши отримані результати та порівнявши їх з вимогами нормативної літератури можна зробити висновки:

1. збільшення числового значення амплітуди вертикальної та горизонтальної нерівності призводить до погіршення динамічних показників вагона дизель-поїзда;
2. при певних параметрах геометричних нерівностей коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки можуть виходити за допустимі межі. У такому випадку на певній ділянці роблять обмеження швидкості руху або усувають нерівності рейкової колії.

Перейдемо до визначення, а також трактування поняття стійкості колеса від сходу з рейок. Даному питанню присвячена значна кількість праць, про що свідчить захист у 2015 році докторської дисертації Клименко І.В. на тему: «Развитие теоретических основ и методов оценки повышения безопасности движения подвижного состава железных дорог» [101].

Слід зазначити, що стійкість екіпажу від сходу колеса з рейки рекомендується оцінювати по першій та останній за напрямком руху колісній парі.

Для знаходження показників безпеки руху, а саме стійкості колеса від сходу з рейок скористаємося математичною моделлю вагона дизель-поїзда, детальний опис якої представлений у роботі [5]. Розрахунки будемо проводити в комп'ютерному середовищі Maple18.

Відповідно до [96] в якості показника безпеки руху використовується коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок. Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки складає 1,4.

Вираз для визначення коефіцієнта запасу стійкості має вигляд:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{Y_H}{N_H}\right)_T}{\left(\frac{Y_H}{N_H}\right)_E} = \frac{Q[2(b-a_2) - K_{д1}(l_1+a_1) + a_2K_{д2}] + Y_p r + Y_p \cdot l_1 + \mu' \{Q[2(b-a_1) - K_{д2}(l_1+a_2) + a_1K_{д1}] - Y_p r + q(b-a_1)\} \cdot \left(1 + \mu \frac{\sin 2\beta}{2}\right) + q(b-a_2)}{\{Q[2(b-a_2) - K_{д1}(l_1+a_1) + a_2K_{д2}] + Y_p r + q(b-a_2)\} \mu \cdot \cos^2 \beta \cdot \operatorname{ctg} \beta + \mu} \quad (4.14)$$

де Y_H – направляюча сила;

- N_n – вертикальна сила від колеса, яке набігає на головку рейки;
 μ – коефіцієнт тертя між гребнем набігаючого колеса та рейкою;
 β – кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної площини;
 Y_p – рамна сила, яка діє на колісну пару (по модулю);
 Q – сила ваги обресореної частини екіпажу, яка припадає на шийку осі колісної пари;
 $K_{д1,2}$ – коефіцієнти вертикальної динаміки в 1-й степені ресорного підвішування;
 μ' – коефіцієнт тертя між поверхнею кочення ненабігаючого колеса та рейкою;
 q – сила ваги не підресорених частин, яка припадає на колісну пару;
 $2b$ – відстань між точками прикладання вертикальних навантажень до шийок осі колісної пари;
 a_1 – відстань між точкою прикладання вертикального навантаження на шийку осі на набігаючому колесі і точкою контакту на гребні;
 a_2 – відстань між точкою прикладання вертикального навантаження на шийку осі на ненабігаючому колесі і точкою контакту на поверхні його кочення;
 r – радіус колеса по колу кочення.

Аналізуючи формулу (4.14), бачимо, що зміна коефіцієнта запасу стійкості відбувається за рахунок зміни рамної сили та коефіцієнтів вертикальної динаміки. Інші параметри є сталими величинами і не призводять під час руху вагона дизель-поїзда до зміни коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки.

Для визначення рамної сили та коефіцієнтів вертикальної динаміки скористуємося прийнятою просторовою математичною моделлю.

Оскільки рамна сила є горизонтальною силою, яка діє зі сторони рами візка на вісь колісної пари в поперечному до осі колії напрямку, то вона може бути обчислена за формулою:

$$Y_p = 2\mathcal{J}_{\text{поп}} \cdot \left[\left(y_{vj} \pm a_1 \psi_{vj} \right) - \left(y_{кпi} \right) \right], \quad (4.15)$$

- де $\mathcal{J}_{\text{поп}}$ – поперечна жорсткість пружини буксового ресорного підвішування;
- y_{vj} – горизонтальні поперечні переміщення j -го візка вагона дизель-поїзда;
- $y_{кпi}$ – горизонтальні поперечні переміщення i -го колісної пари вагона дизель-поїзда;
- ψ_{vj}, θ_{vj} – кути виляння та бічного хитання візка, які отримані в ході чисельного інтегрування рівнянь руху;
- a_1, a_7 – відповідні довжини.

У формулі (4.15) верхній знак "+" використовується для першої колісної пари візка, знак "-" для другої колісної пари візка.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються через прогини Δ або сили F в окремих комплектах ресорного підвішування:

$$K_d = \frac{\Delta_d}{\Delta_{ст}} = \frac{\left(z_{vj} \pm a_1 \varphi_{увj} \mp a_4 \theta_{vj} \right) - \left(z_{кпi} \mp a_4 \theta_{кпi} \right)}{\Delta_{ст}}, \quad (4.16)$$

- де $z_{vj}, \varphi_{увj}, \theta_{vj}, z_{кпi}, \theta_{кпi}$ – узагальнені переміщення тіл системи, які отримані в ході розрахунків математичної моделі.

Згідно норм за допомогою рамної сили рекомендується встановлювати колесо колісної пари, яке набігає на головку рейки при розрахунках коефіцієнтів запасу стійкості.

Напрямок рамної сили, яка припадає на колісну пару, вправо або вліво по ходу руху екіпажу, з великою точністю вказує на положення набігаючого колеса для даної колісної пари.

За європейськими нормами BS EN 14363:2005 рухомий склад вважається безпечним від сходу з рейок якщо умова (4.17) виконується на кожному етапі випробування:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim}, \quad (4.17)$$

де Y – горизонтальна направляюча сила;
 Q – вертикальна сила від колеса на рейку.

Після досліджень, які були проведені європейськими залізничними адміністраціями допустиме значення було прийняте $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim} = 1,2$. При цьому кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної площини складає $\gamma = 70^\circ$ (це відповідає $\mu = 0,36$).

Для різних кутів нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної площини допустиме значення відношення горизонтальної сили до вертикального навантаження визначається за формулою:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - 0,36}{1 + 0,36 \cdot \tan \gamma}. \quad (4.18)$$

Якщо допустиме значення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim}$ перевищено, то подальші дослідження динамічних характеристик рухомого складу будуть проводитися, якщо буде виконуватися умова:

$$\Delta z_{\max} \leq \Delta z_{\lim} = 5 \text{ мм}. \quad (4.19)$$

Дана умова показує, що рухомий склад фактично ще не зійшов з рейок. У формулі (4.19) Δz_{\max} – величина підйому колеса досліджуваної колісної пари.

Слід зазначити, що згідно з попередніми дослідженнями можна було перевірити тільки допустиме значення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim}$ для кругових кривих (без перехідних кривих) з радіусами $R \geq 300$ м (див. ERFI C138), а також при певних умовах навантаження. Однак, при проведенні досліджень не було встановлено можливості викори-

стання співвідношення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim}$ для кривих $R < 300$ м. До того часу, поки не будуть отримані достовірні результати, згідно європейських норм рекомендовано, щоб допустиме значення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim} = 0,8$ також використовувалося і для кривих $250 \text{ м} \leq R < 300 \text{ м}$. При цьому, в перехідних кривих можуть спостерігатися значення, які вищі ніж $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim} = 0,8$. Однак, максимальне допустиме значення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim} = 1,2$, яке застосовується при квазістатичних випробуваннях повинно дотримуватися.

Кожний випадок перевищення співвідношення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max, \lim} = 0,8$ повинен бути досліджений та обґрунтований.

А тепер розглянемо підходи, які використовуються при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз [60].

Слід зазначити, що колесо, яке рухається по зовнішній рейці, взаємодіє з рейкою двома точками. Перша – це точка взаємодії поверхонь кочення рейки і бандажа; друга – точка взаємодії поверхні гребеня і бокової робочої грані рейки.

Отже, момент часу, в який реакція рейки в першій точці взаємодії стає рівною нулю, можна розглядати як початок вкочування гребеня колеса на головку рейки.

Рух колісної пари розглядається як складний, також як сукупність поступального руху разом з центром мас і сферичного руху навколо центру мас. Дослідження руху колісної пари проводиться з використанням чотирьох систем координатних осей.

Рух колісної пари під дією прикладених до неї сил описується системою диференціальних рівнянь, вирішення яких дозволяє чисельно визначити умови сходу з рейок рухомого складу при вкочуванні гребеня колеса на головку рейки.

При виконанні залізнично-транспортних експертиз зазначається, що для вкочування гребеня колеса на головку рейки потрібне виконання як мінімум двох умов:

необхідної та достатньої.

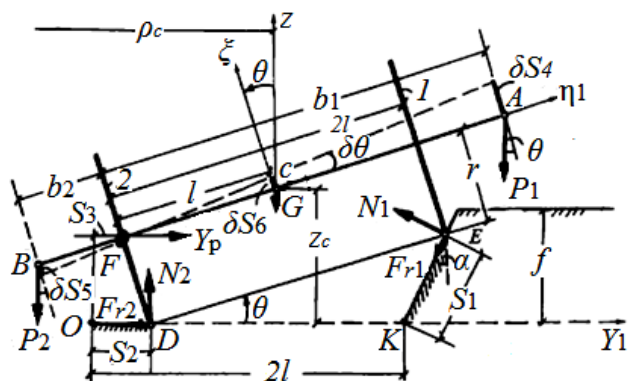


Рисунок 4.6 – Рух колісної пари при вкочуванні колеса на головку рейки

де P_1, P_2 – динамічні навантаження на колеса колісної пари; Y_p – рамна сила; G – власна вага колісної пари; N_1, N_2, F_{r1}, F_{r2} – реакції рейкових поверхонь.

Аналітичний вираз необхідної умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має вигляд:

$$P_1 < P_1^*, \quad (4.20)$$

де P_1 – фактичне навантаження на колесо;

P_1^* – навантаження на колесо при якому починається процес вкочування.

Навантаження на колесо при якому починається процес вкочування визначається за формулою:

$$P_1^* = \frac{Cb_2 + Y_p r - Gl}{b_1 + b_2}, \quad (4.21)$$

де $C = (P_1 + P_2)$ – статичне навантаження на вісь колісної пари;

r – радіус колеса;

G – вага колісної пари;

Y_p – рамна сила.

Однак, виконання необхідної умови ще не означає факт сходу рухомого складу, так як колісна пара, здійснюючи рух в показаному на (рис. 4.6) напрямку відліку кута θ , не вкотившись на поверхню кочення головки рейки, може почати рух у зворотному напрямку. Тому потрібно ще перевіряти виконання достатньої умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки.

Вважається, що схід з рейок рухомого складу є здійсненим фактом, якщо колісна пара зорієнтується таким чином, що гребінь колеса вже знаходиться на поверхні кочення головки рейки (рис. 4.7).

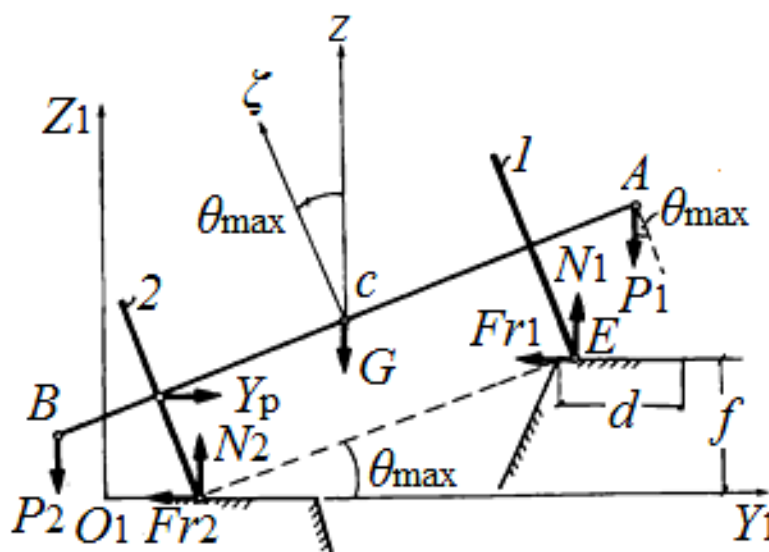


Рисунок 4.7 – Достатня умова вкочування колеса на головку рейки

Таким чином достатня умова вкочування колеса на головку рейки прийме наступний вигляд:

$$2l \cdot \sin \theta_{\max} = f, \quad (4.22)$$

де θ_{\max} – значення кута, при якому гребінь колеса вже знаходиться на поверхні кочення головки рейки;

f – висота, на яку має піднятися колесо, щоб його гребінь опинився на поверхні кочення головки рейки.

У статті [119] авторами за допомогою математичної моделі вантажного вагона були отримані і проаналізовані залежності часу $t_{\text{мож.вк}}$, коли може відбутися вкочування гребеня колеса, яке набігає на головку рейки, від швидкості і типу екіпажу. Під часом можливого вкочування гребеня колеса на рейку в даній статті мається на увазі безперервний інтервал часу, протягом якого значення коефіцієнта стійкості приймає значення нижче нормативного.

Вважається, що схід колеса з рейки відбувається протягом часу $0,03 \dots 0,08$ с [120] під впливом рамних сил значно більших, ніж ті, що були отримані при проведенні розрахунків.

На основі побудованої математичної моделі вагона дизель-поїзда пропонується для проведення аналізу безпеки вводити додатковий критерій оцінки безпеки руху, у відповідності з яким схід аналізується за фактичним підйомом гребня колеса на головку рейки [121].

На основі вищесказаного схід колеса з рейки має місце, якщо виконується умова:

$$\Delta r \geq h_{\text{гр}}, \quad (4.23)$$

де Δr – приріст радіуса колеса від його середнього значення;

$h_{\text{гр}}$ – висота гребня (28 мм).

Приріст радіусів коліс залежить від поперечного переміщення колісної пари $y_{\text{кп}}$, горизонтальної нерівності $\eta_{\text{гор}}$, числового значення конусності профілю колеса в точці контакту з рейкою n і номінальних зазорів між гребенем колеса і внутрішньою гранню головки рейки δ .

Для коліс першого візка приріст радіусів знаходиться за формулами:

$$\Delta r_1 = n_2^I \cdot y_{\text{кп1}} - n_2^I \cdot \eta_{\text{гор1}} + \delta_{1н} \cdot (n_1 - n_2^I); \quad (4.24)$$

$$\Delta r_2 = -n_2^{II} \cdot y_{\text{кп1}} + n_2^{II} \cdot \eta_{\text{гор2}} + \delta_{2н} \cdot (n_1 - n_2^{II}); \quad (4.25)$$

$$\Delta r_3 = n_2^{III} \cdot y_{\text{кп2}} - n_2^{III} \cdot \eta_{\text{гор3}} + \delta_{3н} \cdot (n_1 - n_2^{III}); \quad (4.26)$$

$$\Delta r_4 = -n_2^{IV} \cdot y_{\text{кп2}} + n_2^{IV} \cdot \eta_{\text{гор4}} + \delta_{4н} \cdot (n_1 - n_2^{IV}). \quad (4.27)$$

Для коліс другого візка:

$$\Delta r_5 = n_2^V \cdot y_{\text{кп3}} - n_2^V \cdot \eta_{\text{гор5}} + \delta_{5н} \cdot (n_1 - n_2^V); \quad (4.28)$$

$$\Delta r_6 = -n_2^{VI} \cdot y_{\text{кп3}} + n_2^{VI} \cdot \eta_{\text{гор6}} + \delta_{6н} \cdot (n_1 - n_2^{VI}); \quad (4.29)$$

$$\Delta r_7 = n_2^{VII} \cdot y_{\text{кп4}} - n_2^{VII} \cdot \eta_{\text{гор7}} + \delta_{7н} \cdot (n_1 - n_2^{VII}); \quad (4.30)$$

$$\Delta r_8 = -n_2^{\text{VIII}} \cdot y_{\text{кп4}} + n_2^{\text{VIII}} \cdot \eta_{\text{гор8}} + \delta_{8\text{н}} \cdot (n_1 - n_2^{\text{VIII}}), \quad (4.31)$$

- де $n_2^{1-\text{VIII}}$ – числове значення конусності в точках контакту колеса і рейки під першим-восьмим колесом вагона дизель-поїзда;
- $\delta_{1-8\text{н}}$ – номінальні значення зазорів між гребнями коліс і внутрішніми гранями головок рейок;
- $\eta_{\text{гор1-8}}$ – числове значення горизонтальних нерівностей під першим-восьмим колесом вагона дизель-поїзда.

У формулах (4.24 – 4.31) для подальших розрахунків потрібно визначити $n_2^{1-\text{VIII}}$. Ці параметри представляють собою значення конусності коліс на ободі або на гребені в залежності від положення колісної пари в рейковій колії.

Положення колісної пари в процесі моделювання контролюється по числовому значенню зазорів між гребенем і внутрішньою гранню головки рейки $\delta_{\text{гр}}$.

Для коліс першого візка:

$$\delta_{\text{гр1}} = \delta_{1\text{н}} - y_{\text{кп1}} + \eta_{\text{гор1}}; \quad (4.32)$$

$$\delta_{\text{гр2}} = \delta_{2\text{н}} + y_{\text{кп1}} - \eta_{\text{гор2}}; \quad (4.33)$$

$$\delta_{\text{гр3}} = \delta_{3\text{н}} - y_{\text{кп2}} + \eta_{\text{гор3}}; \quad (4.34)$$

$$\delta_{\text{гр4}} = \delta_{4\text{н}} + y_{\text{кп2}} - \eta_{\text{гор4}}. \quad (4.35)$$

По аналогічній методиці можна отримати формули для коліс другого візка.

Також при розрахунках використовується наступна логіка:

- якщо $\delta_{\text{гр}} \geq 0$, то дотику гребня з головкою рейки не спостерігається і $n_2^{1-\text{VIII}} = n_1$ – кочення відбувається на ободі колеса;
- якщо $\delta_{\text{гр}} < 0$, то відбувається наїзд гребеня колеса на головку рейки (кочення відбувається на гребені) і $n_2^{1-\text{VIII}} = n_2$,

де n_1, n_2 – конусність обода та гребня колеса відповідно.

Отже, розглядаючи рух в прямій ділянці колії з використанням комп'ютерного моделювання проаналізуємо та порівняємо різні методики, за якими можна визначати стійкість колеса від вкочування на головку рейки.

Виконавши розрахунки за формулою (4.14) при різних швидкостях руху вагона дизель-поїзда, отримуємо залежність коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки для першої та другої колісної пари від швидкості (рис. 4.8).

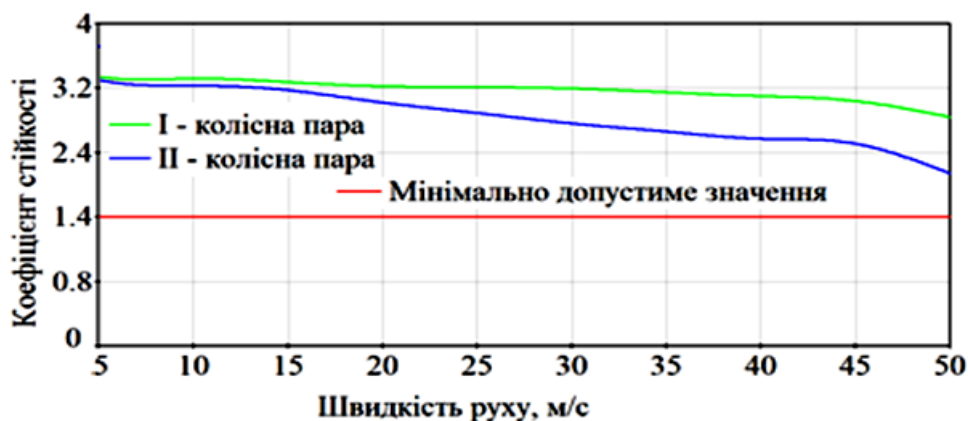


Рисунок 4.8 – Коефіцієнт запасу стійкості при довжині та амплітуді нерівності відповідно 15 м та 0,006 м

Аналіз отриманих залежностей показує, що при збільшенні швидкості руху від 5 м/с до 50 м/с коефіцієнт запасу стійкості зменшується в діапазоні: I колісна пара – від 3,25 до 2,84; II колісна пара – від 3,21 до 2,14. Зменшення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки свідчить про підвищений силовий вплив рухомого складу на рейкову колію. При певних експлуатаційних умовах це може призвести до втрати стійкості рухомого складу та його сходу з рейок.

Слід відзначити, що використання Європейських норм BS EN 14363:2005 для визначення можливості сходу колеса з рейки практично неможливо без використання комп'ютерного моделювання, оскільки необхідно знаходити направляючу силу, а це потребує відстеження моменту часу, коли зазор між гребенем та головкою рейки стає рівним нулю.

Розрахунковим шляхом перевіряємо виконання умови (4.17) при різних швидкостях руху вагону дизель-поїзда (рис. 4.9). Обчислення виконуємо при довжині

горизонтальної нерівності 15м та її амплітуді 0,006м, що відповідає відмінній оцінці стану залізничної колії.

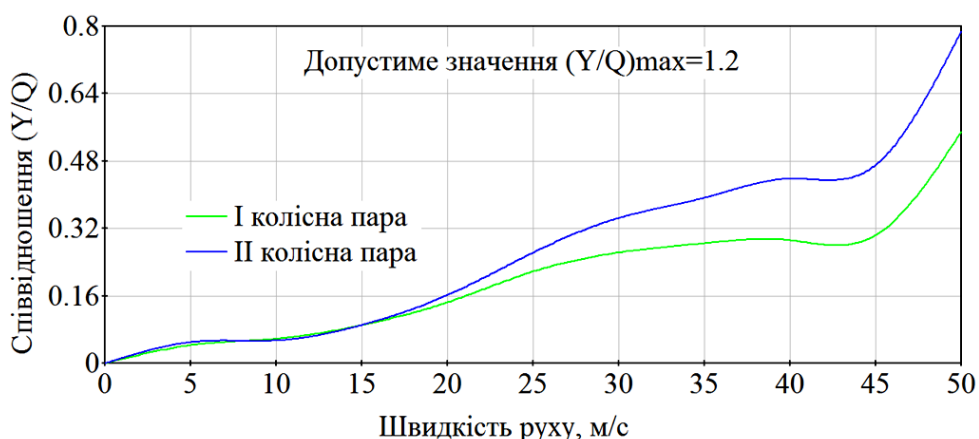


Рисунок 4.9 – Залежність співвідношення (Y/Q) від швидкості руху для першої та другої колісної пари

З отриманих залежностей випливає, що збільшення швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с призводить до збільшення числового значення співвідношення (Y/Q) : для першої колісної пари – від 0 до 0,55; для другої – від 0 до 0,79, що наближається до допустимого значення і може при певних експлуатаційних умовах бути причиною аварій та сходів.

Проведемо перевірку виконання умов сходу колеса з рейки за методикою, яка використовується при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз.

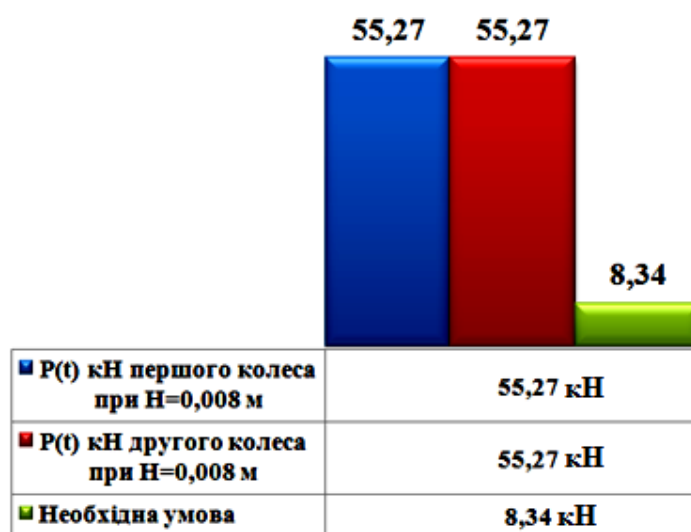


Рисунок 4.10 – Необхідна умова вкочування гребня на головку рейки для першої колісної пари з використанням методики Сокола Е. М. при швидкості руху 30 м/с

Аналізуючи (рис. 4.10) спостерігається, що виконання необхідної умови вкочування колеса на головку рейки не відбувається, оскільки $55,27 \text{ кН} > 8,34 \text{ кН}$.

Використання додаткового критерію оцінки безпеки руху передбачає, що схід колеса з рейки має місце, якщо виконується умова $\Delta r \geq 0,028 \text{ м}$.

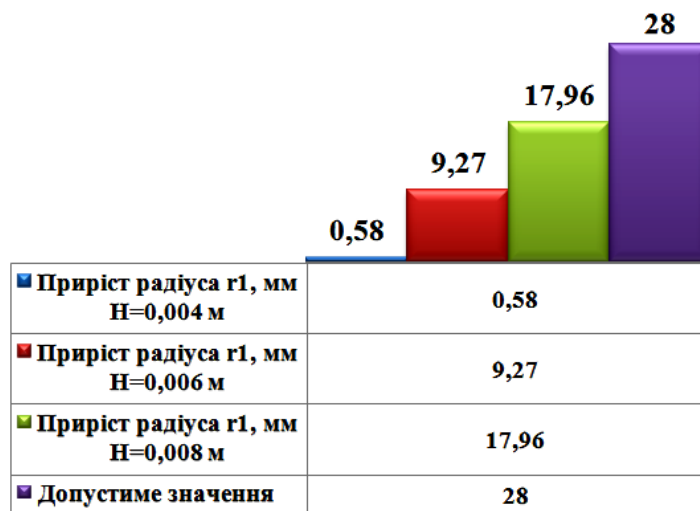


Рисунок 4.11 – Приріст радіуса першого колеса першої колісної пари при швидкості руху 30 м/с

Для перевірки адекватності математичної моделі вагона дизель-поїзда проведемо порівняння значень коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки, отриманих розрахунковим шляхом, з даними експериментальних досліджень (рис. 4.12).

Експериментальні дослідження дизель-поїзда ДПКр-2 проводились «Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Довжина ділянки рейкової колії складала 25 км з яких: 76% перебували з оцінкою відмінно щодо її утримання, 8% – з оцінкою добре та 16% – з оцінкою задовільно.

Визначення динамічних характеристик, що входять до критеріїв можливості сходу колісної пари з рейкової колії проводилися за допомогою тензорезисторів типу КФ5-П1-10-200, які встановлювалися на повідок з'єднання букси з рамою візка, а також датчиків лінійних переміщень WS31-250 з максимальним ходом 250 мм та відносною похибкою $\pm 1\%$.

Всі процеси за допомогою тензопідсилювача типу ТМА-32 з блоком фільтрів і

АЦП (аналого-цифровий перетворювач) передавалися на відповідні програмні модулі.



Рисунок 4.12 – Порівняння експериментальних значень коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки першої колісної пари вагона дизель-поїзда при швидкості руху 30 м/с у прямій ділянці залізничної колії з теоретично розрахованими

Отже, мінімальне експериментальне значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки при швидкості руху вагона дизель-поїзда 30 м/с складає 3,4. При цьому, мінімальне теоретичне значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки на першій колісній парі при швидкості руху 30 м/с та середній амплітуді горизонтальної нерівності 0,006 м складає 3,2. Розбіжність результатів не перевищує 6%.

4.2. Встановлення максимально допустимих швидкостей руху дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від стану рейкової колії

Перейдемо до визначення максимально допустимих швидкостей руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 в залежності від стану рейкової колії.

Згідно [122] стан рейкової колії оцінюється ступеню відступів від норм утримання за шириною, рівнем і у плані. На рис. 4.13, у якості прикладу, наведено схематичне зображення відступів за рівнем.

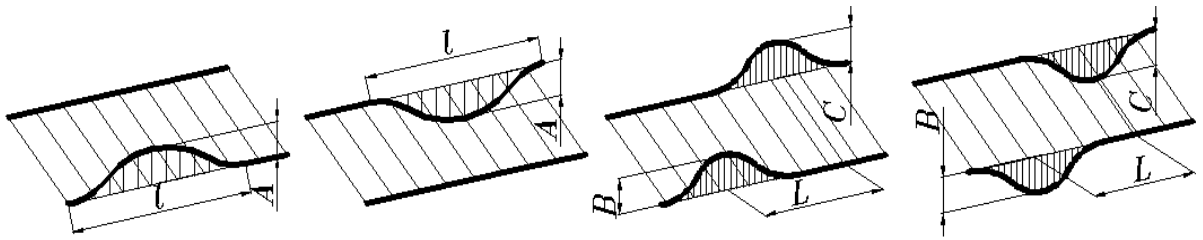


Рисунок 4.13 Приклади відступів за рівнем (A , B , C – величина відхилення за рівнем; l – довжина відхилення; L – відстань між точками з максимальним відхиленням за рівнем).

Кожний відступ (за шириною, рівнем і у плані) має свою ступінь впливу на динамічну взаємодію колії і рухомого складу і як наслідок – на динамічні параметри рухомого складу.

Установлено п'ять ступенів для всіх відступів від норм утримання рейкової колії залежно від їхньої величини і довжини.

До відступів I ступеня належать відступи в межах допусків, при яких забезпечуються безпека і плавність руху поїздів. При таких відступах встановлені швидкості руху поїздів не зменшуються та не вимагається виконання робіт щодо їх усунення.

До відступів II ступеня належать відступи які не вимагають зменшення встановленої швидкості і не загрожують безпеці руху поїздів, але впливають на плавність руху поїздів. Вони є підставою для призначення та проведення планово-запобіжних робіт.

До поодиноких відступів III ступеня належать відступи які не вимагають зменшення встановленої швидкості і не загрожують безпеці руху поїздів, але впливають на плавність руху поїздів та інтенсивність накопичення залишкових деформацій колії. Вони є підставою для призначення та проведення планово-запобіжних робіт.

До IV ступеня належать відступи, за наявності яких при встановлених швидкостях погіршується плавність руху поїздів, що призводить до інтенсивного накопичення залишкових деформацій колії. Ці відступи усуваються в першочерговому порядку.

До V ступеня відносяться відступи, що викликають зростання сил взаємодії колії з рухомим складом до таких критичних значень, що при наявності несприятливих поєднаннях з відступами в утриманні і завантаженні рухомого складу, порушеннями

режиму водіння поїзда та іншими умовами, можуть призвести до дуже швидкого зростання деформацій і до виникнення загрози безпеці руху поїздів.

На основі аналізу основних динамічних показників дизель-поїзда, отриманих в результаті розрахунків, було встановлено максимально допустиму швидкість руху вагона в залежності від відступів за рівнем, включаючи плавні відхилення (табл. 4.1), а також перекося (відхилення на довжині до 20 м) (табл. 4.2).

Таблиця 4.1

Допустима швидкість руху дизель-поїзда ДПКр-2 залежно від відступів за рівнем
(плавні відхилення)

Ступінь відступу	Плавні відхилення, мм	Допустима швидкість отримана при розрахунках, км/год.
I	до 6 включно	180
II	понад 6 до 12 включно	
III	понад 12 до 20 включно	180
IV	понад 20 до 25 включно	120
V	понад 25 до 30 включно	110
	понад 30 до 35 включно	75
	понад 35 до 50 включно	15
	понад 50	рух закривається

Допустима швидкість руху дизель-поїзда ДПКр-2 залежно від відступів за рівнем
(перекоси)

Ступінь відступу	Переки на довжині до 20 м, мм	Допустима швидкість отримана при розрахунках, км/год.
I	до 8 включно	180
II	понад 8 до 12 включно	
III	понад 12 до 16 включно	
IV	понад 16 до 20 включно	150
V	понад 20 до 30 включно	105
	понад 30 до 40 включно	55
	понад 40 до 50 включно	рух закривається
	понад 50	рух закривається

Для порівняння вимог нормативних документів які діють в Україні та в країнах ЄС, щодо параметрів безпеки від сходу колеса з рейки, з використанням розробленої математичної моделі були проведені дослідження по визначенню максимально допустимої швидкості руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 при заданій горизонтальній нерівності рейкової колії. Результати досліджень наведені в (табл. 4.3).

На основі аналізу отриманих результатів видно, що при швидкості руху 115-120 км/год. норми, які використовуються в Україні [96], дозволяють здійснювати рух вагона дизель-поїзда, а європейські норми BS EN 14363:2005 – ні.

В цілому можна констатувати, що вимоги Європейських норм є більш жорсткими, ніж вимоги норм, які використовуються в Україні.

Отримані результати можуть бути використані для встановлення безпечного інтервалу швидкостей руху дизель-поїзда на прямих ділянках колії при наявності вертикальних та горизонтальних нерівностей.

Допустима швидкість руху вагона дизель-поїзда при наявності горизонтальної нерівності рейкової колії

Швидкість, км/год.	Показники безпеки руху при довжині нерівності 20 м та амплітуді 10 мм	
	Європейські норми по умові сходу	Українські норми по умові сходу
150	–	–
145	–	–
140	–	–
135	–	–
130	–	–
125	–	–
120	–	+
115	–	+
110	+	+
105	+	+

Просторова математична модель дозволяє використовувати у вигляді збурювань рейкової колії не тільки періодичні синусоїдальні нерівності, а й нерівності, які мають випадковий характер зміни.

Для ілюстрації можливостей математичної моделі на (рис. 4.14 - 4.16) наведено графіки зміни рамної сили, коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки, коефіцієнта вертикальної динаміки, використовуючи при цьому випадковий характер зміни нерівностей.

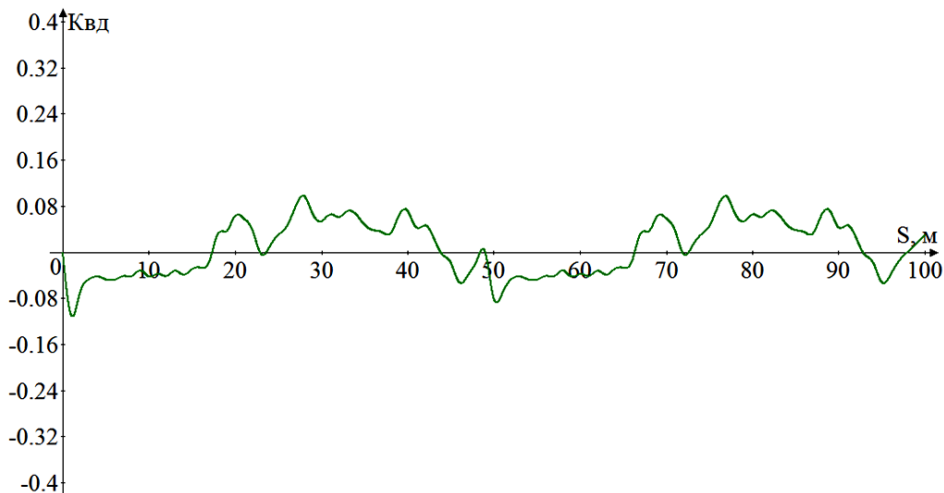


Рисунок 4.14 – Коефіцієнт вертикальної динаміки буксового вузла

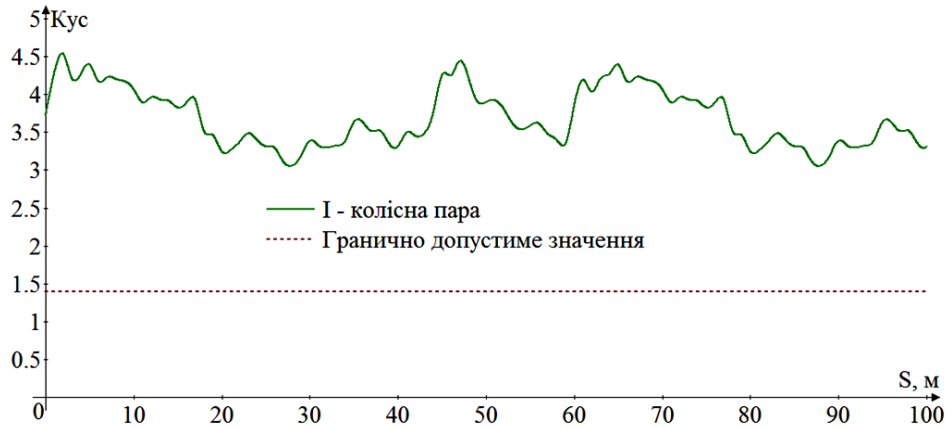


Рисунок 4.15 – Коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок

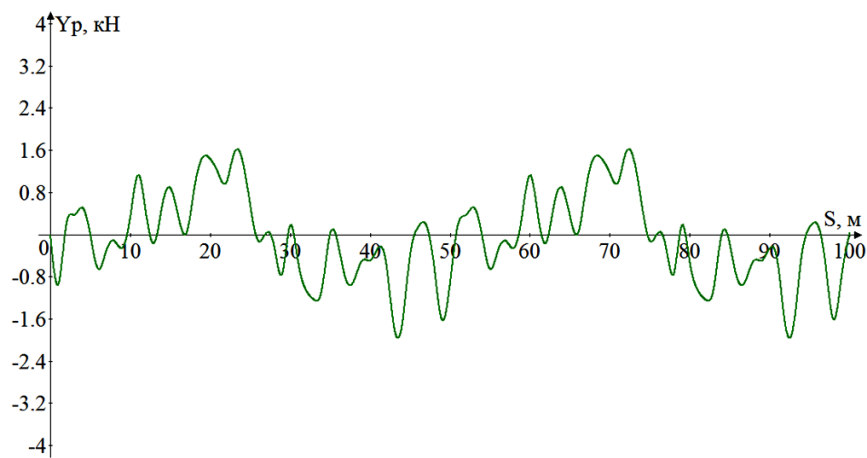


Рисунок 4.16 – Рамна сила на першій колісній парі

Отже, як спостерігається на (рис. 4.14 - 4.16) вищевказані залежності мають випадковий характер зміни, що більш наближено до реальних умов експлуатації.

Висновки до розділу 4

- зауважено, що для визначення можливості сходу рухомого складу з рейок за формулою (4.18) потрібно визначати направляючу силу, але цей процес є складним та трудомістким, так як потребує відстеження моменту часу коли гребінь притиснеться до головки рейки;
- отримано числові значення динамічних параметрів вагона дизель-поїзда в залежності від геометричних нерівностей рейкової колії. Встановлено, що при збільшенні амплітуди вертикальної нерівності рейкової колії від 0 м до 0,014 м

- максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки для першого буксового вузла та кузова при швидкості руху 30 м/с змінюються в діапазоні 0–0,123 та 0–0,14 відповідно. При збільшенні амплітуди горизонтальної нерівності рейкової колії від 0 м до 0,014 м максимальні значення коефіцієнтів горизонтальної динаміки для першого буксового вузла та кузова при швидкості руху 30 м/с змінюються в діапазоні 0–0,085 та 0–0,06 відповідно;
- порівнявши показники безпеки руху, які використовуються на залізницях України та Європи, а також при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз, встановлено, що вимоги Європейських норм є більш жорсткими порівняно з нормами, які використовуються в Україні, оскільки при довжині горизонтальної нерівності 20 м та її амплітуді 10 мм норми, які використовуються в Україні, дозволяють здійснювати рух вагона дизель-поїзда при швидкості 115-120 км/год., а європейські норми BS EN 14363:2005 – ні;
 - за допомогою математичного програмного пакету Maple18 було створено програмне забезпечення для моделювання коливань рухомого складу, яке дає змогу провести дослідження додаткового критерію оцінки безпеки руху, відповідно до якого схід колеса з рейки аналізується за фактичним підйомом гребня колеса. Встановлено, що додатковий критерій дозволяє відслідковувати момент часу, коли необхідно перевіряти можливість вкочування колеса на головку рейки, однак отримання від'ємного зазору між гребенем та головкою рейки ще не свідчить про початок вкочування колеса на головку рейки;
 - наведено порівняння експериментального та теоретичного значень коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки на першій колісній парі вагона дизель-поїзда при швидкості його руху 30 м/с. Розбіжність отриманих максимальних значень не перевищує 6%, що говорить про адекватність математичної моделі та проведених розрахунків.
 - встановлено максимально допустимі швидкості руху вагона дизель-поїзда в залежності від відступів за рівнем, включаючи плавні відхилення, а також перекося на довжині до 20 м.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить отримані автором результати, які у сукупності вирішують наукову задачу удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування. Виконанні у роботі дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. На основі проведеного аналізу наукових праць стосовно питання взаємодії колії та рухомого складу, аналізу існуючих показників безпеки від сходу колеса з рейки, а також силових факторів, які використовуються при аналізі основних динамічних показників рухомого складу, встановлено, що одним із основних напрямків запобігання сходів рухомого складу і забезпечення його надійної роботи в процесі експлуатації є удосконалення методів визначення його основних динамічних показників ще на стадії проектування. Однак, проблема ускладнюється відсутністю достатньої кількості експериментальних даних, які б дозволили перевірити адекватність моделей, покладених у розрахунки.

2. При порівнянні різних існуючих методів розрахунку сил взаємодії в системі «колесо-рейка» встановлено розбіжності значень направляючої сили до 300%. За методом С.В. Дороніна направляюча сила становить 57,3 кН, за методом Е.М. Сокола – 172,5 кН і за загальноприйнятим методом – 65,63 кН.

3. Для вагона дизель-поїзда ДПКр-2 була розроблена просторова розрахункова схема та математична модель із урахуванням його конструктивних особливостей. Було запропоновано в якості пневматичної ресори використати вузол Кельвіна–Фойгта, який включає в себе паралельно розташовані пружний елемент та елемент в'язкого тертя.

4. Розрахунок сил крипа показав, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с поперечні сили крипа зростають в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 15,75 кН; II – колісна пара від 0 кН до 29,22 кН. А величина направляючої сили при швидкостях руху від 0 м/с до 50 м/с зростає в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 31,38 кН; II – колісна пара від 0 кН до 46,83 кН. Отже, нехтування поперечними силами крипа при визначенні направляючої сили може спричинити отримання хибних результатів при розрахунку показників безпеки від сходу колеса з рейки та крім цього

потрібно враховувати кут нахилу направляючої сили до вертикальної осі, а також зазор між гребенем колеса та головкою рейки, що без комп'ютерного моделювання здійснити важко.

5. Встановлено, що при збільшенні швидкості руху від 0 м/с до 50 м/с рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 8,30 кН; II – колісна пара від 0 кН до 19,37 кН. При збільшенні амплітуди нерівності від 0 м до 0,01 м рамна сила збільшується в діапазоні: I – колісна пара від 0 кН до 7,36 кН; II – колісна пара від 0 кН до 15,16 кН. Вказані величини знаходяться в межах, які можуть бути при експлуатації рухомого складу. Аналогічні розрахунки можна проводити при різних швидкостях руху, параметрах рухомого складу та рейкової колії.

6. За отриманими значеннями динамічних показників вагона дизель-поїзда ДПКр-2 встановлені максимально допустимі швидкості руху в залежності від стану рейкової колії. У прямій ділянці колії із горизонтальною нерівністю довжиною 20 м та амплітудою 10 мм за Європейськими нормами допустима швидкість руху становить 110 км/год., нормами моторвагонного рухомого складу – 120 км/год.

Це дозволяє зробити висновок, що вимоги Європейських норм є більш жорсткими порівняно з нормами, які використовуються в Україні.

7. Встановлено, що при збільшенні швидкості руху від 5 м/с до 50 м/с коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейки зменшується для першої колісної пари в 1,15 рази (з 3,25 до 2,84) та другої колісної пари в 1,5 рази (з 3,21 до 2,14). Провівши аналогічні дослідження з використанням вимог норм, які діють в країнах Європейського Союзу встановлено, що збільшення швидкості руху від 5 м/с до 50 м/с призводить до збільшення коефіцієнта безпеки від сходу колеса з рейки (Y/Q) для першої колісної пари в 12 раз (з 0,045 до 0,55) та другої колісної пари в 16 раз (з 0,049 до 0,79). Отримані результати додатково підтверджують те, що вимоги Європейських норм є більш жорсткими порівняно з нормами, які використовуються в Україні. Розбіжність результатів можна пояснити тим, що при оцінці можливості сходу колеса з рейки за нормами, діючими на залізницях України, аналізуються значення рамної сили та коефіцієнта вертикальної динаміки, а Європейські норми BS EN 14363:2005 орієнтовані на величину горизонтальної направляючої сили.

8. Наведено порівняння експериментального та теоретичного значень коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки на першій колісній парі вагона дизель-поїзда при швидкості його руху 30 м/с. Проведене порівняння показало їх практичне співпадіння, а саме мінімальне теоретичне значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки під час руху дизель-поїзда по рейковій колії з відмінною оцінкою її стану становить 3,2, а експериментальне – 3,4.

Наведені результати дозволяють зробити висновок про достовірність математичної моделі та проведених в роботі теоретичних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Болжеларський Я.В. Огляд методів динамічного вписування локомотивів у перехідні та кругові криві / Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин // Залізничний транспорт України. 2016. – No. 5-6. – P. 23-29.
2. Болжеларський Я.В. Порівняння методів розрахунку бокової сили від дії колеса електровоза на головку рейки / Я.В. Болжеларський, А.Я. Кузишин // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. 2016. – No. 11. – P. 55-64.
3. Кузишин А.Я. Визначення рамної сили електровоза ВЛ80 / А.Я. Кузишин // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна. 2017. – No. 3(69). – P. 32-44.
4. Кузишин А. Я. Побудова механічної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та її особливості / А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2017. – No. 6 (72). – P. 20-30.
5. Костриця С. А. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С. А. Костриця, Ю. Г. Соболевська, А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2018. – No. 1 (73). – P. 15–25.
6. Батіг А.В. Дослідження динаміки рухомого складу шляхом побудови його математичних моделей / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 100-річчю від дня народження доктора юридичних наук, професора, заслуженого діяча науки і техніки України М.В. Салтевського. – Харків: 2017. – P. 168-169.
7. Kuzyshyn A. Evaluation of dynamic characteristics of DPKr-2 diesel train on straight sections of railway track / A. Kuzyshyn, A. Batig // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2017. – No. 3 (2). – P. 103-113.
8. Костриця С.А. Дослідження динамічних показників вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С.А. Костриця, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 2018. – P. 73-75.

9. Kuzyshyn A. Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension / A. Kuzyshyn, A. Batig, S. Kostritsa [et al.]. // *BulTrans 2018: 10th Intern. Sci. Conf. on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies.* – Sozopol: 2018. – Vol. 234.
10. Кузишин А.Я. Застосування програмного комплексу «Універсальний механізм» при дослідженні причин сходу рухомого складу з рейок / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю від дня народження видатного вченого криміналіста, професора Л.Ю. Ароцкера. – Харків: 2017. – Р. 132-133.
11. Кузишин А.Я. Питання сходу колеса з рейки у судовій залізнично-транспортній експертизі / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 1-ї міжнародної науково-практичної конференції «Енергооптимальні технології, логістика та безпека на транспорті» Дніпропетровський національний університет зал. транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Львів: 2018. – Р. 61-62.
12. Kovalchuk V. Improving a methodology of theoretical determination of the frame and directing forces in modern diesel trains / V. Kovalchuk, A. Kuzyshyn, S. Kostritsa [et al.]. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2018. – No. 6/7 (96). – Р. 19-25.
13. Урсуляк Л.В. Підвищення безпеки руху сучасного рухомого складу шляхом удосконалення методів визначення параметрів його взаємодії з рейковою колією / Л.В. Урсуляк, С.А. Костриця, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал. транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 2018. – Р. 84-86.
14. Кузишин А.Я. Аналіз існуючих підходів щодо розрахунку критеріїв безпеки руху на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // *Сучасний стан наукових досліджень та технологій в промисловості.* 2018. – No. 4 (6). – Р. 50–56.
15. Батіг А.В. Дослідження взаємодії рухомого складу та рейкової колії при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої

- 15-річчю створення Дніпропетровського науково-дослідного інституту судових експертиз. – Дніпро: 2017. – Р. 147-149.
16. Костиця С.А. Дослідження різних методів щодо можливості визначення сходу колісної пари з рейок / С.А. Костиця, J. Kalivoda, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал. транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 2018. – Р. 75-77.
17. Кузишин А.Я. Дослідження максимально допустимих швидкостей руху вагона дизель-поїзда ДПКР-2 у прямій ділянці колії / А.Я. Кузишин, С.А. Костиця, А.В. Батіг // Web of Scholar. 2018. – No. 5. – Р. 31-36.
18. Batig A. Studying the interaction between the rolling stock and the railway track in the railway forensic science / A. Batig, A. Kuzyshyn // Criminalistics and forensic expertology: 13th International Conference. – Vilnius: Sep. 2017. – Vol. II.– Р. 427-442.
19. Кузишин А.Я. Класифікація та перспективи розвитку пневматичного підвищення на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, Б. А.В. // Транспортні системи та технології. 2018. – No. 32. – Р. 183–194.
20. Боднар Б.Є. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізничного транспорту / Б.Є. Боднар, Є.Г. Нечаєв, Д.В. Бобир – Дніпропетровськ: Видавництво ПП "Ліра ЛТД", 2009. – 284 pp.
21. Трофимович В. В. Динамика ЭПС: Определение сил взаимодействия колес электровозов ЭП1 с рельсами при движении в переходных и круговых кривых малого радиуса: Учеб. пособие / В. В. Трофимович – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2004. – 90 pp.
22. Цеглинский К. Ю. Железнодорожный путь в кривых / К. Ю. Цеглинский – Москва: 1903
23. Юбелакер Г. Исследование движения локомотивов на тележках в кривых участках / Г. Юбелакер Издательство «Organ f. d. F.», Weilage, 1903
24. Хейман Х. Графическое определение центра трения / Х. Хейман Издательство «Organ f. d. F.» № 6, 7, 8, 9., 1913
25. Митюшин Н. Т. Динамическое напряжения в рельсах железнодорожного пути в кривых / Н. Т. Митюшин – Москва: 1917

26. Беддекер. Боковая грань катания рельсов, закругленный профиль колесных бандажей и сопротивление на кривых подвижного состава с жесткой базой / Беддекер. Издательство «Zentrall bl. der Bauverw», 1914
27. Шевалин В.А. Критерий бокового износа рельсов и гребней бандажей электровозов в кривых / В.А. Шевалин // Сборник трудов ЛИИЖТа. 1941. – No. 135.
28. Жуковский Н. Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы / Н. Е. Жуковский // Собрание сочинений. 1950. Vol. VII.
29. Королев К. П. Вписывание паровозов в кривые участки пути / К. П. Королев // Труды ЦНИИ МПС. 1950. – No. 37.
30. Дюнин А. К. О нормах проектирования и содержания железнодорожных кривых / А. К. Дюнин // Труды транспортно энергетического института ЗСФАН СССР. 1951. – No. 1.
31. Muller C. T. Dynamische Probleme des Bogenlaufes von Eisenbahnfahrzeugen / C. T. Muller // "Glaser's Annalen". 1956. – No. 8.
32. De Pater A. D. Das dynamische Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen / A. D. De Pater // "Archiv fur Eisenbahntechnik". 1957. – No. 10.
33. Данилов В. Н. Взаимодействие вагонов и стрелок при противошерстном движении на боковой путь / В. Н. Данилов // Вестник ВНИИЖТ. 1959. – No. 3.
34. Данилов В. Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом / В. Н. Данилов – Москва: Трансжелдориздат, 1961.
35. Ершков О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых / О. П. Ершков // Тр. ВНИИЖТ. 1966. – No. 301.
36. Панский В. М. Исследование движения локомотивов в переходных и окружных кривых с включенными и выключенными тяговыми двигателями и тормозами / В. М. Панский // Труды ЛИИЖТа "Повышение эффективности и надежности локомотивов". 1970. – No. 306.
37. Ромен Ю. С. О движении железнодорожного экипажа в кривых участках пути / Ю. С. Ромен // Вестник Всесоюзн. научно-исслед. ин-та ж.-д. транспорта. 1964. – No. 6.

38. Бирюков И. В. Исследование причин повышенного износа гребней бандажей колесных пар электропоезда ЭР 22 и способов его уменьшения / И. В. Бирюков, Г. П. Бурчак, Ю. П. Федюнин // Труды МИИТа. 1971. – No. 374.
39. Доронин И. С. Математическая модель движения экипажей в кривых / И. С. Доронин, А. И. Колесниченко, А. Г. Меркурьев // Труды ВНИИ вагоностроения. 1973. – No. 22.
40. Фришман М. А. Исследование на АВМ движения пассажирского вагона по переходной кривой / М. А. Фришман, Ю. Д. Волошко, В. Д. Данович, В. Н. Понырко // Труды ДИИТа. 1974. – No. 148.
41. Krolevsli S. M. Model development for freight car dynamic curving simulation / S. M. Krolevsli – Massachusetts: M.I.T., Cambridge, 1982. – 89 pp.
42. Sing S. P., Garg V. K. Nonlinear dynamic curving model of a six axle locomotive. Massachusetts: M.I.T., Cambridge, 1983.
43. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н. А. Радченко – Киев: Наукова думка, 1988.
44. Бирюков И. В. Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак – Москва: Транспорт, 1992.
45. Бурчак Г. П. Методика моделирования движения рельсового экипажа по пути с искривленной осью / Г. П. Бурчак, А. Н. Савоськин, Г. П. Фрадкин, В. С. Коссов // Труды МГУПС. 1997. – No. 912.
46. Цеглинский К. Ю. Железнодорожный путь в кривых / К. Ю. Цеглинский – Москва: 1917
47. Boedecker. Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene / Boedecker. – Hannover: 1887
48. Uebelacker G. Untersuchungen über die Bewegung von Locomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen Beilage zum / G. Uebelacker // Organ f. d. F. E. 1903. – No. 40.
49. Хейман Х. Направление экипажей рельсовой колеей / Х. Хейман – Москва: Трансжелдо-риз- дат, 1957.
50. Медель Б. В. Исследование движения железнодорожных экипажей в кривых / Б. В. Медель // Труды Томского электротехн. ин та инж. железно дор. транспорта. 1955. – No. 20.

51. Медель В. Б. Взаимодействие электровоза и пути / В. Б. Медель – Москва: Трансжелдориздат, 1956.
52. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган – Москва: Транспорт, 1986. – 559 pp.
53. Куценко С. М. Динамика установившегося движения локомотивов в кривых / С. М. Куценко, А. С. Руссо, С. П. Елбаев, и. др. Объединение «Вища школа», 1975. – 132 pp.
54. Кашников В. Н. Решение системы неоднородных дифференциальных уравнений, описывающих вход экипажа в круговую кривую / В. Н. Кашников, А. И. Филоненков, Г. Г. Вильданов, и. др. // Труды РИИЖТ. 1978. – No. 141.
55. Неймарк Ю. Н. Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк, Н. А. Фуфаев – Москва: Наука, 1967.
56. Сокол Э. Н. Крушения железнодорожных поездов (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э. Н. Сокол – Киев: Феникс, 2007. – 355 pp.
57. Басилов В.В. Справочник инженера-путейца / В.В. Басилов, М.А. Чернышев Vol I. – Москва: Транспорт, 1972. – 767 pp.
58. Чернышев М. А. Железнодорожный путь / М. А. Чернышев, З. М. Крейнис – Москва: Транспорт, 1985. – 302 pp.
59. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь / Г. М. Шахунянц – Москва: Транспорт, 1987. – 479 pp.
60. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э. Н. Сокол – Киев: Транспорт України, 2004. – 368 pp.
61. Huimin W. Management of wheel/rail interface to prevent rail rollover derailments / W. Huimin, B. Kerchof // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit published online. 2014. – February. (DOI: 10.1177/0954409714522222).
62. Sebès M. A fast-simplified wheel–rail contact model consistent with perfect plastic materials / M. Sebès, L. Chevalier, J. Ayasse, H. Chollet // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2012. Vol. 50. – No. 9. – September. – P. 1453-1471.

63. Piotrowski J. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations / J. Piotrowski, W. Kik // *Vehicle System Dynamics*. 2008. Vol. 46. – No. 1-2. – P. 27-48.
64. Доронин С. В. Определение параметров вписывания электровозов серии ВЛ80 в криволинейные участки пути / С. В. Доронин, А. Е. Стецюк – Хабаровск: Издательство ДВГУПС, 2000. – 87 pp.
65. Доронин С. В. Движение многосекционных локомотивов в кривых малого радиуса / С. В. Доронин – Хабаровск: Издательство ДВГУПС, 2009. – 220 pp.
66. Григоренко В. Г. Боковой износ рельсов и гребней колесных пар подвижного состава в кривых / В. Г. Григоренко – Хабаровск: 1991
67. Доронина И. И. Определение сил бокового давления гребней колесных пар подвижного состава на рельс в кривых малого радиуса: учебное пособие / И. И. Доронина – Хабаровск: Издательство ДВГУПС, 2005. – 106 pp.
68. Доронин В.И. Движение колесных пар подвижного состава в прямых и кривых участках рельсовой колеи / В.И. Доронин, С. В. Доронин – Хабаровск: Издательство ДВГУПС, 2006. – 120 pp.
69. Даніленко Е. І. Залізнична колія./Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом/Підручник для вищих навчальних закладів (у 2-х томах) / Е. І. Даніленко Vol II. – Київ: Інпрес, 2010. – 456 pp.
70. Даніленко Е. І. Сучасний підхід до визначення сил взаємодії колії та рухомого складу в зоні стрілочного перевodu / Е. І. Даніленко, В. М. Молчанов // *Вісник ДШТУ*. 2003.
71. Даніленко Е. І. Розрахунки залізничної колії на міцність і стійкість (навчальний посібник) / Е. І. Даніленко – Київ: Київський інститут залізничного транспорту, 2000. – 164 pp.
72. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава / Г. Марье – Москва: Госжелдориздат, 1933. – 338 pp.
73. Nadal M. J. Locomotives a Vapeur Collection Encyclopedie Scientifique Biblioteque de Mecanique Applique et Genie / M. J. Nadal 1908. – No. 186.

74. Мищенко К. Н. Современное состояние вопроса о вползании колеса на рельс / К. Н. Мищенко // Труды ДИИТ. 1950. – No. 20. – P. 53-67.
75. Галеев А. У. К вопросу теории схода колес с рельсов / А. У. Галеев // Труды МИИТ. 1948. – No. 55. – P. 179-191.
76. Бромберг Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава / Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериго, В. Н. Данилов, М. А. Фришман – Москва: Гострансжелдориздат, 1956. – 280 pp.
77. Вериго М. Ф. Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава и вопросы расчета пути / М. Ф. Вериго // Труды ЦНИИ МПС. 1963. – No. 268. – P. 125.
78. Вершинский С. В. Динамика вагона: учебник для вузов ж.-д. транспорта / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков – Москва: Транспорт, 1978. – 352 pp.
79. Маслиев В. Г. Динамика локомотива с устройством для радиальной установки колесных пар в кривых / В. Г. Маслиев // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. Технічні науки. Серія Транспорт. 2002. – No. 6(52). – P. 69-74.
80. Вериго М. Ф. Модернизация рессорного подвешивания тележек типа МТ-50 / М. Ф. Вериго, Л. О. Грачева, П. С. Анисимов // Труды ВНИИЖТ. 1968. – No. 372. – P. 112.
81. Кондратьев В. Ф. О сходе колеса с рельса / В. Ф. Кондратьев // Вестник ВНИИЖТ. 1980. – No. 6. – P. 23-25.
82. Погорелов Д. Ю. Критерий для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. 2009. – P. 136-138.
83. Погорелов Д. Ю. Показатель для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2010. – No. 5(147). – P. 64-70.
84. Черкашин Ю. М. Сравнение некоторых критериев, оценивающих опасность схода путем вползания колеса на рельс / Ю. М. Черкашин, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2005. – No. 8 (90). – P. 98-103.

85. Азовский А. П. Об оценке запаса устойчивости колеса от выкатывания на головку рельса / А. П. Азовский, В. Н. Котуранов, М. Н. Овечников, И. В. Плотников // Сборник статей международной конференции «Безопасность движения поездов». 2007. – Р. VI-1-VI-2.
86. Котуранов В. Н. Метод расчета запаса устойчивости колеса против схода с рельса / В. Н. Котуранов, Д. В. Иванов, А. Г. Петров, и др. // Труды конференции «Безопасность движения. 2010. – Р. VII-24.
87. Коган А. Я. Оценка достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера влияющего на нее некоторых факторов / А. Я. Коган, Е. А. Черняков // Вестник ВНИИЖТ. 2008. – No. 2. – Р. 36-41.
88. Трофимов А. Н. Об устойчивости подвижного состава против схода с рельсов / А. Н. Трофимов // Труды ДИИТ. 1983. – No. 228/25. – Р. 23-26.
89. Прокудин И. Пора выйти из тени / И. Прокудин, В. Виноградов, Э. Воробьев, и др. Гудок, 2003
90. Винник Л. В. Замечания по поводу использования критерия Надаля при оценке безопасности схода с рельс / Л. В. Винник, Г. П. Бурчак // Вісник Східноукр. націон.універ. ім. В. Даля. 2005. – No. 8. – Р. 108-113.
91. Ишизава М. Тележки вагонов Новой линии Токайдо и результаты их применения / М. Ишизава, Н. Мицуи, С. Отсука // Ежемесячный бюллетень МАЖК. 1969. – No. 2. – Р. 3-27.
92. Elkins J. New Criteria for Flange Climb Derailment / J. Elkins, W. Huimun // 2000 ASME/IEEE Joint Railroad Conference. 2000. – April. – Р. 1-7.
93. Weistock H. Whell Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety / H. Weistock // ASME Winter Annual Meeting. 1984. – Р. 34-42.
94. Мартынов И. Э. Износ гребней колес грузовых вагонов и рельсов: проблема и пути ее решения / И. Э. Мартынов, В. Г. Маслиев, С. Д. Мокроусов, и др. // Вагонный парк. 2013. – No. 5 (74). – Р. 4-7.
95. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм – Москва: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 pp.

96. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств моторвагонного подвижного состава ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм – Москва: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1997. – 147 pp.
97. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями – Москва: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 346 pp.
98. Вериги М. Ф. Об устойчивости движения колеса по рельсу / М. Ф. Вериги, А. Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. 1965. – No. 4. – P. 3-7.
99. Коган А. Я. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса / А. Я. Коган, Г. И. Матусовский // Вестник ВНИИЖТ. 1982. – No. 8. – P. 42-44.
100. Лукин В. В. Конструирование и расчет вагонов / В. В. Лукин, Л. А. Шадур, В. Н. Котуранов [et al.]. – Москва: 2000. – 725 pp.
101. Клименко И. В. Развитие теоретических основ и методов оценки и повышения безопасности движения подвижного состава железных дорог. Днепропетровск. 2015. 284 pp.
102. Kalker J. J. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction / J. J. Kalker – Delft: University of Technology, 1967. – 112 pp.
103. Вершинский С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов – Москва: Транспорт, 1991. – 360 pp.
104. Лысюк В. С. Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В. С. Лысюк – Москва: Транспорт, 1997. – 188 pp.
105. Інструкція по устрою та утриманню колії залізниць України – Київ: Транспорт України, 1999. – 248 pp.
106. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев – Москва: Наука, 1970. – 554 pp.
107. Дизель-поезд пассажирский ДПКр-2. Руководство по эксплуатации ДПКр-2.000.000 РЭ. Часть 1. 2014. – 563 pp.
108. Савлук В. Історія, досягнення та перспективи колієвипробувальної галузевої науково-дослідної лабораторії ДНУЗТ / В. Савлук // Українські залізниці. 2014. – No. 10 (16). – P. 50-55.

109. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics / S. Iwnicki // Taylor & Francis Group. 2006. – P. 527.
110. Dellmann T. Leichtbau bei Schienfahrzeugen – Bastandsaufnahme und Potenziale / T. Dellmann, S. Bernicke // Elek. Bahnen. 2013. – No. 1. – P. 8–12.
111. Макаренко Ю. В. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением / Ю. В. Макаренко, В. Н. Балев, В. Г. Маслиев // Вестн. нац. техн. ун-та «ХПИ». 2001. – No. 18. – P. 70–83.
112. Koshelev K. B. Modeling of the three-dimensional flow of polymer melt in a convergent channel of rectangular cross-section / K. B. Koshelev, G. V. Pyshnograï, M. Y. Tolstykh // Fluid Dynamics. 2015. Vol. 50. – No. 3. – P. 315–321.
113. Мелихов А. Н. Эффективная система демпфирования пневморессоры скоростного подвижного состава. Москва. 1994. 22 pp. автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07.
114. Presthrus M. Derevation of air spring model parameters for train simulation: Master of Science program / M. Presthrus – Sweden: Luleå University of Technology, 2002. – 75 pp.
115. Кузнецов А. В. Колебания железнодорожного экипажа на пневмоподвешивании с учетом собственного демпфирования пневморессор / А. В. Кузнецов, Б. С. Завт // Труды ВНИИВ. 1973. – No. 22. – P. 18.
116. Рейдемейстер А. Г. Зависимость свойств пневматической рессоры от пневматического сопротивления дросселя / А. Г. Рейдемейстер, А. В. Кивишева // Вісн. Дніпропет. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2016. – No. 2 (62). – P. 15.
117. Ибрагимов М. А. Динамика локомотивов / М. А. Ибрагимов, В. И. Киселев, В. А. Рамлов, А. В. Скалин – Москва: РГОТУПС, 2005. – 128 pp.
118. Мазнев А.С. Конструкции и динамика электрического подвижного состава / А.С. Мазнев, А.М. Евстафьев – Москва: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 248 pp.
119. Данович В. Д. К вопросу об устойчивости против вкатывания колеса на рельс для порожних грузовых вагонов / В. Д. Данович, В. В. Рыбкин, А. Г. Рейдемейстер

[et al.]. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2004. – No. 3. – P. 90-96.

120. Блохин Е. П. О запасе устойчивости колеса против схода с рельса / Е. П. Блохин, А. Н. Пшинько, М. Л. Коротенко, А. Г. Рейдемейстер // Залізничний транспорт України. 2002. – No. 2. – P. 22–24.

121. Хусидов В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов – Москва: МИИТ, 2001. – 160 pp.

122. Рибкін В. В., Патласов О. М. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії. ЦП-0267 : Затв. наказом Укрзалізниці № 033-Ц від 01.02.2012 р. Київ: Поліграфсервіс, 2012. 46 pp.

ДОДАТКИ

Основні положення та результати дисертації опубліковано у роботах:

- включених до міжнародної наукометричної бази «Scopus»:

Kuzyshyn A. Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension / A. Kuzyshyn, A. Batig, S. Kostritsa [et al.]. // BulTrans 2018: 10th Intern. Sci. Conf. on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies. – Sozopol: 2018. – Vol. 234.

Kovalchuk V. Improving a methodology of theoretical determination of the frame and directing forces in modern diesel trains / V. Kovalchuk, A. Kuzyshyn, S. Kostritsa [et al.]. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. – No. 6/7 (96). – P. 19-25.

- включених до міжнародної наукометричної бази «Index Copernicus»:

Болжеларський Я.В. Порівняння методів розрахунку бокової сили від дії колеса електровоза на головку рейки / Я.В. Болжеларський, А.Я. Кузишин // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. 2016. – No. 11. – P. 55-64.

Кузишин А.Я. Визначення рамної сили електровоза ВЛ80 / А.Я. Кузишин // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна. 2017. – No. 3(69). – P. 32-44.

Кузишин А. Я. Побудова механічної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та її особливості / А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2017. – № 6 (72). – С. 20-30.

Костриця С. А. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С. А. Костриця, Ю. Г. Соболевська, А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2018. – № 1 (73). – С. 15–25.

Kuzyshyn A. Evaluation of dynamic characteristics of DPKr-2 diesel train on straight sections of railway track / A. Kuzyshyn, A. Batig // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2017. – No. 3 (2). – P. 103-113.

- в іноземних виданнях:

Кузишин А.Я. Дослідження максимально допустимих швидкостей руху вагона дизель-поїзда ДПКр-2 у прямій ділянці колії / А.Я. Кузишин, С.А. Костриця, А.В. Батіг // Web of Scholar. 2018. – No. 5. – P. 31-36.

Batig A. Studying the interaction between the rolling stock and the railway track in the railway forensic science / A. Batig, A. Kuzyshyn // Criminalistics and forensic expertology: 13th International Conference. – Vilnius: Sep. 2017. – Vol. II. – P. 427-442.

- включених до фахових видань, затверджених МОН України:

Кузишин А.Я. Аналіз існуючих підходів щодо розрахунку критеріїв безпеки руху на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Сучасний стан наукових досліджень та технологій в промисловості. 2018. – No. 4 (6). – P. 50–56.

Кузишин А.Я. Класифікація та перспективи розвитку пневматичного підвищення на залізничному транспорті / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Транспортні системи та технології. 2018. – No. 32. – P. 183–194.

- які засвідчують апробацію матеріалів дисертації на наукових конференціях та семінарах:

Батіг А.В. Дослідження взаємодії рухомого складу та рейкової колії при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої 15-річчю створення Дніпропетровського науково-дослідного інституту судових експертиз. – Дніпро: 14-15 червня 2017. – P. 147-149.

Батіг А.В. Дослідження динаміки рухомого складу шляхом побудови його математичних моделей / А.В. Батіг, А.Я. Кузишин // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 100-річчю від дня народження доктора юридичних наук, професора, заслуженого діяча науки і техніки України М.В. Салтевського. – Харків: 7-8 листопада 2017. – P. 168-169.

Костриця С.А. Дослідження динамічних показників вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С.А. Костриця, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – P. 73-75.

Костриця С.А. Дослідження різних методів щодо можливості визначення сходу колісної пари з рейок / С.А. Костриця, J. Kalivoda, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – P. 75-77.

Кузишин А.Я. Застосування програмного комплексу «Універсальний механізм» при дослідженні причин сходу рухомого складу з рейок / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю від дня народження видатного вченого криміналіста, професора Л.Ю. Ароцкера. – Харків: 25 травня 2017. – Р. 132-133.

Кузишин А.Я. Питання сходу колеса з рейки у судовій залізнично-транспортній експертизі / А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 1-ї міжнародної науково-практичної конференції «Енергооптимальні технології, логістика та безпека на транспорті» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Львів: 18-19 червня 2018. – Р. 61-62.

Урсуляк Л.В. Підвищення безпеки руху сучасного рухомого складу шляхом удосконалення методів визначення параметрів його взаємодії з рейковою колією / Л.В. Урсуляк, С.А. Костриця, А.Я. Кузишин, А.В. Батіг // матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» Дніпропетровський національний університет зал транс. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: 17-18 травня 2018. – Р. 84-86.

- які додатково відображають наукові результати дисертації:

Болжеларський Я.В. Огляд методів динамічного вписування локомотивів у перехідні та кругові криві / Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, А.Я. Кузишин // Залізничний транспорт України. 2016. – No. 5-6. – Р. 23-29.

АКТИ ВПРОВАДЖЕНЬ

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНБУДІВНИЙ ЗАВОД

вул. І.Приходька, 139, м. Кременчук
Полтавська обл., Україна, 39621
Тел.: (0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05
Факс: (0536) 74-36-20
e-mail: kvsz@kvsz.com
www.kvsz.com



PUBLIC JOINT STOCK COMPANY
KRYUKOVSKY RAILWAY CAR BUILDING WORKS

139 I.Prikhodko str., Kremenchuk,
Poltava Region, 39621, Ukraine
Tel.: +38 (0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05
Fax: +38 (0536) 74-36-20
e-mail: kvsz@kvsz.com
www.kvsz.com

№

На №

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Технічний директор ПАТ «КВБЗ»

М.В. Крамаренко
2019 року

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового
ступеня доктора філософії
Кузишина Андрія Ярославовича
«Удосконалення методів визначення основних динамічних показників
моторвагонного рухомого складу на стадії проектування»
(спеціальність 273 – Залізничний транспорт)

В дисертаційній роботі А. Я. Кузишином було проведено удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування.

Результати досліджень по визначенню максимально допустимих швидкостей дизель-поїзда ДПКр-2 на пневматичному підвішуванні під час руху по колії різного стану утримання були прийняті до уваги у ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод».

Розроблена автором математична модель та програмне забезпечення буде застосовано на ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» для визначення на етапі проектування оптимальних параметрів підвішування нових типів рухомого складу.

Головний конструктор пасажирського
моторвагонного рухомого складу

О.А. Гречкін



Система управління якістю
СЕРТИФІЦІРОВАНА

0006414



ЛЬВІВСЬКИЙ ЛОКОМОТИВОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД

м. Львів, вул. Залізнична, 1а
тел. +38 (032) 234 92 22 info@llrz.com.ua

Затверджую
Головний інженер
к.т.н. А.І.Груник



12.03.2019 м. Львів

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора філософії
(спеціальність 273 – Залізничний транспорт)

Кузишина Андрія Ярославовича

**«Удосконалення методів визначення основних динамічних показників
моторвагонного рухомого складу на стадії проектування»**

В дисертаційній роботі А. Я. Кузишином було проведено удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією і запропоновано ряд заходів, які сприяють підвищенню безпеки руху.

Результати цього дослідження були прийняті до уваги у Львівському локомотиворемонтному заводі під час ремонту та модернізації механічної частини електровозів постійного та змінного струму.

Головний технолог ПрАТ"ЛЛРЗ"

Кордіяка Б.П.



МІНІСТЕРСТВО ЮСТИЦІЇ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ СУДОВИХ ЕКСПЕРТИЗ
 вул. Липинського, 54, м. Львів, 79024, тел. 231-70-61, e-mail: lndise@ukr.net, ЄДРПОУ 23272864



ПІДТВЕРЖУЮ:

Директор ІНДІСЕ, к.х.н.

О.Ф. Курильова

Березня 2019 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора філософії (спеціальність 273 – Залізничний транспорт)

Кузишина Андрія Ярославовича

«Удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування»

В дисертаційній роботі Кузишином А. Я. було проведено удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією, що може бути використано при побудові механізму залізнично-транспортної пригоди у випадку сходу рухомого складу з рейкової колії.

Було розроблено просторову механічну розрахункову схему та математичну модель сучасного дизель-поїзда ДПКр-2, на основі яких отримано числові значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки у буксовому і в центральному ресорному підвішуванні, коефіцієнту запасу стійкості від сходу колеса з рейки.

Одержані автором параметри показників безпеки руху були використані при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз за спеціальністю 10.11 «Дослідження обставин та механізму залізнично-транспортної пригоди», у випадку, коли однією з причин залізнично-транспортної пригоди є відступи від норм утримання рухомого складу та рейкової колії.

Провідний науковий співробітник
 лабораторії залізнично-транспортних
 досліджень Львівського НДІСЕ, д.т.н.

М.О. Кузін

Старший науковий співробітник
 лабораторії залізнично-транспортних
 досліджень Львівського НДІСЕ

О.Б. Ковальчук

Міністерство освіти і науки України

Дніпровський
національний університет
залізничного транспорту імені
академіка В. Лазаряна

Львівська філія

79052, м Львів, вул. Блажкевич, 12а
Тел.: (032) 226-01-47,
Тел.-факс: (0322) 67-04-86



Ministry of Education and Science of
Ukraine
DNIPRO
NATIONAL UNIVERSITY OF RAILWAY
TRANSPORT NAMED AFTER
ACADEMICIAN V. LAZARIAN

Lviv branch

79052, Lviv, Blazhkevych str., 12a
tel: +38 (032) 226-01-47,
fax+38 (032) 267-04-86

Директор Львівської філії
Дніпровського національного
університету залізничного
транспорту імені академіка
В. Лазаряна, к.т.н., доцент

"19" Березня 2019 р. № 21


Я.В. Болжеларський

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи асистента кафедри «Рухомий склад та колія» Львівської філії Кузишина Андрія Ярославовича на тему «Удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування» у навчальному процесі Львівської філії Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Теоретичні положення, сформульовані у дисертаційній роботі Кузишина Андрія Ярославовича «Удосконалення методів визначення основних динамічних показників моторвагонного рухомого складу на стадії проектування» впроваджені у лекційному курсі з дисципліни «Основи теорії коливань і стійкості руху засобів рухомого складу», яка викладається студентам заочної форми навчання за спеціальністю 273 – Залізничний транспорт.

Результати досліджень дозволяють студентам отримати уявлення про методи підвищення безпеки руху сучасного рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією.

Декан факультету Львівської філії
д.е.н., професор


В.І. Копитко

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Кузишина Андрія Ярославовича
«Удосконалення методів визначення основних динамічних показників
моторвагонного рухомого складу на стадії проектування»

м. Дніпро

«18» Березня 2019 р.

Цей акт складений про те, що у навчальному процесі Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені акад. В. Лазаряна при підготовці магістрів за спеціальністю «Залізничний транспорт» спеціалізації «Вагони та вагонне господарство» наукові та практичні результати, отримані в дисертації Кузишина А. Я., використовуються при викладанні дисципліни «Математичні методи та моделі в спеціальних задачах механіки вагонів», а також при виконанні магістерських робіт.

Завідувач кафедри
«Вагони та вагонне господарство»
к.т.н., д.і.н., доцент



С.С. Довганюк