

Український державний університет залізничного транспорту
Міністерство освіти і науки України

Український державний університет залізничного транспорту
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

РИБІН АНДРІЙ ВІКТОРОВИЧ

УДК 629.463:629.4.023.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖНИХ
ВАГОНІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАПОВНЮВАЧІВ В ЇХ
СКЛАДОВИХ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

А. В. Рибін

Науковий керівник

ЛОВСЬКА Альона Олександрівна
доктор технічних наук, доцент

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Рибін А В. Удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація за здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів (273 – залізничний транспорт). – Український державний університет залізничного транспорту, МОН України, Харків, 2021.

У дисертаційній роботі проведено дослідження динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з наповнювачами в хребтових балках. Актуальність роботи обумовлена тим, що внаслідок циклічності дії експлуатаційних навантажень має місце пошкодження несучих конструкцій вантажних вагонів та необхідність здійснення позапланових видів ремонту.

У Вступі наведено загальну характеристику дисертаційної роботи, визначено її актуальність, зв'язок із науковими темами, сформульовано мету, а також задачі досліджень, представлено практичну та наукову цінність роботи.

У першому розділі проведено огляд та аналіз досліджень з забезпечення міцності несучих конструкцій вантажних вагонів в експлуатації. Досліджено статистичні дані основних пошкоджень вантажних вагонів АТ “Укрзалізниця”. Встановлено, що найбільша кількість пошкоджень припадає на несучі конструкції вагонів. Найбільш пошкоджуваними складовими несучих конструкцій є рама. Проведено аналіз науково-технічних публікацій з питань визначення навантаженості та удосконалень несучих конструкцій вагонів. Здійснено патентний аналіз щодо удосконалень несучих конструкцій вантажних вагонів.

У другому розділі розглянуто особливості навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації. Визначено основні режими та схеми

навантажень несучих конструкцій вагонів. Досліджено найбільш неблагоприємні режими навантажень, які випробовує вагон. Проведено розрахунок на міцність основних типів вантажних вагонів. Визначено, що найбільш навантаженим вузлом несучої конструкції вагонів є рама. Встановлено, що циклічність дії навантажень на неї в умовах експлуатації зумовлює пошкодження вагонів та необхідність здійснення позапланових видів ремонту. Тому виникає необхідність створення заходів щодо забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів в експлуатації.

Третій розділ дисертаційної роботи присвячений дослідженню навантаженості несучих конструкцій вагонів з урахуванням використання наповнювачів в їх складових. Досліджено навантаженість типової несучої конструкції вагона з урахуванням використання наповнювачів в її складових. Розрахунок проведений стосовно напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ «КВБЗ». Встановлено, що з урахуванням застосування наповнювача в складових типової несучої конструкції вагона, які мають замкнений переріз, максимальні еквівалентні напруження в них зменшуються в інтервалі 12 – 38%.

Проведено розрахунок на втомну міцність рами напіввагона. Результати розрахунку довели, що втомна міцність несучої конструкції напіввагона з наповнювачем в його складових збільшується на 7 % у порівнянні з типовою конструкцією. Разом з цим збільшується тара вагона. Тому раціонально здійснювати використання наповнювача в найбільш навантажених елементах несучої конструкції, а саме – хребтовій балці.

Тому в роботі запропоновано заходи щодо удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах. Пропонується замість типових профілів, які використовуються у рамах вагонів, використання профілю, замкнутого перерізу. Визначено оптимальні параметри товщини стінок хребтової балки за критерієм мінімуму матеріалоемності. Здійснено розрахунок на міцність рами вагона з удосконаленою хребтовою балкою. Результати розрахунку на міцність підтвердили доцільність прийнятих рішень.

Досліджено доцільність удосконалення рами напіввагона шляхом впровадження в якості несучих елементів SIN-балок. Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу. Проведено розрахунок на міцність рами напіввагона. Результати розрахунку показали, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції рами не перевищують допустимі. Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона. При цьому оцінка ходу напіввагона є “відмінною”. Однак використання таких балок викликає складність проведення технологічних процесу ремонту та технічного обслуговування вагонів.

Для зменшення динамічної навантаженості рами вагона запропоновано використання наповнювачів в хребтових балках за умови їх виконання замкненого перерізу. З метою обґрунтування зазначеного рішення проведено математичне моделювання динамічної навантаженості при маневровому співударянні. До уваги прийнято наявність наповнювача з пружними, в’язкими та пружно-в’язкими властивостями. Результати проведеного розрахунку показали, що найбільш оптимальним з точки зору зниження динамічної навантаженості вагона та технологічності є використання наповнювачів з в’язкими або пружно-в’язкими властивостями. При використанні наповнювача з в’язкими властивостями максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $36,8 \text{ м/с}^2$. Дана величина прискорення на 4% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача.

Проведено комп’ютерне моделювання динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції при маневровому співударянні. Встановлено, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с^2 . Проведено верифікацію сформованих моделей динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. При цьому гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Четвертий розділ дисертаційної роботи присвячений обґрунтуванню створення концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Така конфігурація бокових стін дозволяє підвищити корисний об'єм кузова на 8% у порівнянні з вагоном-прототипом. Проведено визначення основних показників міцності несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають при I розрахунковому режимі (удар) та не перевищують допустимі. Розраховано основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають близько 0,4g та не перевищують допустимі. Хід руху напіввагона оцінюється як "відмінний". Проектний строк служби несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами складає не менше 32 років.

Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції концепту напіввагона з випуклими стінами запропоновано впровадження замкненої конструкції хребтової балки з наповнювачем. Результати розрахунків на міцність показали, що максимальні еквівалентна напруження виникають при I розрахунковому режимі (удар) та не перевищують допустимих. Отримана величина максимальних еквівалентних напружень на 7% нижча за ту, що розрахована для конструкції без наповнювача.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження наповнювачів в несучі конструкції вантажних вагонів досягається за рахунок скорочення витрат на позапланові види їх ремонтів. Економічний ефект виникає на шостий рік реалізації проекту та складає 2366,496 тис. грн. Економічний ефект наростаючим підсумком в останній рік розрахункового періоду дорівнює 10338,89 тис. грн.

В п'ятому розділі дисертаційної роботи проведено експериментальне дослідження міцності пустотілого стрижня замкненого перерізу, а також з наповнювачем для обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучої конструкції вагона. В якості дослідних зразків використано прямокутні пустотілі стрижня, а також з наповнювачем. При цьому використано методом

електричного тензометрування. Встановлено, що з урахуванням застосування наповнювача в стрижні зменшуються напруження, які виникають в ньому на 5,3% у порівнянні з конструкцією без наповнювача.

При цьому максимальні напруження, які виникають у наповнювачі знаходяться в діапазоні 2,89 – 3,04 МПа. Отримані результати сприятимуть створенню напрацювань щодо визначення оптимальних характеристик наповнювачів складових вагонних конструкцій.

Основні положення та рекомендації дисертаційної роботи передані з метою розгляду та подальшого впровадження у Філію Дарницький вагоноремонтний завод АТ “Укрзалізниця” (м. Київ). Також результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю 273 “Залізничний транспорт”, а також для слухачів факультету підвищення кваліфікації кадрів.

Ключові слова: транспортна механіка, залізничний транспорт, рухомий склад залізниць, вагони, несуча конструкція, навантаженість конструкції.

Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Lovskaya A., Rybin A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. № 3 P. 4 – 8. (видання індексується в базі Scopus).
2. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення навантаженості рами напіввагона із замкненою конструкцією хребтової балки. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. 2021. № 2 (21). С. 12 – 19.
3. Панченко С. В., Фомін О. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Павлюченков М. В., Рибін А. В. Обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію напіввагона. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*. 2021. №42. С. 174 – 183. doi: 10.31498/2225-6733.42.2021.240690
4. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В., Лебідь Г. О. Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. Том 32 (71). № 4, 2021. С. 255 – 259.
5. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження повздовжньої навантаженості вагона-платформи з наповнювачем в несучій конструкції. *Наукові вісті Далівського університету*. 2021. №21. doi: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-17>
6. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*. 2021. № 3 (93). С. 59 – 66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>

Публікації у виданнях інших держав:

7. Oleksij Fomin, Oleksandr Logvinenko, Oleksiy Burlutsky, Andriy Rybin. Scientific substantiation of thermal leveling for deformations in the car structure. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. No. 7 (4.3). P. 125 – 129. (видання індексується в базі Scopus).
8. Fomin O., Lovska A., Rybin A. Peculiarities of determination of strength of universal open wagon frame with girder beam of short-shaped profiles. *The scientific heritage*. 2021, No. 67. С. 44 – 50.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

9. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення доцільності використання наповнювачів в несучій конструкції напіввагона. Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту». (Харків – Миргород, 23 – 24 вересня). Харків – Миргород, 2021. С. 77 – 78.
10. Panchenko S., Fomin O., Vatulia G., Ustenko O., Lovska A., Rybin A., Voloshyna L. Determination of loading of a hopper car with an improved design of the spine beam. VIRTUAL INTERNATIONAL CONFERENCE “IN-SERVICE DAMAGE OF MATERIALS, ITS DIAGNOSTICS AND PREDICTION”. (Ternopil, October 11 – 13). Ternopil, 2021. P. 10.
11. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності рами напіввагона з замкненою конструкцією хребтової балки. *III International Scientific and Practical Conference: SCIENCE, EDUCATION, INNOVATION: TOPICAL ISSUES AND MODERN ASPECTS*. (Tallinn, June 25-26). Tallinn, 2021. P. 255 – 257.
12. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Особливості визначення динамічних навантажень, які діють на кузов напіввагона з наповнювачем в хребтовій балці. IV Международная научно-практическая конференция “THEORY AND PRACTICE OF SCIENCE: KEY ASPECTS”. (Рим, 19-20 июля). Рим, 2021. P. 396 – 399.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

13. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Substantiation of improvements for the bearing structure of an open car when unloading with grab bucket. III International Scientific and Practical Conference: GLOBAL AND REGIONAL ASPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT. (Denmar, May 4-5). Denmar, 2021. P. 545 – 547.
14. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона з пружно-фрикційною хребтовою балкою. Міжнародна науково-практична конференція «НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ». (Прага, 12–13 березня). Прага, 2021. С. 220 – 223.
15. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Improving to a passenger car body to ensure reliability of its fastening on a railway ferry. VIII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ: SCIENTIFIC HORIZON IN THE CONTEXT OF SOCIAL CRISES. (Токуо, 11-12 квітня). Токуо, 2021. P. 595 – 597.
16. Піввагон із гофробалками в несучій конструкції: пат. 149128 України, МПК (2006) B61D 3/00. u202102610; заявл. 18.05.21; опубл. 21.10.21, Бюл. № 42/2021.

ANNOTATION

Rybin A.V. Improved bearing structures of freight cars by means of fillers in their components. – Qualification scientific work – manuscript copyright.

Thesis for a Candidate of Technical Sciences in Specialty 05.22.07 – Rolling Stock of Railways and Train Traction (273 – Railway Transport).– Ukrainian State University of Railway Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The thesis deals with the research into the dynamic loading and the strength of the bearing structures of main types of freight cars with fillers in their center sills. The relevance of research is conditioned by the cyclic character of the operational loads that cause failures in the bearing structures of freight cars, which require out-of-schedule repairs.

The Introduction part presents the general overview of the thesis, the relevance of research, connection to other scientific problems; it also describes the purpose and tasks of the research, and its practical and scientific value.

Part One gives an overlook and analysis of the research into the strength of the bearing structures of freight cars in operation. It is based on the statistical data of main failures in the freight cars owned by Ukrainian Railways (UZ). It was found that most of failures have occurred in the bearing structures of freight cars. And the frame is the most vulnerable component. It also presents the analysis of scientific and technical papers on the determination of loads and improvements in the bearing structures of freight cars; the patent analysis of the improvements is also given.

Part Two describes special aspects of the loading on the bearing structures of freight cars in operation and the main operational modes and loading diagrams.

The most unfavorable loading modes for a freight car were also studied. The strength calculation was made for main types of freight cars. It was found that the most loaded component of the bearing structure is the frame. The cyclic loads on the frame in operation cause damage of cars that requires out-of-schedule repairs. Therefore,

there is a need to develop means to provide the strength of the bearing structures of freight cars in operation.

Part Three deals with the research into the loading on the bearing structures of freight cars with fillers in their components. It was conducted for the standard bearing structure with filler in its components. The calculation was made for a standard 12-757 open car manufactured by Kryukiv Car Building Works. It was found that when filled applied the maximum equivalent stresses in the closed-section components of the bearing structure were 12 – 38% lower.

The fatigue strength calculation for the frame of the open car was also made. The results demonstrated that the fatigue strength of the bearing structure of the open car with filler in its components increased by 7% in comparison with that for the standard structure. The tare weight was also increased. Thus, it is efficient to apply filler in the most loaded components of the bearing structure, in particular, the center sill.

It has been suggested that the loads during the operational modes should be reduced through improvements in the center sill of a freight car. Thus, the standard profiles, used for car frames, should be replaced with closed-section profiles. The research also presents the optimal parameters of the thickness of the center sill sides by the criterion of minimum material capacity. The strength calculation of the car frame with the improved center sill is also presented. And the results of this calculation proved the efficiency of the solutions.

The research also deals with improvements for an open car frame through the use of SIN-beams as the bearing elements. This decreased the mass by 6% in comparison with the mass of the prototype car. The frame of this open car was calculated for the strength. The results obtained demonstrated that the maximum equivalent stresses in the bearing structure of the frame did not exceed the allowable values. The basic dynamic characteristics of the open car were also determined. The movement of this open car was estimated as excellent. However the application of these beams requires complicated technological repairs and maintenance.

The dynamic loading in the frame of an open car can be decreased by means of

fillers in the closed-section center sills. It was substantiated with the mathematical modeling of the dynamic loading during a shunting impact. The calculation was made for elastic, viscous and elastic-viscous fillers. The results of this calculation demonstrated that the application of viscous or elastic-viscous fillers was the most efficient technological solution for decreasing the dynamic loading and improving the performance of the freight car. With viscous filler applied the maximum accelerations on the bearing structure of the open car were 36.8 m/s^2 . This value is 4% lower than that obtained for the bearing structure without filler.

The dynamic loading on the bearing structure of the open car with filler during a shunting impact was also studied with the computer modeling. It was found that the maximum accelerations were concentrated in the middle part of the open car frame; they were about 38 m/s^2 . The models of dynamic loading on the open car with filler in the bearing structure were verified. And the hypothesis on adequacy was not rejected.

Chapter Four presents the substantiation of the concept of the bearing structure of an open car with convex walls. This configuration can improve the useful capacity of the body by 8% in comparison with that for the prototype car. The basic dynamic characteristics of the bearing structure of an open car with convex walls were determined. It was found that the maximum equivalent stresses occurred in the bearing structure of an open car during Design Mode I (impact), and they did not exceed the allowable values. The basic dynamic characteristics of the bearing structure of an open car with convex sidewalls were also calculated. The maximum accelerations were about $0.4g$; they did not exceed the allowable values. And the movement was estimated as excellent. The design service life of the bearing structure of an open car with convex sidewalls car was calculated as no less than 32 years.

The dynamic loading on the bearing structure of the open car concept with convex walls can be decreased with the application of closed-section beams with fillers for the center sill. The results of the strength calculation demonstrated that the maximum equivalent stresses occurred in Design Mode I (impact); they did not

exceed the allowable values. The value of maximum equivalent stresses obtained was 7% lower than that obtained for the bearing structure without filler.

The cost-benefit analysis from the application of fillers in the bearing structures of freight cars demonstrated that the efficiency could be improved through lower costs of out-of-schedule repairs. The economic effect can be achieved at the 6th year of the project implementation and it can amount to 2,366,496 hrn. The cumulative economic impact in the final year of the project implementation can be estimated as 10,338,890 hrn.

Part Five presents the experimental research into the strength of an empty closed-section beam and a beam with filler; the results were used for substantiation of the solutions on improvements in the car structure. The tests were conducted for box-section empty beams and beams with filler by means of the method of electrical strain measurement.

It was found that the application of filler in the beam could decrease the stresses by 5.3% in comparison with those occurred in a beam without filler.

The maximum stresses in the filler were in a range of 2.89 – 3.04 MPa. The results obtained can be used by those who are concerned about the determination of the optimal characteristics of fillers for the components of car structures.

The main statements and recommendations presented in the research were submitted to Darnitsky Rail Car Repair Works (UZ, Kiev) for further manufacturing application. The results of the thesis are also used in the Bachelor's and Master's programs for Specialty 273 "Railway Transport" and for students of advanced training courses in Ukrainian State University of Railway Transport.

Keywords: transport mechanics, railway transport, rolling stock of railways, bearing structure, structural loading.

The list of author's publications

Journals where basic scientific results of the thesis has been published

1. Lovskaya A., Rybin A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. № 3 P. 4 – 8. (видання індексується в базі Scopus).
2. Lovska A. O., Fomin O. V., Rybin A. V. Determination of the load of the gondola frame with a closed structure of the spine beam. *Collection of scientific works of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding*. 2021. № 2 (21). P. 12 – 19.
3. Panchenko S. V., Fomin O. V., Vatulia G. L., Lovska A. O., Pavlyuchenkov M. V., Rybin A. V. Rationale for the introduction of SIN-beams in the load-bearing structure of the gondola. *Bulletin of the Azov State Technical University. Series: Technical Sciences*. 2021. №42. P. 174 – 183. doi: 10.31498 / 2225-6733.42.2021.240690
4. Lovska A. A., Fomin O. V., Rybin A. V., Lebid G. O. Determination of the dynamic load of a gondola car with a closed spine beam filled with filler. *Scientific notes of Tavriya National University named after V. I. Vernadsky. Series: Technical Sciences*. Volume 32 (71). № 4, 2021. P. 255 – 259.
5. Fomin O. V., Lovska A. O., Rybin A. V. Investigation of the longitudinal load of the platform car with filler in the load-bearing structure. *Scientific news of Daliv University*. 2021. №21. doi: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-17>
6. Lovska A. O., Fomin O.V., Rybin A.V. Investigation of the dynamic load of the load-bearing structure of a gondola car with an elastic-viscous filler in the spine beam. Science and progress of transport. *Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*. 2021. № 3 (93). P. 59 – 66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>

Publications in other countries

7. Oleksij Fomin, Oleksandr Logvinenko, Oleksiy Burlutsky, Andriy Rybin. Scientific substantiation of thermal leveling for deformations in the car structure. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. No. 7 (4.3). P. 125 – 129. (видання індексується в базі Scopus).
8. Fomin O., Lovska A., Rybin A. Peculiarities of determination of strength of universal open wagon frame with girder beam of short-shaped profiles. *The scientific heritage*. 2021, No. 67. С. 44 – 50.

Proceedings that certify an approvement of thesis materials

9. Lovska A. A., Fomin O.V., Rybin A.V. Determination of the feasibility of using fillers in the load-bearing structure of the gondola. Proceedings of the first international scientific and technical conference "Progressive technologies of vehicles". (Kharkiv – Myrhorod, September 23-24). Kharkiv – Myrhorod, 2021. P. 77 – 78.
10. Panchenko S., Fomin O., Vatulia G., Ustenko O., Lovska A., Rybin A., Voloshyna L. Determination of loading of a hopper car with an improved design of the spine beam. VIRTUAL INTERNATIONAL CONFERENCE "IN-SERVICE DAMAGE OF MATERIALS, ITS DIAGNOSTICS AND PREDICTION". (Ternopil, October 11 – 13). Ternopil, 2021. P. 10.
11. Fomin O. V., Lovska A. A., Rybin A. V. Investigation of dynamic loading and strength of a gondola frame with a closed structure of the spine beam. *III International Scientific and Practical Conference: SCIENCE, EDUCATION, INNOVATION: TOPICAL ISSUES AND MODERN ASPECTS*. (Tallinn, June 25-26). Tallinn, 2021. P. 255 – 257.
12. Lovska A. A., Fomin O. V., Rybin A. V. Features of determining the dynamic loads acting on the body of a gondola car with a filler in the spine. IV International Scientific and Practical Conference "THEORY AND PRACTICE OF SCIENCE: KEY ASPECTS". (Rome, July 19-20). Rome, 2021. P. 396 – 399.

Scientific works that additionally reflect scientific dissertation results

13. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Substantiation of improvements for the bearing structure of an open car when unloading with grab bucket. III International Scientific and Practical Conference: GLOBAL AND REGIONAL ASPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT. (Denmar, May 4-5). Denmar, 2021. P. 545 – 547.
14. Fomin O. V., Lovska A. O., Rybin A. V. Investigation of dynamic loading and strength of the load-bearing structure of a covered car with an elastic-friction spine beam. International scientific-practical conference "SCIENCE, TECHNOLOGY AND TECHNOLOGIES: CURRENT ISSUES AND RESEARCH". (Prague, March 12-13). Czech Republic, Prague, 2021. P. 220 – 223.
15. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Improving to a passenger car body to ensure reliability of its fastening on a railway ferry. VIII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ: SCIENTIFIC HORIZON IN THE CONTEXT OF SOCIAL CRISES. (Tokyo, 11-12 квітня). Tokyo, 2021. P. 595 – 597.
16. Gondola car with corrugated beams in the load-bearing structure: US Pat. 149128 Ukraine, IPC (2006) B61D 3/00. u202102610; declared 18.05.21; publ. 21.10.21, Bull. № 42/2021.

ЗМІСТ

ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ	19
Вступ	20
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	26
1.1 Дослідження статистичних даних пошкоджень несучих конструкцій вагонів в експлуатації	26
1.2 Аналіз науково-технічних публікацій з питань визначення навантаженості та удосконалень несучих конструкцій вагонів	31
1.3 Патентний аналіз щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів	39
1.4 Висновки до розділу 1	48
РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	50
2.1 Визначення основних режимів та схем навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації	50
2.2 Визначення навантаженості несучої конструкції вагона при основних експлуатаційних режимах	54
2.3 Висновки до розділу 2	64
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ З УРАХУВАННЯМ ВИКОРИСТАННЯ НАПОВНЮВАЧІВ В ЇХ СКЛАДОВИХ	66
3.1 Дослідження доцільності використання наповнювачів в складових несучої конструкції вагона	66
3.2 Удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах	80
3.3 Обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію вагона	91
3.4 Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем	95
3.5 Висновки до розділу 3	113

РОЗДІЛ 4 ОБГРУНТУВАННЯ СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАПІВВАГОНА З ВИПУКЛИМИ СТІНАМИ	117
4.1 Особливості концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами	117
4.2 Визначення основних показників динаміки несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами	122
4.3 Визначення навантаженості несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами з наповнювачем в хребтовій балці	127
4.4 Розрахунок економічної ефективності впровадження запропонованих заходів	130
4.5 Висновки до розділу 4	139
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПУСТОТІЛИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАМКНЕНОГО ПЕРЕРІЗУ, А ТАКОЖ З НАПОВНЮВАЧЕМ	141
5.1 Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану пустотілих елементів замкненого перерізу	141
5.2 Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану пустотілих елементів замкненого перерізу з наповнювачем	150
5.3 Висновки до розділу 5	164
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	166
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	170
Додаток А Акти про впровадження результатів дисертації	185
Додаток Б Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації	190
Додаток В Результати розрахунку на міцність стрижнів замкненого перерізу	193

ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Втомна міцність (опір втомі) – властивість матеріалу не руйнуватися з часом під дією робочих навантажень.

Динамічна навантаженість – процес, що характеризується швидкою зміною в часі значень, напрямків або точок (зон) прикладання динамічних навантажень і виникнення в елементах конструкції динамічних сил.

Інноваційна конструкція вагона – несуча конструкція вагона, яка дозволяє при серійному впровадженні досягти значного економічного ефекту та підвищену ефективність експлуатації рухомого складу.

Концепт — інноваційна ідея, що містить в собі творчий сенс.

Міцність – властивість матеріалу чинити опір руйнуванню під дією напружень, що виникають під впливом зовнішніх сил.

Модуль вагона – конструктивно закінчена складова вагону, призначена для реалізації цільових і/або забезпечуючих функцій.

Напружений стан – сукупність нормальних та дотичних напружень, що виникають на різних майданчиках, які проходять через дану точку.

Несуча конструкція вагону – сукупність конструкційних елементів, що сприймають основні навантаження в експлуатації.

Пошкодження вагона – подія, що полягає в порушенні справного стану вагону при збереженні працездатного стану.

Проектний строк служби вагона – це період, протягом якого вагон за належного утримання може виконувати передбачені проектом функції, а рівень безпеки при цьому не знижується нижче показників, встановлених правилами експлуатації.

Строк служби вагона – календарна тривалість експлуатації вагона від початку експлуатації або її відновлення після ремонту, або модернізації до переходу до граничного стану.

ВСТУП

Актуальність теми. Забезпечення конкурентоспроможності залізничної галузі зумовлює необхідність створення та впровадження в експлуатацію сучасних конструкцій рухомого складу. При створенні такого рухомого складу важливим є урахування технічних рішень, які сприятимуть покращенню його техніко-економічних, експлуатаційних, а також екологічних показників.

Аналіз статистичних даних пошкоджень вантажних вагонів АТ “Укрзалізниця” за останні роки свідчить, що значна кількість пошкоджень, близько 68%, припадає на їх несучі конструкції. Найбільш навантаженим вузлом несучих конструкцій вантажних вагонів є рама. Основне повздовжнє навантаження, яке діє на раму при експлуатаційних режимах сприймає хребтова балка. Внаслідок циклічності дії повздовжніх навантажень на хребтову балку можуть мати місце поява тріщин, деформацій та інших її пошкоджень. Така обставина викликає необхідність здійснення позапланових видів ремонту вагонів, додаткових витрат на їх утримання в експлуатації або взагалі виключення з інвентарного парку. Крім того, дані пошкодження можуть впливати на екологічність та безпеку перевезень вантажів залізничним транспортом. Тому актуальним постає питання удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів для забезпечення міцності при найбільш несприятливих експлуатаційних режимах навантаження.

Зважаючи на згадане, дисертаційна робота присвячена питанням удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових. Це дозволить знизити матеріалоємність вагонів, покращити показники міцності при експлуатаційних режимах навантаження, збільшити термін служби та зменшити витрати на їх утримання.

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами та темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності з Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року (від 30 травня 2018 р. № 430-р),

Стратегічними пріоритетними напрямками інноваційної діяльності на 2011-2021 роки.

Дослідження за темою дисертаційної роботи проводились дисертантом при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт: «Фундаментальні основи створення адекватно-спрямованого напружено-деформованого стану мультифункціональних модулів вагоноконструкцій з можливостями перспективного широкого машинобудівного застосування» (№ДР 0119U100437) та «Розроблення науково-технічних рішень проблеми забезпечення високошвидкісного руху поїздів комбінованого транспорту на залізницях України» (№ДР 0120U102133) у яких автор був виконавцем.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових.

Для досягнення поставленої мети вирішені такі наукові завдання:

- проаналізувати наукові дослідження з удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів для забезпечення їх міцності в експлуатації;
- дослідити особливості навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації;
- дослідити навантаженість типової несучої конструкції вагона з урахуванням використання наповнювачів в складових, що мають замкнений переріз;
- запропонувати заходи щодо удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах;
- сформувати математичну модель для визначення динамічної навантаженості вагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем;
- провести теоретичне обґрунтування створення концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами;

- провести експериментальне дослідження міцності пустотілої балки замкнутого перерізу, а також з наповнювачем для обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучої конструкції вагона;

- провести техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів.

Об'єкт дослідження – процеси виникнення, сприйняття та перерозподілу навантажень в несучих конструкціях вантажних вагонів з наповнювачами в їх складових.

Предмет дослідження – закономірності функціонування несучих конструкцій вантажних вагонів з наповнювачами в їх складових.

Методи дослідження. При виконанні дисертаційної роботи здобувачем використовувалися такі теорії та методи досліджень: сучасні методи математичної статистики при визначенні основних пошкоджень несучих конструкцій вагонів при експлуатаційних режимах; метод Лагранжа II роду при дослідженні динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів; метод скінчених елементів при визначенні основних показників міцності та комп'ютерному моделюванні динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів при експлуатаційних режимах; метод Фішера для верифікації сформованих моделей динамічної навантаженості; метод математичного планування експерименту при визначенні оптимальних параметрів товщини стінок хребтових балок вантажних вагонів; сучасні методи експериментальних досліджень при визначенні навантаженості пустотілих балок замкнутого перерізу, а також з наповнювачем; метод визначення проектного строку служби для визначення проектного строку служби удосконалених несучих конструкцій вагонів.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- проведено формалізацію задачі оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності товщини стінки хребтової балки вагона замкнутого перерізу;

- отримано залежності динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів з пружним, в'язким та пружно-в'язким наповнювачами в хребтовій балці замкненого перерізу при найбільш несприятливих експлуатаційних режимах навантажень, зокрема маневрових співударяннях.

Дістали подальший розвиток:

- доопрацьовано математичну модель динамічної навантаженості несучої конструкції вагона при дії повздовжньої сили на нього з урахуванням застосування наповнювачів з пружними, в'язкими та пружно-в'язкими характеристиками в хребтовій балці. Модель дозволяє отримати динамічне навантаження, яке діє на несучу конструкцію вагона при маневровому співударянні;

Удосконалено:

- метод проектування несучих конструкцій вагонів, зокрема, обґрунтовано доцільність створення напіввагонів з випуклими стінами та використання наповнювачів в хребтових балках основних типів вантажних вагонів замкненого перерізу.

Практичне значення отриманих результатів.

- сформовані скінчено-елементні моделі вантажних вагонів з хребтовими балками замкненого перерізу, заповнених наповнювачами, які дозволяють визначити їх динамічну навантаженість, а також міцність при експлуатаційних режимах та можуть бути використані при проведенні відповідних науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт;

- удосконалено та запатентовано напіввагон із гофробалками в несучій конструкції – патент України 149128;

- запропоновані доповнення нормативного документу ДСТУ 7598-2014 “Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)”, шляхом впровадження в нього особливостей розрахунків несучих конструкцій вантажних вагонів з наповнювачами в хребтових балках;

- основні положення та рекомендації дисертаційної роботи передані з метою розгляду та подальшого впровадження у Філію Дарницький вагоноремонтний завод АТ “Укрзалізниця” (м. Київ). Також результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю 273 “Залізничний транспорт”, а також для слухачів факультету підвищення кваліфікації кадрів.

Особистий внесок здобувача. Усі результати дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримані особисто здобувачем або за його безпосередньої участі. У роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить:

- аналіз особливостей навантаженості несучих конструкцій вагонів при експлуатаційних режимах – [1, 13 – 15];

- створення скінчено-елементних моделей несучих конструкцій вантажних вагонів та проведення розрахунку на міцність при основних експлуатаційних режимах – [2 – 6, 8, 10, 13];

- аналіз заходів щодо удосконалення процесу ремонту складових вантажних вагонів – [7];

- створення закономірностей динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з наповнювачем в хребтовій балці – [9, 11, 12];

- пошук аналогів вагонів та формування заявки на корисну модель [16].

Апробація результатів дисертації. Основні матеріали результатів дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали схвалення на 7 наукових конференціях:

- Першій міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології засобів транспорту», Український державний університет залізничного транспорту, УкрДУЗТ, 2021. (Україна, м. Харків – Миргород);

- VIRTUAL INTERNATIONAL CONFERENCE “IN-SERVICE DAMAGE OF MATERIALS, ITS DIAGNOSTICS AND PREDICTION””, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2021. (Україна, м. Тернопіль);

- III International Scientific and Practical Conference: SCIENCE, EDUCATION, INNOVATION: TOPICAL ISSUES AND MODERN ASPECTS, 2021 (Естонія, м. Талін);

- IV Международная научно-практическая конференция “THEORY AND PRACTICE OF SCIENCE: KEY ASPECTS”, 2021 (Італія, м. Рим);

- III International Scientific and Practical Conference: GLOBAL AND REGIONAL ASPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT, 2021 (Dania, Denmark);

- Міжнародній науково-практичній конференції «НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ», 2021 (Чеська Республіка, Прага);

- III МІЖНАРОДНІЙ НАУКОВО-ПРАКТИЧНІЙ КОНФЕРЕНЦІЇ: SCIENTIFIC HORIZON IN THE CONTEXT OF SOCIAL CRISES, 2021 (Japan, Tokyo).

В повному обсязі результати дисертаційної роботи доповідались та були схвалені на розширеному семінарі кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту за участю членів спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень опубліковані в 16 наукових працях, в тому числі: 6 статтях в наукових фахових виданнях України; 2 наукових статтях, що індексуються наукомеричною базою даних SCOPUS, зокрема, 1 з яких опублікована в виданні іншої держави; 4 працях апробаційного характеру та 4 додаткових працях, серед них 1 патент на корисну модель України.

Структура і обсяг роботи. Дисертація має вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел зі 135 найменувань та 3 додатки. Повний обсяг дисертації складає 194 сторінки, в тому числі 118 сторінок основного тексту, 40 таблиць, 102 рисунки, 10 сторінок додатків.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Дослідження статистичних даних пошкоджень несучих конструкцій вагонів в експлуатації

Головною умовою ефективної та безперебійної роботи транспортної галузі є злагоджена експлуатація окремих її складових. Залізничний транспорт вже тривалий час є найважливішою складовою транспортної галузі. Для забезпечення ефективності його функціонування важливим є впровадження в експлуатацію рухомого складу з покращеними техніко-економічними показниками. Досягти цього можливо шляхом врахування принципово нових рішень при проектуванні рухомого складу. Ці рішення повинні бути спрямовані на зменшення навантаженості рухомого складу, підвищення ресурсу експлуатації, підвищення швидкостей руху в завантаженому та порожньому станах, зменшенню витрат на утримання тощо.

Станом на серпень 2021 р. власний парк вантажних вагонів УЗ налічує 200238 вагонів. Розподілення вагонів за типами наведено на рисунку 1.1. Привалуючий відсоток вагонів становлять напіввагони – 51,5% (103227 вагонів). До інших типів вагонів віднесені всі типи вагонів хоперів, вагони-думпкари тощо.

Розподілення типів вагонів за середніми роками побудови наведено на рисунку 1.2. Отже середній рік побудови вагонів знаходиться в інтервалі 1989 – 2001 рр.

При цьому нормативний середній строк служби критих вагонів, вагонів-платформ та вагонів-цистерн складає 32 роки, напіввагонів – 22 роки, а рефрижераторних вагонів – 25 років.

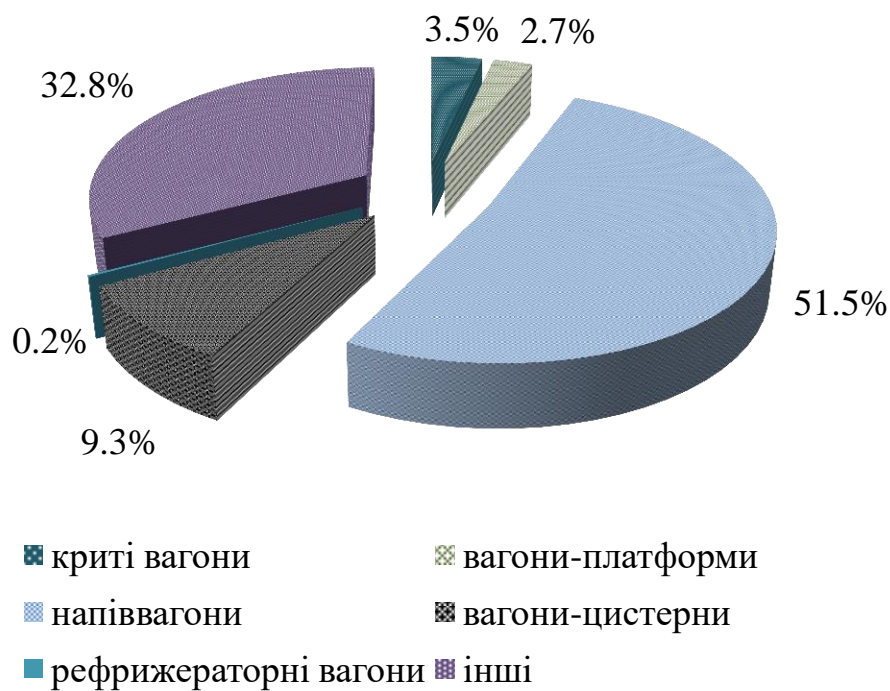


Рисунок 1.1 – Розподілення загального парку вагонів за типами

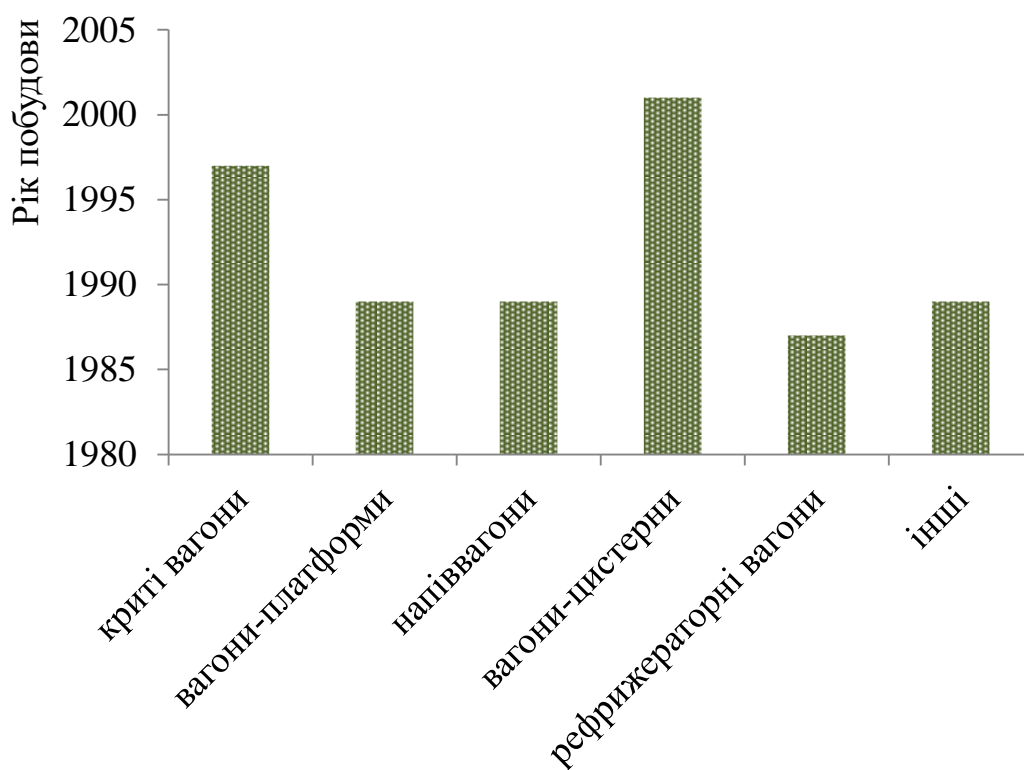


Рисунок 1.2 – Розподілення типів вагонів за середніми роками побудови

Важливо сказати, що експлуатований вагонний парк має значний відсоток зносу. Наприклад, криті вагони мають 75,88% зносу, напіввагони – 94,67%, а рефрижераторні вагони – 100%.

Значна кількість вагонів має продовжений термін служби (вичерпаний чи не вичерпаний). Відповідні дані наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Дані щодо продовження терміну служби експлуатованого парку вантажних вагонів

	Тип вагона				
	Криті вагони	Вагони-платформи	Напіввагони	Вагони-цистерни	Рефрижераторні вагони
Всього вагонів	7070	5365	103227	18538	458
Термін служби вичерпаний, продовження не було	3410	1511	5726	5089	48
Продовжений термін служби вичерпаний	113	55	30589	3118	243
Продовжений термін служби не вичерпаний	1302	654	12275	3364	167

З таблиці 1.1 видно, що найбільша кількість вагонів, які мають вичерпаний або продовжений терміни служби є напіввагони. Це пояснюється найбільшою затребуваністю даного типу вагона в експлуатації та нестачею вагонів для здійснення потреб у перевезеннях вантажів.

За аналізом статистичних даних, отриманих на підставі обробки даних ПЮЦ УЗ, визначено пошкодження основних типів вантажних вагонів, які відчеплювалися до поточного ремонту. Аналіз проведений за даними 2020 р.

Пошкодження вагонів за вузлами наведено на рисунку 1.3. Найбільший відсоток пошкоджень припадає на несучі конструкції – 67,6%.

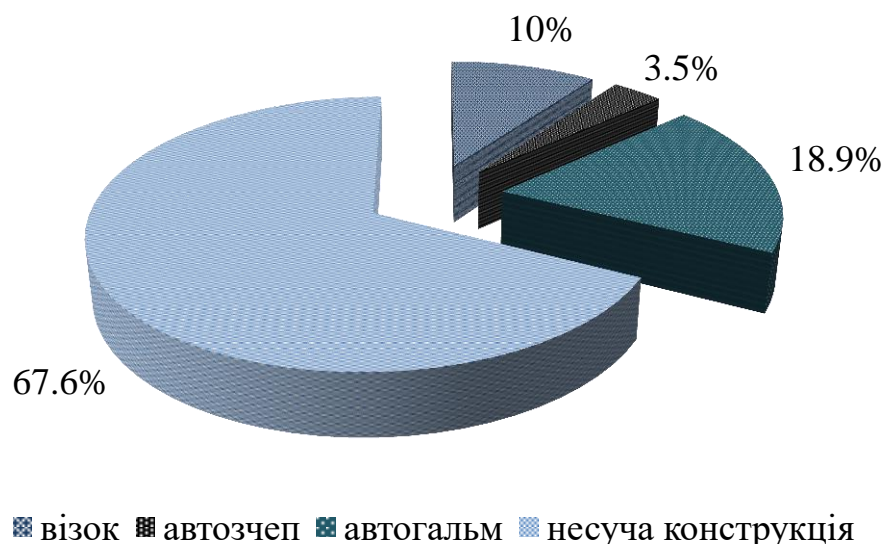


Рисунок 1.3 – Пошкодження вантажних вагонів за вузлами

Основні пошкодження несучих конструкцій вагонів припадають на складові кузовів та рам. Здебільшого це пошкодження кришок розвантажувальних люків напіввагонів, балок рам, стійок, обв'язок, дверей, даху, елементів котлів тощо (тріщини, вм'ятини, згини, обриви та ін.). До інших пошкоджень віднесені несправності зливних приладів вагонів-цистерн, послаблення хомути в зоні взаємодії з рамою, злам порогу двері, відсутність фітингових упорів на вагонах-платформах тощо.

Одним з найбільш навантажених елементів несучих конструкцій вагонів є хребтова балка рами, яка постійно знаходиться під впливом вертикальних та повздовжніх навантажень. У зв'язку з цим мають місце такі пошкодження хребтової балки як тріщини, обрив зварювальних швів, деформації, перекиї тощо (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 – Пошкодження рами вагона

а), в) тріщина в хребтовій балці; б) обрив зварювального шва;
г) відрив шворневої балки

У зв'язку з цим важливим є створення заходів щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів з метою зменшення їх динамічної навантаженості при експлуатаційних режимах навантаження.

1.2 Аналіз науково-технічних публікацій з питань визначення навантаженості та удосконалень несучих конструкцій вагонів

Наукові школи провідних закладів вищої освіти та науково-дослідних установ приділяють велику увагу питанням удосконалення конструкцій сучасного та інноваційного рухомого складу. Це вчені та дослідники Українського державного університету залізничного транспорту (УкрДУЗТ), Державного університету інфраструктури та технології (ДУІТ), Дніпровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ), Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (УкрНДІВ), Філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» акціонерного товариства «Укрзалізниця» (НДКТІ), Східноукраїнського національний університет ім. В. Даля (СНУ ім. В. Даля), Всесоюзного науково-дослідного інституту залізничного транспорту (ВНДІЗТ), Білоруського державного університету транспорту (БілДУТ) та ін.

Питання визначення навантаженості, міцності та удосконалень вантажних вагонів висвітлені у працях: П. С. Анісімова, О. Є. Афанасьєва, Є. П. Блохіна, О. А. Битюцького, Г. І. Богомаза, Ю. П. Бороненка, В. М. Бубнова, Т. В. Бутько, Г. Л. Ватулі, Р. І. Візняка, М. Ф. Веріго, С. В. Вершинського, К. В. Герасимова, В. Ф. Головка, А. П. Горбенка, М. І. Горбунова, В. Л. Горобця, В. М. Данилова, В. Г. Дановича, Р. Ю. Дьоміна, Ю. В. Дьоміна, Г. І. Ігнатенкова, М. Б. Кельріха, В. В. Кобіщанова, В. М. Котуранова, М. Л. Коротенка, С. А. Костриці, М. М. Кудрявцева, В. А. Лазаряна, А. О. Ловської, В. П. Лозбинева, В. В. Лукіна, Л. А. Манашкіна, І. Е. Мартинова, В. Г. Маслієва, В. І. Мороза, І. Г. Морчиладзе, Л. А. Мурадяна, С. В. Мямліна, Є. М. Никольського, Л. М. Никольського, С. В. Панченка, Г. І. Петрова, В. С. Плоткіна, А. В. Путятю, Ю. С. Ромена, М. М. Соколова, В. Ф. Ушкалова, В. М. Філіпова, О. В. Фоміна, О. О. Хохлова, В. Д.

Хусідова, Л. А. Шадура, П. В. Шевченка, В. В. Шевченка, І. І. Челнокова, Г. Ю. Черняк та ін.

Важливо сказати, що подальший розвиток питань удосконалень несучих конструкцій вантажних вагонів при експлуатаційних режимах навантажень з метою забезпечення їх міцності та скорочення витрат на утримання є досить важливою та актуальною задачею.

Забезпечення конкурентоспроможності залізничної галузі на ринку транспортних перевезень зумовлює необхідність впровадження в експлуатацію інноваційних конструкцій рухомого складу. У роботах [86, 114] авторами змістовно описано, що для підвищення ефективності експлуатації вагонів важливим є використання нових нетривіальних технічних рішень при їх проектуванні, які сприятимуть зменшенню динамічної навантаженості в експлуатації, покращенню міцності, надійності та забезпеченню безпеки руху.

Передумови для збільшення частки ринку залізничних вантажних перевезень висвітлюються у роботі [116]. Наведені міркування, які повинен враховувати сучасний залізничний транспорт. Особливу увагу приділено припущенням про впровадження інноваційних конструкцій вагонів та сферах їх впливу. Однак при цьому у роботі не оговорені вимоги щодо проектування сучасного рухомого складу.

Велика кількість робіт присвячена удосконалению несучих конструкцій вагонів для забезпечення їх міцності в експлуатації. Так, заходи щодо удосконалень несучої конструкції вантажного вагона для забезпечення його міцності в експлуатації висвітлені у роботах [108, 126]. Наведені результати розрахунків на міцність несучої конструкції вагона. Важливо сказати, що дані заходи доцільно застосовувати для вантажних вагонів несуча конструкція яких представлена рамою.

Удосконалень несучих конструкцій вагонів для покращення їх техніко-економічних показників проводиться в роботі [129]. Для зменшення тари запропоновано використання магнієвих сплавів в їх несучих конструкціях. Однак при цьому в роботі відсутні результати обґрунтування використання

магнієвих сплавів в несучих конструкціях напіввагонів для покращення їх міцності при експлуатаційних режимах навантаження.

Теоретично-експериментальні дослідження присвячені визначенню динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації висвітлюються у роботах [25, 128, 132]. Авторами до уваги в першу чергу приймаються випробування вагонів при маневрових співударяннях, як найбільш навантаженому режимі експлуатації.

Напрямки покращення техніко-економічних показників та динамічних властивостей несучих систем вантажного рухомого складу розглянуті у публікації [109]. При цьому вантажний вагон розглядається автором як ідеальний, що характеризується показниками й параметрами, які забезпечують перевезення максимуму вантажу з мінімальними експлуатаційними витратами. Питанню визначення динамічної навантаженості вагона в даній роботі уваги не приділяється.

Заходи щодо зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів для підвищення ефективності їх експлуатації наведені у роботах [110, 119]. Авторами сформовані математичні моделі, які дозволяють отримати уточнені значення динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції вагонів. Запропоновані конструкційні удосконалення несучих конструкцій вагонів. Важливо сказати, що дані рішення спрямовані на забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів, а не зменшення їх тари.

Як відзначається у роботах [82 – 85, 87, 88, 92] одним із найважливіших техніко-економічних показників вагонів є їх матеріалоемність (тара), зниження якої є одним із пріоритетних напрямків удосконалення конструкції. В роботах обґрунтовується доцільність застосування в якості складових елементів конструкції вагонів порожнистих профілів круглого, прямокутного та шестигранного перерізу. При розрахунку їх параметрів використовується метод оптимізації за резервами міцності, що дозволяє зменшити матеріалоемність (тару) вагонів у порівнянні з базовими моделями вагонів. При цьому увага приділена основним типам вантажних вагонів, що використовуються на

залізницях України. Однак авторами не приділяється уваги використанню наповнювачів в складових елементах запропонованих профілів для зменшення їх навантаженості.

В публікації [76] обґрунтовано застосування універсального профілю для хребтової балки вагона. Даний профіль має С-подібну конфігурацію. Наведені результати розрахунку на міцність, які підтвердили доцільність запропонованих рішень. Важливо сказати, що заходів щодо зменшення динамічної навантаженості рами напіввагона при цьому не запропоновано.

Дослідження міцності та втоми зварної несучої конструкції кузова вагона проводиться у роботі [102]. Визначено причини виникнення дефектів у конструкційних елементах кузова вагона. Також обґрунтовано застосування раціональної конструкції рами напіввагона шляхом комп'ютерного моделювання. Наведені результати розрахунку на міцність рами напіввагона, які підтвердили доцільність запропонованих заходів. При цьому запропоновані рішення спрямовані на удосконалення конструкції рами та не сприяють зменшенню тари напіввагона.

Дослідження міцності несучої конструкції напіввагона при здійсненні розвантажувальних операцій проводиться у роботі [104]. Розрахунок здійснений з використанням засобів комп'ютерного моделювання за методом скінчених елементів. Визначені найбільш навантажені зони несучої конструкції напіввагона. Однак в роботі не запропоновано заходів щодо забезпечення міцності несучої конструкції напіввагона при основних режимах експлуатаційних навантажень.

Аналіз конструкції інноваційного вантажного вагона для перевезень вантажів у міжнародному сполученні висвітлюється у роботі [131]. Зазначені переваги застосування даного вагона у порівнянні з існуючими конструкціями. Разом з цим при проектуванні такої конструкції вагона не враховані питання визначення динамічних навантажень, що діють на вагон.

Визначення факторів, що впливають на появу тріщин в несучій конструкції вагону проводиться в роботах [21, 121]. Наведено методологію, яка

дозволяє визначити причини виникнення тріщин в зонах розміщення зварювальних з'єднань. Розроблена комп'ютерна модель для дослідження динаміки вагонів при різних показниках технічного стану їх ходових частин та колії. Однак в роботах не наведено заходів щодо зниження імовірності виникнення тріщин.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень міцнісних якостей елементів рухомого складу на прикладі хребтової балки вантажних вагонів висвітлюється у роботі [53]. Наведений приклад використання запропонованого підходу засвідчив його працездатність та ефективність, а також правильність спрямування відповідних науково-дослідних робіт.

В публікаціях [13, 14] наведений розрахунок на міцність кузова напіввагона при найбільш несприятливих експлуатаційних режимах навантажень та запропоновані заходи щодо удосконалення його несучої конструкції. Однак дані заходи спрямовані на посилення складових несучих конструкцій вагонів, а не зменшення їх динамічної навантаженості в експлуатації.

Дослідження міцності кузова напіввагона в умовах експлуатаційних навантажень проводиться у роботі [135]. У якості прототипу обраний напіввагон моделі С80В, побудови КНР. Результати дослідження показали, що даний метод прогнозування втомної міцності кузова, заснований на гібридному моделюванні динаміки та аналізі за методом скінчених елементів є можливим.

В роботі [134] наведені результати теоретичного та експериментального дослідження міцності вантажного вагона. При цьому до уваги прийняті нормативні величини навантажень, які діють на вагон при експлуатації відносно рейкових колій. Однак в зазначеній роботі не приділено уваги питанням щодо удосконалення найбільш навантажених елементів вагонів для забезпечення їх міцності в експлуатації.

Висвітлення стратегічних задач вагонобудівників в розвитку важковагового руху проводиться у роботі [5, 6]. Розглянуті можливі варіанти збільшення вантажопідйомності рухомого складу, погонного навантаження,

зниження тари. При цьому в роботі не оговорюються можливі заходи щодо зниження навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації.

Конструкційні особливості інноваційного рухомого складу побудови “Уралвагонзавода” для колії 1520 мм розглянуті у публікації [32]. Висвітлені заходи щодо модернізації рухомого складу та його складових для підвищення ефективності роботи.

Однак в конструкціях розглянутих типів вагонів не передбачено складових елементів, які б сприяли покращенню міцнісних характеристик в умовах найбільш несприятливих режимів.

Визначення показників міцнісних якостей довгобазних конструкцій вагонів-платформ проводиться у роботах [34, 81]. Розрахунок здійснений для двох варіантів завантаження, при яких було отримано найбільші згинальні моменти. Визначення максимальних еквівалентних напружень у основних несучих елементах рами здійснено за методом скінчених елементів. Авторами наведено процедуру визначення оптимальних параметрів несучих конструкцій довгобазних вагонів-платформ. При цьому в роботах враховуються декілька схем завантажень.

Питання щодо можливості застосування методів теоретичних і експериментальних досліджень міцності основних несучих елементів конструкцій довгобазних вагонів-платформ розглянуті у публікації [20]. Наведено результати розрахунку несучих елементів конструкції вагона-платформи на втому.

Важливо сказати, що заходи щодо покращення показників міцності несучих конструкцій вагонів-платформ в зазначених роботах не запропоновані.

Конструкційні особливості вагона для перевезення великовагових вантажів розглянуті у роботі [105]. Наведені результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона. Обґрунтовано прийняті технічні рішення, які запропоновані при проектуванні вагона.

Однак при цьому в роботі не приділяється уваги визначенню можливості зменшення динамічної навантаженості вагона-платформи при найбільш несприятливих режимах експлуатації.

Викликає наукову цікавість робота [7], де наведена методика параметричної оптимізації несучої системи кузовів вагонів, яка враховує обмеження по міцності і опорі в томи, а також включає в себе модифікацію методу перерахунку, алгоритм і програмний комплекс для виконання оптимізаційного розрахунку параметрів в томи, адаптований для виконання оптимізації. Розроблені алгоритми є засобами для забезпечення мінімальної металоємності при проектуванні та модернізації кузовів вагонів.

Особливості модернізації несучих конструкцій вагонів для подовження строку їх експлуатації проводиться у роботі [125]. Також в роботі наведено заходи щодо удосконалення системи діагностики технічного стану модернізованих несучих конструкцій вагонів. Однак дана модернізація полягає у посиленні окремих вузлів вагонів, а не всієї несучої конструкції.

Аналіз конструкції вагона-платформи нового покоління наведений у роботі [133]. Особливістю вагона-платформи є можливість регулювання корисної довжини залежно від габаритів вантажу.

Питання щодо створення ідеальних несучих конструкцій залізничних транспортних засобів та вимоги, яким вони повинні відповідати на сучасному етапі розвитку висвітлені у публікаціях [111, 117].

Моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи з контейнерами, розміщеними на ньому проводиться у роботі [18]. Визначено величини динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу та контейнери при найбільш несприятливих експлуатаційних режимах.

Важливо сказати, що при цьому авторами не приділялося уваги питанням зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів при найбільш несприятливих режимах експлуатації.

Заходи щодо удосконалення несучої конструкції вагона-хопера наведені у роботі [33]. В якості розрахункового використаний метод оптимального

проектування конструкцій. Конструктивна схема кузова, що проектується, дозволила знизити масу вагона і підвищити його вантажопідйомність із забезпеченням необхідної міцності і надійності конструкції. Однак дослідження проведені тільки стосовно вагона-хопера. При цьому не приділено уваги удосконаленню несучих конструкцій інших типів вагонів.

Особливості експериментальної оцінки спектру ударного відгуку рухомого складу проводиться у публікації [79]. Наведені результати обробки випробувань контейнера-цистерни моделі С Т L - 26/0,4 типа U N T14 при різних режимах ударного навантаження.

Особливості проведення ходових міцнісних та динамічних випробувань вагона-платформи моделі 13-9975 наведені у роботі [98]. Враховано, що вагон-платформа завантажений 20-ти та 40-футовими контейнерами. Визначені основні показники динаміки вагона-платформи.

Однак заходи щодо удосконалення несучих конструкцій рухомого складу з метою зменшення навантаженості його складових в даних роботах не розглянуті.

У роботі [107] розглянуто структурно-динамічний аналіз вантажного вагона. В якості розрахункового використано метод скінчених елементів. Дослідження проведені щодо багаторівневої системи вільності вагона. Важливо сказати, що в даній роботі не приділено уваги питанням оптимізації несучих конструкцій вагонів.

У публікації [127] автори проводять дослідження динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції кузова напіввагона при маневровому співударянні. В якості прототипу обраний напіввагон моделі 12-757, який вичерпав свій нормативний ресурс. Результати досліджень дозволили зробити висновок про можливість подовження строку експлуатації напіввагона. Питанням удосконалення несучої конструкції вагона в роботі уваги не приділяється.

Методика, запропонована у роботі [43] дозволяє моделювати динамічну навантаженість кузовів вантажних вагонів при ударах в автозчеп. Автором

розроблені спрощені схеми та математичні моделі для дослідження коливань механічної системи при ударних навантаженнях. Проведена оцінка динамічної навантаженості кузовів восьмивісних напіввагонів при швидкостях співударянь від 1 до 2 м/с. Разом з цим удосконаленню несучих конструкцій вагонів для забезпечення їх міцності при експлуатаційних режимах навантаження в роботі уваги не приділяється.

1.3 Патентний аналіз щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів

Для визначення перспективних напрямків удосконалень несучих конструкцій вантажних вагонів, а зокрема їх рам, як найбільш навантажених вузлів, проведений патентний аналіз.

Так, в публікації [70] висвітлено конструкційні особливості рами напіввагона, що рама напіввагона, що містить шворневу балку коробчастого перерізу, яка складається з чотирьох вертикальних, двох горизонтальних листів, жорстко з'єднаних між собою двома накладками та пластинами, розташованими між вертикальними листами, та п'ятника, прикріпленого до шворневої балки, згідно з корисною моделлю, шворнева балка має отвір в вертикальних листах в районі нижньої полицки та вертикальної стінки Z-подібного профілю хребтової балки.

В патенті на корисну модель [71] представлено раму напіввагона, що містить шворневу балку коробчастого перерізу, яка складається з чотирьох вертикальних, двох горизонтальних листів, жорстко з'єднаних між собою двома накладками та пластинами, розташованими між вертикальними листами, та п'ятника, прикріпленого до шворневої балки, вертикальні листи шворневої балки розташовані під кутом відносно вертикалі та звужуються по всій довжині, починаючи від місця зварювання з хребтовою балкою, утворюючи трапецеїдальний переріз.

В патенті [9] висвітлено особливості рами вагона-платформи, яка включає хребтову балку, дві кінцеві балки, установлені поперек хребтової балки на її кінцях, дві бічні балки, що проходять подовжньо по відношенню до хребтової балки і з'єднані з відповідними кінцями кінцевих балок, дві шворневі балки, установлені поперек хребтової балки, з'єднані своїми кінцями з бічними балками і розташовані поблизу зазначених кінцевих балок, і щонайменше дві поперечні балки, установлені поперек хребтової балки, з'єднані своїми кінцями з бічними балками і розташовані між шворневими балками, причому хребтова балка виконана з двох горизонтальних і двох вертикальних листів і має консольні частини і центральну частину, при цьому ширина поперечного перерізу кожної консольної частини менше ширини поперечного перерізу центральної частини, а висота перерізу кожної консольної частини менше висоти перерізу центральної частини за рахунок розташування верхнього горизонтального листа кожної консольної частини нижче за верхній горизонтальний лист центральної частини і розташування нижнього горизонтального листа кожної консольної частини вище за нижній горизонтальний лист центральної частини.

В патенті на корисну модель [73] зазначені особливості рами суцільнометалевого вантажного вагона, що містить хребтову балку, бічні балки, шворневі балки, поперечні кінцеві балки, проміжні балки й нижні бічні балки. Нижні бічні балки розташовані симетрично відносно поздовжньої осі рами, а краї нижніх бічних балок скошені під гострим кутом α до горизонтальної площини рами. Причому скошені краї нижніх бічних балок примикають верхніми полицями до нижніх полиць бічних рам і жорстко закріплені, наприклад зварюванням. Відстань від краю зварного шва нижньої балки до верхньої осьової лінії осі ближнього ходового колеса виконано в розмірі від 0,5 до 0,75 відстані між вертикальними осями ходових коліс.

В патенті [68] запропоновано раму кузова вантажного вагона, що містить поздовжню хребтову балку, поперечні лобові листи, розташовані в консольній частині рами, шворневі балки, що мають упорні планки з рифленою поверхнею

для встановлення домкратів під час піднімання кузова. Рама має додаткові опорні елементи для встановлення домкратів під час піднімання кузова, установлені у кожному лобовому листі рами.

А в роботі [69] запатентована рама кузова напіввагона, що містить хребтову балку із закріпленими на ній поперечними, кінцевими, проміжними, шворневими балками, при цьому кожна з поперечних балок забезпечена упорами для кришок люків при їхньому відкритті, а шворневі балки забезпечені несучими кронштейнами для монтажу на їхню опорну поверхню ковзунів у вигляді регульовальних і зносостійких пластин. Несучі кронштейни виконані з утворенням виступаючих за вертикальні стінки шворневої балки консольних кінців, що служать як упори для кришок люків при їхньому відкритті.

По пропонованій корисній моделі [74] рама універсального напіввагона включає хребтову балку, шворневі балки, проміж-люкові поперечні балки та встановлений на хребтовій балці повздовжній двотавровий профіль, несучий на собі з обох боків ряди спарених петель-державок, призначених для шарнірного з'єднання кришок люків з рамою кузова, кожна спарена петля-державка обох рядів виконана у вигляді двох реброво-подібних щік, сполучених між собою діафрагмою, поверхні якої розташовані похило. При цьому закріплення реброво-подібних щік, сумісно з похилою діафрагмою, до стінки повздовжнього двотаврового профілю виконано зварювальним, діафрагма виконана Г-подібною і приварена до стінки повздовжнього двотаврового профілю, щонайменше, у верхній частині. Вдосконалена конструкція рами і спарених петель-державок дозволяє застосовувати для зміни уніфіковані для всіх типів напіввагона кришки люків кузова.

В патенті [72] наведено конструкцію рами вантажного вагона, що містить з'єднані між собою діафрагмами два двутавра, що утворюють хребтову балку, бічні балки, шворневі балки, кінцеві і проміжні балки, двутаври виконані на кінцевих частинах хребтової балки з висотою меншої висоти двутаврів в її

середній частині, при цьому висота двутаврів в кінцевих частинах хребтової балки не перевищує 0,545 висоти двутаврів в її середній частині.

Сутність винаходу [66] полягає в тому, що в рамі вагона, що містить хребтову балку, яка проходить по всій довжині, з пов'язаними з нею кінцевими і проміжними балками, поздовжні бічні балки, шворневі вузли і бічні ковзуни для обпирання на ковзуни візків, шворневі вузли рами забезпечені несучими підкладковими листами, кожен з яких розташований між п'ятники і нижніми полками хребтової балки, причому довга сторона кожного листа орієнтована уздовж хребтової балки, а кути виконані з скосами, що не доходять до внутрішніх крайок нижніх полиць хребтової балки, при цьому проміжні балки в зоні шворневих вузлів винесені за межі п'ятників, а ковзуни розташовані на бічних балках.

Також викликає цікавість конструкція рами вагона-цистерни, що містить хребтову і бічні балки, з'єднані між собою кінцевими, шворневими і проміжними поперечними балками, бічні ковзники, п'ятники, опори котла, жорстко закріплені на шворневих балках, і лапи, жорстко закріплені на хребтовій балці зверху, при цьому рама забезпечена чотирма розкосами, розташованими попарно між шворневими балками і симетрично щодо поперечної осі рами, розкоси кожної пари закріплені одним кінцем на бічних балках, іншим на хребтової балці під кутом φ один до одного спрямованим вершиною до центру тяжіння рами [67].

В патенті [62] висвітлено особливості конструкції напіввагона з алюмінієвих сплавів. При цьому рама напіввагона виконана з алюмінієвого сплаву марки 1915T1, являє собою конструкцію, в якій елементи з'єднані зварюванням і/або високоміцними болтами, що складається з двох поздовжніх балок, з'єднаних між собою торцевими балками. Між торцевими і шворневими балками встановлені консольні балки, в які встановлюються автозчепні пристрої. Підкоси з'єднані за допомогою фітингів високоміцними болтами зі шворневої балкою і зварюванням з двома прилеглими проміжними

поперечними балками. Підкоси сприймають частину поздовжнього навантаження при ударі в автозчеп.

Для зниження матеріаломісткості напіввагону і маси його тари за рахунок удосконалення конструкції основних елементів модулів рами та кузова при виконанні умов міцності та експлуатаційної надійності в патенті на винахід запропоновано нову конструкцію вагона [27]. Модуля кузова напіввагона включає дві бокові стіни, що мають обшиву і каркас з верхньою обв'язкою і дві торцеві стіни, що мають обшиву і каркас, який складається з верхньої обв'язки, вертикальних бокових стійок, поясів і стійок, хребтова балка рами виконана з двох швелерів, зварених з горизонтальною сталлю накладкою, яка зварена із двотавровою балкою, верхня обв'язка двох бокових і двох торцевих стін виконується з труби квадратного перерізу, пояси каркасів торцевих стін виконані із зварених з накладками швелерів і з'єднуються V-подібно, стійки торцевих стін виконані із зварених з накладками швелерів, а драбини, що розташовані із зовнішньої сторони торцевих стін виконуються із гнутих сталей прутків, які приварюються до обшиви.

Також викликає інтерес конструкція напіввагона, наведена у [28]. Вузол хребтової балки рами напіввагона виконаний із зварного профілю, що відповідає за конфігурацією перерізу двом з'єднаним зетовим профілям, до якого приварений зварний двотавровий профіль; верхнє обв'язування бокових та торцевих стін виконано з гнутого замкнутого профілю прямокутного перерізу, а вертикальні стійки бокових стін, проміжні і бокові стійки та горизонтальні пояси торцевих стін виконані з гнутого швелера. Технічним результатом є збільшення несучої здатності конструкцій рами та кузова і, відповідно, збільшення вантажопідйомності залізничного піввагона універсального при забезпеченні умов його міцності та експлуатаційної надійності, а також зниження матеріалоємності та собівартості виготовлення.

В патенті [29] запропонований залізничний вагон-платформа, в якому основні та консольні частини хребтової балки, основні та консольні частини

основних поздовжніх балок, проміжні поздовжні, проміжні поперечні балки, розкоси виконі із труб круглого перерізу з відповідними діаметрами.

В патенті [57] наведено конструкцію напіввагона, особливістю якого є те, що хребтова балка виконана з суцільного профілю, що відповідає за конфігурацією перерізу двом звареним між собою зетовим профілям та привареному до них двотавру, з параболоподібною поздовжньою віссю, вигнутою усередину кузова. Стійки вертикальні виконані із шестигранного порожнистого профілю зі змінними від низу до верху за висотою геометричними характеристиками, тобто з відповідним зменшенням площі поперечного перерізу згаданого профілю. Обв'язування верхнє виконане із замкнутого прямокутного профілю з параболоподібною поздовжньою віссю, вигнутою усередину кузова. Пояси горизонтальні виконані із шестигранного порожнистого профілю з параболоподібною поздовжньою віссю, вигнутою усередину кузова. Стійки проміжні виконані із шестигранного порожнистого профілю.

Головним недоліком запропонованих конструкцій рам вантажних вагонів є недостатня втомні міцність при дії циклічних експлуатаційних навантажень, що спричиняє появу тріщин в них та необхідність здійснення позапланових видів ремонтів вагонів, а відповідно і вимагає додаткових коштів на їх утримання в експлуатації.

Наприклад, у патенті [60] запропоновано конструкцію напіввагона з глухим кузовом, який містить раму, бокові та торцеві стіни, які виконані із зчленованих несучих оболонок, що по конфігурації повторюють осі несучих елементів типової конструкції, та з'єднані за допомогою зварювання, у тому числі електрозаклепками, з нанесеним на частини несучих оболонок, які стикаються, антикорозійним матеріалом з демпфуючими властивостями.

Конструкцію напіввагона глухонного, який містить візки, автозчепні пристрої, гальмівне обладнання, кузов, раму з хребтовою, кінцевими, шворневими, проміжними балками розглянуто у [59]. Особливістю конструкції є те, що середня частина хребтової балки, кінцеві, проміжні, балки, стійки

вертикальних бокових стін та пояси горизонтальних торцевих стін виконано у вигляді листових ресор.

В патенті [61] висвітлено конструкцію залізничного напіввагона, особливістю якого є те, що балка хребтова складається з однієї круглої труби, а стіни, бокові та торцеві складаються з зчленованих оболонки. При цьому верхнє та нижнє об'язування стін бокових та торцевих, а також стійки вертикальні заповнені енергопоглинальним матеріалом (в т. ч. піноалюмінієм), тобто стіни бокові та торцеві мають конструкцію типу "сандвіч".

Також являє інтерес конструкція довгобазного вагона-платформи, висвітлена у [19]. При цьому основні несучі елементи рами (боковини) виконані у вигляді П-подібних профілів в яких розміщуються пружні елементи, що перекриті зверху горизонтальними листами на яких встановлюються фітингові упори для кріплення контейнерів, а для обмеження переміщень горизонтальних листів у вертикальній площині на П-подібних профілях передбачені кронштейни.

Подібне рішення запропоновано і в патенті [11]. Особливістю несучої конструкції запатентованого вагона-хопера є те, що хребтова балка виконана у вигляді П-подібного профілю в якому розміщуються пружні елементи, що перекриті зверху горизонтальним листом, а для обмеження переміщень горизонтального листа у вертикальній площині на П-подібному профілі передбачені кронштейни.

В патенті [58] запропоновано конструкцію напіввагона глухонного в якому модуль автозчепного пристрою не містить упряжних пристроїв, а їх функції по поглинанню енергії, яка виникає від дії експлуатаційних навантажень, виконують балка хребтова із двох круглих труб та верхні і нижні об'язування стін бокових із круглих труб, які заповнені еластомірним матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями, кінцеві, проміжні балки модуля рами, вертикальні стійки стін бокових, верхні та нижні об'язування, бокові та проміжні стійки стін торцевих виконані із круглих труб, які заповнені антикорозійним матеріалом.

Несуча конструкція вагона-хопера відкритого типу висвітлена у патенті [30]. Особливістю вагона є те, що з автозчепних пристроїв виключені упряжні пристрої, а функції по поглинанню енергії, яка виникає від дії експлуатаційних навантажень, перекладені на балку хребтову зміненої конструкції, а саме, яка включає проміжний адаптер, що складається з упорної частини на якій розміщується опорна плита типової конструкції, при цьому упорна частина адаптера через шток з'єднується з поршнем у якому мається два дросельних клапани – впускний та випускний, в'язкий демпфуючий та антикорозійний матеріал розміщується по ліву та праву сторони від поршня, а для створення тиску в'язкого демпфуючого антикорозійного матеріалу при переміщенні поршня під час сприйняття ударного навантаження у хребтовій балці передбачене днище, для обмеження переміщень адаптера при “ривку-розтягненні” передбачений обмежувач, а також верхні та нижні обв'язування стін бокових, які пропонується виконувати із круглих труб та заповнювати в'язким матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями, а також виконання кінцевих, шворневих та проміжних балок модуля рами верхніх та нижніх обв'язувань, вертикальних та похилих стійок стін бокових і верхніх та нижніх обв'язувань стін торцевих модуля кузова із круглих труб, які заповнені в'язким матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями.

Для зменшення повздовжніх навантажень на несучу конструкцію вагона-платформи з патенті [10] пропонується створення вагона-платформи для перевезення контейнерів у міжнародному сполученні у якого основні повздовжні балки рами виготовлені з двотавра постійної за довжиною висоти, підсиленого накладками, для можливості закріплення несучої конструкції вагона-платформи на залізничному поромі – встановлені вузли для закріплення ланцюгових стяжок на вертикальних листах шворневих балок, а для пом'якшення ударних навантажень від контейнерів при маневровому співударянні, у випадку коли динамічне навантаження перевищує силу тертя

між фітингами контейнерів та фітинговими упорами вагона-платформи, запропоновано введення в них пружного або пружно-в'язкого зв'язку.

Особливістю несучої конструкції напіввагона, висвітленої у [1] є те, що середня частина хребтової балки, кінцеві, проміжні, балки, стійки вертикальних бокових стін виконано у вигляді листових ресор.

В патенті [40] висвітлено особливості удосконаленого вагона-хопера для перевезення цементу шляхом наявності шарнірних елементів в його конструкції замість існуючих нерухомих елементів (суцільні балки, зварні з'єднання), а саме наявність шарнірного елемента в середній частині хребтової балки, наявність шарнірних елементів в місцях з'єднання балок кінцевих, шворневих та центральної проміжної балок.

Спосіб підвищення втомної міцності несучої конструкції довгобазного вагона-платформи запропонований в патенті [77]. Для підвищення втомної міцності здійснюється зменшення динамічної навантаженості основних повздовжніх балок за рахунок опору сил сухого тертя між вертикальними частинами горизонтальних листів, під якими розміщують пружні елементи, та стінок П-подібного профілю.

Для зменшення динамічної навантаженості котла вагона-цистерни у патенті [12] котел, виконаний з навитим в напруженому стані на нього високоміцним дротом з наступною гумовою вулканізацією, хребтова та дві шворневі балки рами виконані з круглого порожнистого профілю з навитим в напруженому стані на них високоміцним дротом з наступною гумовою вулканізацією, при цьому вузли обпирання виконані ресорними та введені в середні і консольні кріплення котла на раму.

Викликає інтерес патент на винахід контейнера-цистерни, висвітлений у [38]. Особливістю конструкції є те, що цистерна виконана із листів сталі з навитим в напруженому стані на неї високоміцним дротом з вулканізацією, при цьому кожен вузол обпирання цистерни на торцеву раму виконаний як ресора, а кожен нижній підкіс кріплення цистерни до торцевої рами виконано як демпфуюча конструкція, причому вертикальні стійки торцевої рами, нижні та

верхні обв'язування торцевої рами виконані як труби круглого змінного по довжині перерізу з навитим в напруженому стані на них високоміцним дротом з вулканізацією.

Запропоновані рішення сприяють зменшенню динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації, підвищенню ресурсу експлуатації вагонів та зменшенню витрат на їх утримання. Однак технічне обслуговування та ремонт таких конструкцій вагонів викликають складнощі. Крім того, впровадження запропонованих рішень не завжди сприяє зменшенню тари вагонів, а відповідно підвищує і їх підресорену масу. Тому створення високоефективних конструкцій вантажних вагонів з покращеними міцністними та динамічними показниками є досить актуальним питанням.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Досліджено статистичні дані пошкоджень несучих конструкцій вагонів в експлуатації. Встановлено, що за даними 2021 р. привалюючий відсоток вагонів парку АТ “Укрзалізниця” становлять напіввагони – 51,5% (103227 вагонів). Середній рік побудови вагонів знаходиться в інтервалі 1989 – 2001 рр.

Важливо зазначити, що експлуатований вагонний парк має значний відсоток зносу. Найбільша кількість вагонів, які мають вичерпаний або продовжений терміни служби є напіввагони, що обумовлено значною затребуваністю даного типу вагона в експлуатації та нестачею вагонів для здійснення потреб у перевезеннях вантажів.

За статистичними даними, отриманими на підставі обробки довідок ПЮЦ УЗ, визначено пошкодження основних типів вантажних вагонів, які відчеплювалися до поточного ремонту. Аналіз проведений за даними 2020 р.

Найбільший відсоток пошкоджень припадає на несучі конструкції – 67,6%. Основні пошкодження несучих конструкцій вагонів припадають на складові кузовів та рам.

Одним з найбільш навантажених елементів несучих конструкцій вагонів є хребтова балка рами, яка постійно знаходиться під впливом вертикальних та повздовжніх навантажень.

У зв'язку з цим важливим є створення заходів щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів з метою зменшення їх динамічної навантаженості при експлуатаційних режимах навантаження.

2. Проведено аналіз науково-технічних публікацій з питань визначення навантаженості та удосконалень несучих конструкцій вагонів. Встановлено, що науковцями створено значний фундамент в питаннях визначення динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій вагонів при експлуатаційних режимах, а також заходам щодо їх удосконалень. Важливо зазначити, що при цьому не приділялося належної уваги питанням забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів шляхом зменшення динамічної навантаженості їх складових.

3. Проведений аналіз патентної документації щодо удосконалень несучих конструкцій вагонів. Визначено основні недоліки запропонованих технічних рішень запропонованих удосконалень конструкцій. Встановлено, що одним з пріоритетних напрямків зменшення навантаженості несучих конструкцій вагонів є їх мультифункціональне виконання. При цьому таке рішення реалізоване в конструкціях контейнерів, а також несучих конструкцій вантажних вагонів. Разом з цим запропоновані конструкційні удосконалень викликають складнощі при проведенні технічного обслуговування та ремонтів вагонів. Отже питанням удосконалень найбільш навантажених складових вантажних вагонів для зменшення їх динамічної навантаженості потребують подальших досліджень.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1 Визначення основних режимів та схем навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації

Для забезпечення міцності та надійності несучих конструкцій вагонів в експлуатації важливим є урахування при їх проектуванні розрахункових схем та навантажень при найбільш несприятливих режимах.

На сьогоднішній день нормативними документами, які регламентують основні режими навантажень вагонів в експлуатації, встановлені два основні та один додатковий розрахунковий режим [8, 16, 17, 54, 65, 106]:

При I розрахунковому режимі враховується найбільш несприятливе поєднання навантажень, які виникають при таких випадках: осаджування і зрушення великовагового рухомого складу з місця, зіткнення вагонів під час маневрів, зокрема й під час розпуску з гірок, екстрене гальмування в потягах за малих швидкостей руху або зіткнення вагонів у позаштатних ситуаціях, а також аварійний ривок (поштовх).

При цьому допустимі напруження приймаються близькими до межі плинності матеріалу конструкції вагона або іншого критичного напруження з урахуванням характеру дії навантаження (квазістатичне, ударне тощо) та властивостей матеріалу.

При III розрахунковому режимі розглядаються відносно часті поєднання помірних за величиною навантажень, які притаманні для випадку таких випадків руху вагона у складі поїзду: випадки руху вагона з повним навантаженням у складі поїзду по прямих і кривих дільницях колії та стрілкових переводах відповідної конструкції й стану з допустимою швидкістю, під час періодичних службових регулювальних гальмувань,

періодичних помірних ривків і поштовхів, штатної роботи механізмів і вузлів вагона.

Допустимі напруження при цьому обираються за межею витривалості конструкційного елемента, необхідного запасу стійкості форми, зносостійкості з урахуванням тривалої спільної дії квазістатичних, вібраційних та ударних навантажень, концентрації напружень, впливу корозії тощо.

II розрахунковий режим вважається додатковим. Він встановлений для окремих типів вагонів.

В умовах експлуатації II розрахунковому режиму відповідають випадки під час навантажувальних і розвантажувальних робіт, перевезенні вагонів на залізничних поромках тощо.

Необхідність розрахунку за цим режимом встановлюється у вихідних даних при проектуванні вагонів.

Однак найбільш частим випадком при використанні завданого режиму є врахування ремонтних навантажень. При цьому у відповідності до нормативної документації основними розрахунковими силами, що діють на несучу конструкцію вагона під час її ремонту, вважаються такі, що виникають під час підймання навантаженого (екіпірованого) і порожнього кузова домкратами, які встановленими в зонах, передбачених у вхідних даних на проектування.

До уваги приймаються такі схеми навантажень несучої конструкції вагона:

а) дія сили тяжіння, що врівноважена чотирма реакціями в зонах, передбачених для підйому вагона на домкратах;

б) дія сили тяжіння, що врівноважується чотирма реакціями в кінцевих частинах шворневих балок;

в) дія сили тяжіння, що врівноважується двома реакціями в кінцевих частинах однієї шворневої балки та п'ятнику з протилежного боку вагона;

г) дія сили тяжіння (без урахування сили тяжіння вантажу), що врівноважується реакціями в двох кінцевих частинах шворневих балок, розміщених за діагоналлю вагона;

д) дія сили тяжіння, що врівноважується двома реакціями в кінцевій балці в зонах на відстані 0,79 м від осі колії та п'ятнику з протилежного боку вагона.

Деякі з цих схем навантажень наведені на рисунку 2.1

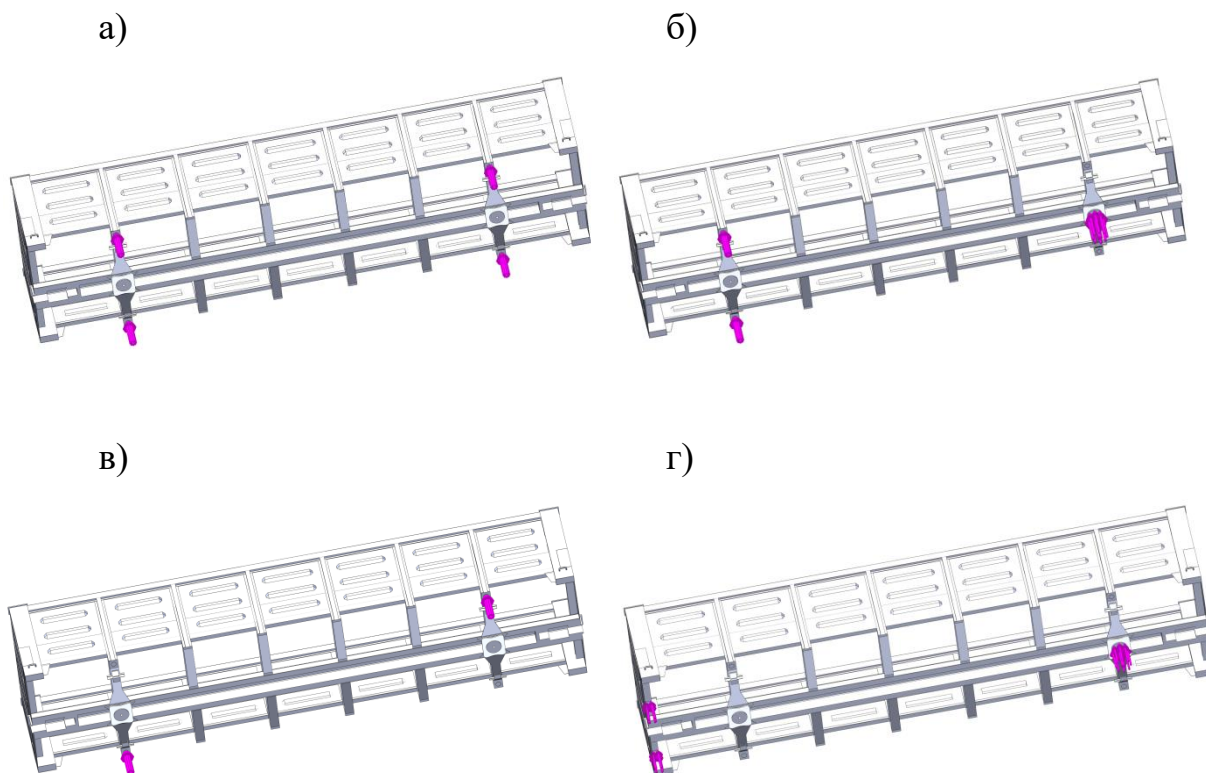


Рисунок 2.1 – Схеми навантажень несучої конструкції напіввагона при ремонтних режимах

а) дія сили тяжіння, що врівноважується чотирма реакціями в кінцевих частинах шворневих балок; б) дія сили тяжіння, що врівноважується двома реакціями в кінцевих частинах однієї шворневої балки та п'ятнику з протилежного боку вагона; в) дія сили тяжіння, що врівноважується реакціями в двох кінцевих частинах шворневих балок, розміщених за діагоналлю вагона; г) дія сили тяжіння, що врівноважується двома реакціями в кінцевій балці в зонах на відстані 0,79 м від осі колії та п'ятнику з протилежного боку вагона

При розрахунках вагонів на міцність важливим етапом є створення розрахункової схеми його несучої конструкції при завданому режимі

експлуатації. Розглянемо основні розрахункові схеми, які приймаються до уваги при розрахунках несучих конструкцій вагонів на міцність.

У відповідності до I розрахункового режиму приймається, що на упори автозчепу (передні або задні) діє поздовжнє навантаження, яке прикладене на рівні осі автозчепного устаткування, при цьому потрібно враховувати конструкційний ексцентриситет поздовжньої осі автозчепу відносно центра ваги перерізу хребтової балки.

Сили удару або ривка прикладені до упорів автозчепу одного кінця вагона на прямій ділянці колії в разі різниці висот автозчепів зчеплених вагонів 0,1 м за I режимом та 0,05 м за III режимом. Вважається, що ці сили врівноважуються силами інерції маси вагона.

Квазістатичні сили (розтягнення – стискання) у разі нецентральної взаємодії двох суміжних вагонів із різницею висот осей автозчепів 0,1 м за I режимом та 0,05 м – за III режимом.

Сили, які виникають при “ударі – ривку” прикладаються до упорів автозчепу одного кінця вагона на прямій ділянці колії в разі різниці висот автозчепів взаємодійних вагонів 0,1 м за I режимом та 0,05 м за III режимом і врівноважені силами інерції маси вагона.

Поздовжні сили інерції окремих мас вагона визначаються розрахунковим шляхом або приймаються рівними до тих, що зазначені у нормативних документах.

Вертикальні навантаження прикладаються до рами вагона у вертикальній площині. До основних вертикальних навантажень відносяться: власна сила тяжіння вагона, сили тяжіння вантажу й вертикальне динамічне навантаження, обумовлене коливаннями несучої конструкції внаслідок нерівностей колії.

Самоврівноважені навантаження включають сили розпору від насипних вантажів і вантажів, що скочуються, внутрішній тиск пари рідини або газу (вагон-цистерна), вертикальні кососиметричні сили. Ці навантаження прикладаються безпосередньо до кузова або котла вагона.

При врахуванні тиску розпору насипного вантажу на бокові стіни напіввагона приймається, що він розподілений за законом трикутника, а на торцеві – за законом трапеції.

У відповідності до III розрахункового режиму окрім розглянутих вище навантажень враховуються ще і бічні, обумовлені особливостями експлуатації вагонів.

2.2 Визначення навантаженості несучої конструкції вагона при основних експлуатаційних режимах

Для визначення найбільш навантажених вузлів несучої конструкції напіввагона, як одного з найбільш поширених типів вантажних вагонів у експлуатації, проведено його розрахунок. В якості розрахункового використаний метод скінчених елементів [2, 15, 41, 50, 103], який реалізований в програмному комплексі SolidWorks Simulation [64, 89, 99, 122, 123]. На першопочатковому етапі дослідження створено просторову модель універсального напіввагона моделі 12-757 у відповідності до альбому його креслень, який взято за базовий.

Чотиривісний універсальний напіввагон моделі (рисунок 2.2) призначений для перевезення насипних, крупнокускових, штучних (у тому числі довгомірних), штабельних та інших вантажів, які не потребують захисту від атмосферних опадів.

Напіввагон має суцільнометалевий зварний несучий кузов, що включає бокові стіни, раму, торцеві двері, підлогу з 14 розвантажувальними люками, а також автозчепний пристрій, ходову частину, автоматичне і стоянкове гальмо [8, 37, 100].

Всі основні несучі елементи конструкції кузова вагона виготовлені з низьколегованої сталі марки 09Г2Д.



Рисунок 2.2 – Універсальний напіввагон

Каркас бокової стіни складається з верхньої та нижньої обв'язки, кутових і проміжних стояків. Верхня обв'язка має короб-частий переріз, виконана з двох спеціальних профілів, який вигнутий з листа товщиною 6 мм і кутового гарячекатаного профілю з підгнутою стінкою. Нижня обв'язка виконана з кутового профілю $160 \times 100 \times 10$ мм. На нижній обв'язці розміщені деталі механізму замикання кришок розвантажувальних люків.

Кутові стояки виконані штампованими з листа товщиною 10 мм постійного перерізу, в зоні найбільших навантажень посилені накладкою. Для збільшення міцності кутові стояки пропущені нижче обв'язувального кутника на 390 мм. До кутових стояків по діагоналі вагона кріпляться підніжки і поручні складача.

Проміжні стояки виконані з гарячекатаного коритоподібного спеціального профілю. У нижній частині стояків всередині профілю вварені планки для посилення і з'єднання їх з поперечними балками рами.

Обшивка бокової стінки складається з двох гнутих профілів з періодичними гофрами, звареними внахлест. Верхній лист розміром $1300 \times 12075 \times 3,6$ мм має два ряди гофрів, нижній лист - $815 \times 12075 \times 4,5$ мм - один ряд гофрів. Матеріал обшивки - сталь марки 10ХНДП.

Рама складається з хребтової балки, двох кінцевих балок, двох шворневих і чотирьох проміжних поперечних балок. На рамі встановлюються автозчепні пристрої, гальмівне обладнання і кришки розвантажувальних люків з механізмами їх підйому і замикання.

Хребтова балка є основним несучим елементом рами і складається з трьох гарячекатаних профілів: двох посиленних зетових № 31 та спеціального двотавра висотою 190 мм, зварених між собою. До двотавра прикріплені державки кришок люків. На консолях хребтової балки розміщені типові передні і задні упори автозчепу. У зоні розташування шворневих балок переріз хребтової балки посилено зварними надп'ятниковими коробками. У місцях з'єднання проміжних поперечних балок з хребтовою також вварюють підсилюючі діафрагми.

Кінцева балка зварної конструкції складається з лобового листа, двох задніх листів, двох нижніх листів та чотирьох діафрагм. На лобовому листі розміщені підсилюючі підбуферні плити, що забезпечують можливість установки типових буферних пристроїв. Для доступу до кріпильних болтів при установці буферів в діафрагмах знизу є овальні отвори. На кінцевий балці встановлені упори кришок люків і планки, що оберігають візки від засипання дрібними фракціями сипких вантажів при розвантаженні вагона через люки в підлозі.

Шворневі балки – зварної конструкції, мають коробчастий переріз змінної жорсткості і складаються з верхнього поясу, виготовленого з гнutoго профілю, чотирьох вертикальних листів, косинок і нижнього поясу. Відстань між вертикальними листами шворневої балки в поперечному перерізі збільшено з 128 до 150 мм. У порівнянні з напіввагонами попереднього випуску збільшена ширина нижнього і верхнього листів балки на 20 мм. Збільшено також на 40 мм відстань від перегину нижнього листа до стінки зета хребтової балки.

На нижніх листах шворневих балок встановлені бокові ковзуни і п'ятники, що забезпечують взаємодію кузова і візків.

Проміжні поперечні балки складаються з верхнього поясу, виконаного з гнутого профілю, двох вертикальних і двох нижніх листів. До вертикальних листів поперечних балок приварюються упори кришок люків. Вертикальні листи проміжних балок виконані постійної висоти.

Торцеві двері кузова в закритому положенні служать торцевими стінами напіввагона. Їх конструкція та механізм запирання подібний конструкції вагонів попередніх випусків.

Підлога кузова напіввагона утворена верхніми листами балок рами і поверхнею кришок розвантажувальних люків. Кришка люка складається з каркаса і листа обшивки.

При створенні просторової моделі несуча конструкція утворювалася з окремих елементів, які взаємодіють між собою. Після цього модель імпортувалася до програмного комплексу AutoCad, де здійснювалося її перетворення в монолітну конструкцію (рисунки 2.3). В моделі не враховані зварювальні шви. Також до уваги не прийняті кришки розвантажувальних люків, оскільки вони мають шарнірне з'єднання з несучою конструкцією, а не жорстке.

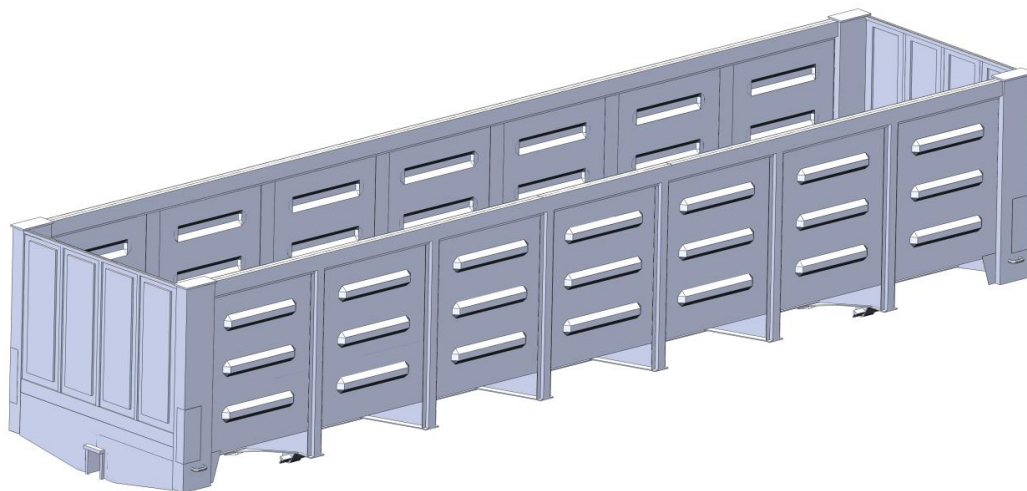


Рисунок 2.3 – Просторова модель несучої конструкції напіввагона

При створенні скінчено-елементної моделі несучої конструкції напіввагона використовувалися просторові ізопараметричні тетраедри, оптимальна кількість яких визначена за графоаналітичним методом [118, 130].

Кількість елементів сітки складала 494440, вузлів – 160329, максимальний розмір елемента – 80 мм, мінімальний – 16 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 550,85, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 27,3, більше 10 – 29,3. Співвідношення збільшення елементів у сітці – 1,7. Кількість елементів в колі – 9.

Закріплення моделі відбувалося в зонах обпирання несучої конструкції на ходові частини. У якості матеріалу конструкції застосовано сталь марки 09Г2С.

Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона наведена на рисунку 2.4. Вона враховує вертикальне статичне навантаження $P_v^{ст}$, повздовжнє P_n , а також тиск розпору насипного вантажу $P_{нв}$.

При створенні розрахункової схеми у якості насипного вантажу обране кам'яне вугілля, як один з найбільш поширених типів вантажів, що перевозяться у напіввагонах.

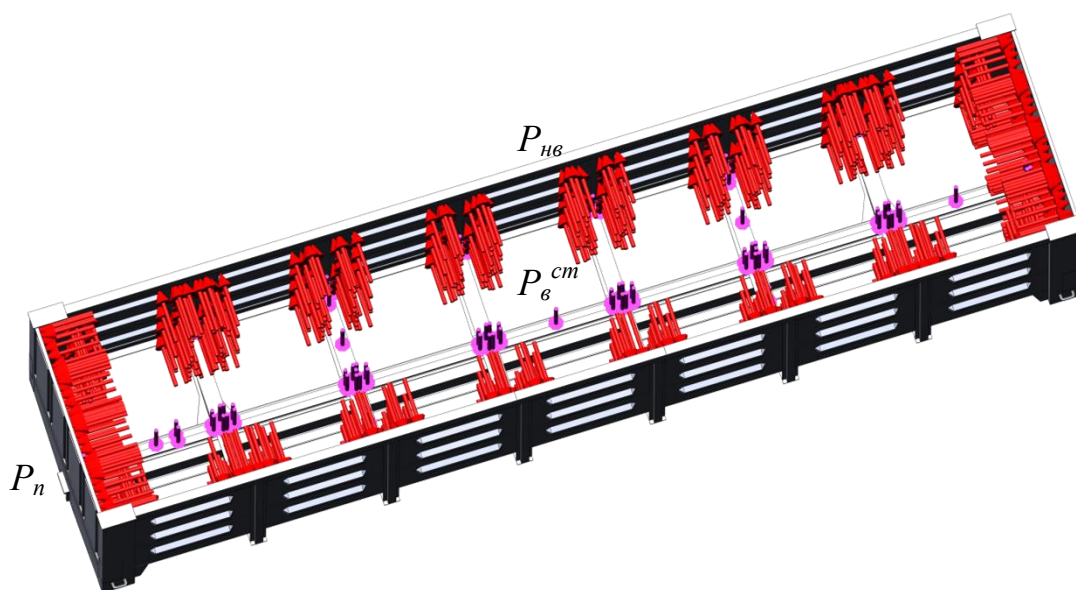


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема напіввагона при I режимі (удар)

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона при основних режимах навантаження показали, що найбільш навантаженим вузлом є рама. Результати розрахунку наведені в таблицях 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції напіввагона при I розрахунковому режимі (удар)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	345	340
Кінцева балка	345	102,3
Шворнева балка	345	312,5
Поперечна балка	345	298,4

При цьому в таблиці 2.2 наведені результати розрахунку несучої конструкції при ремонтних навантаженнях для випадку дії сили тяжіння (без урахування сили тяжіння вантажу), що врівноважується реакціями в двох кінцевих частинах шворневих балок, розміщених за діагоналлю вагона).

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції напіввагона при II розрахунковому режимі

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	327,8	44,5
Кінцева балка	327,8	21,6
Шворнева балка	327,8	82,3
Поперечна балка	327,8	28,4

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції напіввагона при III розрахунковому режимі (удар – стиснення)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	220	315,8
Кінцева балка	220	185,5
Шворнева балка	220	130,3
Поперечна балка	220	125,5

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що найбільш навантаженими елементами рами є хребтова та шворневі балки. При цьому максимальні еквівалентні напруження в них спостерігаються при I розрахунковому режимі (удар). Результати розрахунку при цьому режимі наведені на рисунках 2.5 та 2.6.

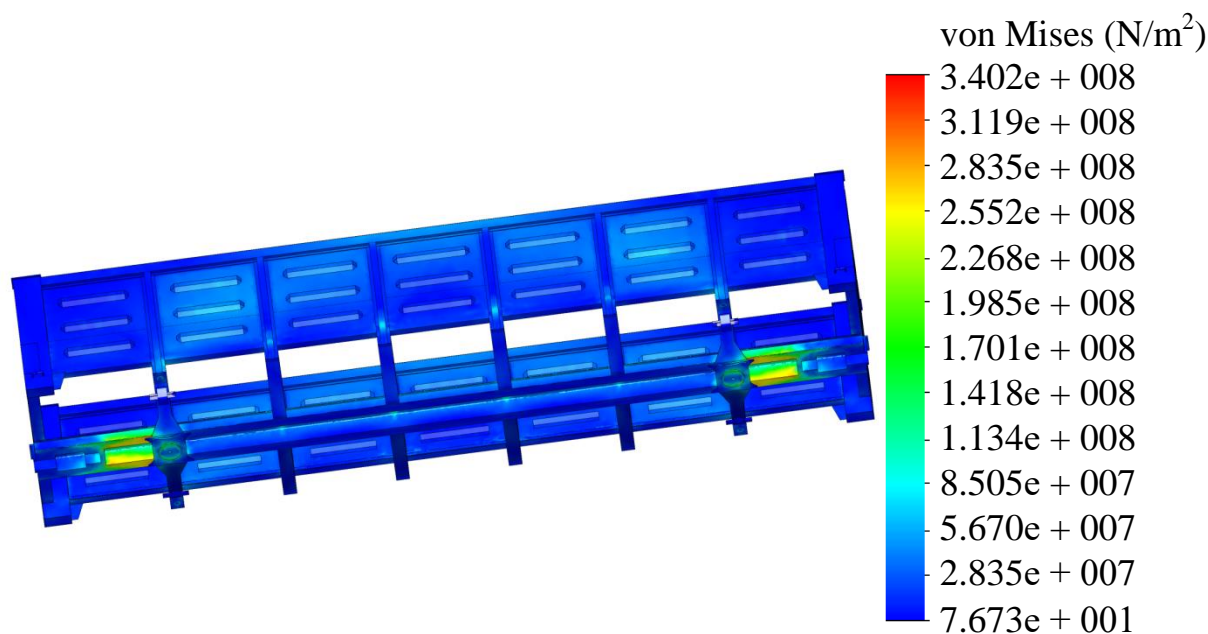


Рисунок 2.5 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона

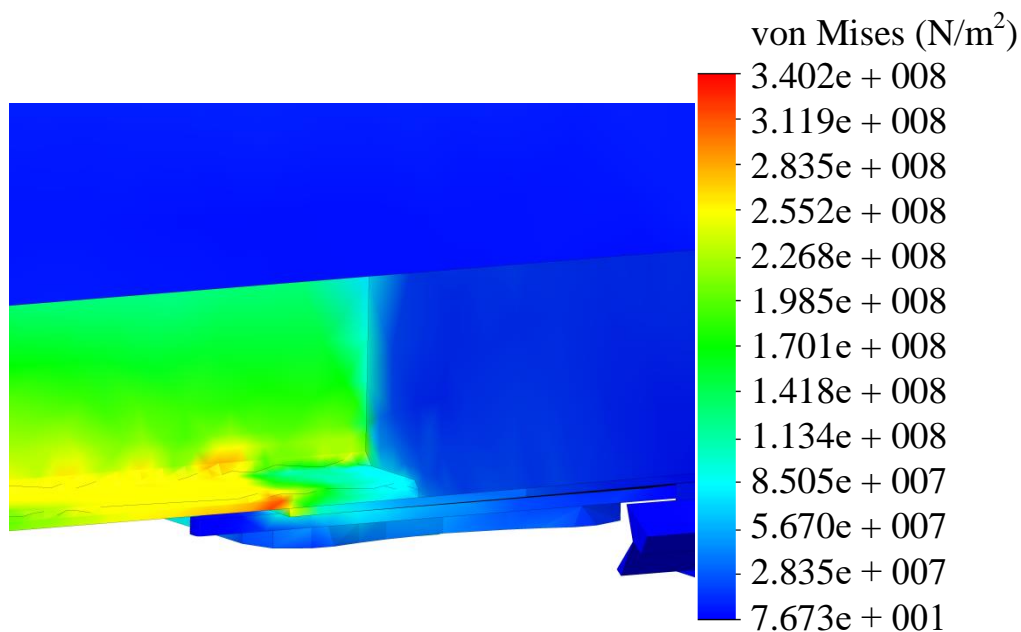


Рисунок 2.6 – Максимальні еквівалентні напруження в хребтовій балці

Отже максимальні еквівалентні напруження зосереджені у нижній полиці двотавра хребтової балки рами. У вертикальному листі максимальні еквівалентні напруження мають менші значення та дорівнюють близько 310 МПа.

В поперечних балках рами максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зонах їх взаємодії з хребтовою та в деяких вузлах дорівнюють близько 300 МПа.

Розрахунки проведені стосовно і інших основних типів вагонів (рисунок 2.7): критий вагон (модель 11-217), вагон-платформа (модель 13-401), вагон-хопер (модель 20-9749), вагон-цистерна (модель 15-1443-06).

Результати розрахунку несучих конструкцій зазначених моделей вагонів при I розрахунковому режимі, як найбільш неблагоприємному, наведені в таблицях 2.4 – 2.7. У всіх варіантах розрахунку максимальні еквівалентні напруження виникають у хребтовій балці та близькі до допустимих напружень матеріалу конструкцій.

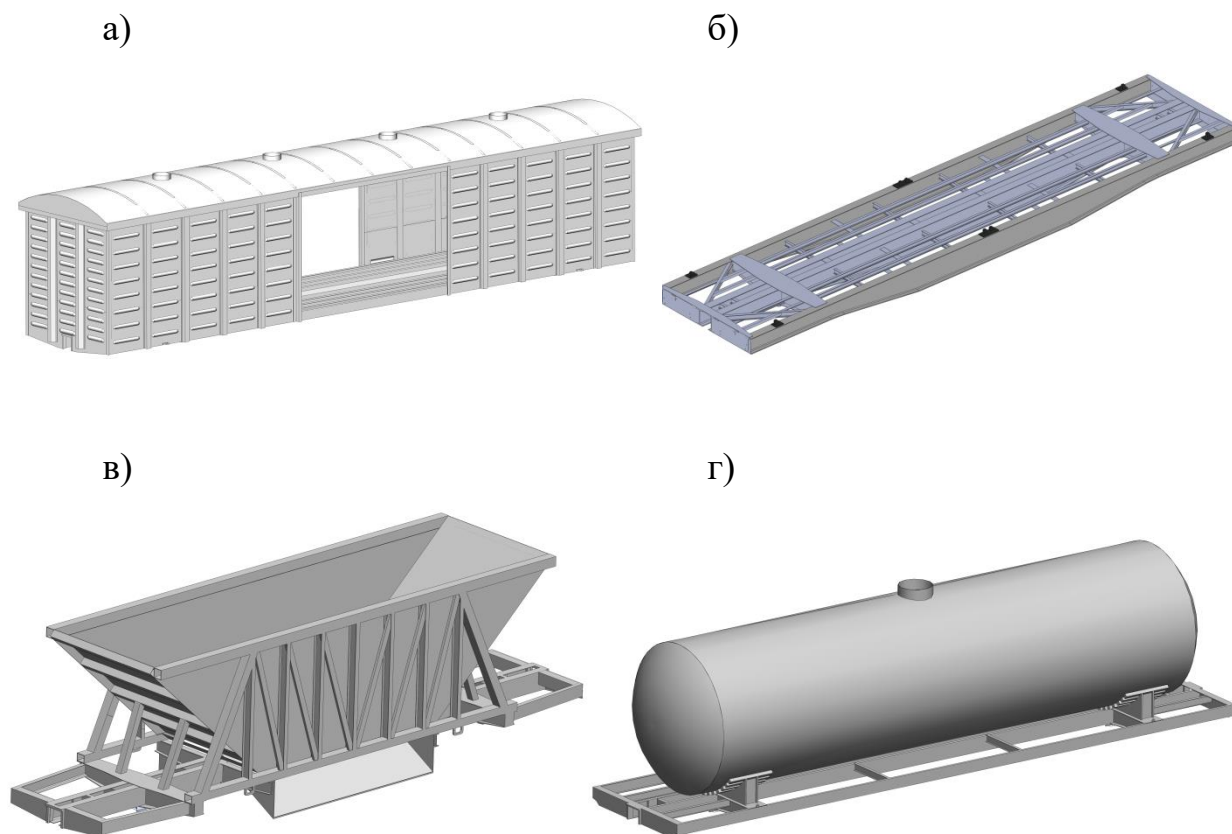


Рисунок 2.7 – Просторові моделі несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів

а) критий вагон; б) вагон-платформа; в) вагон-хопер; г) вагон-цистерна

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції критого вагона при I розрахунковому режимі (удар)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	345	333
Кінцева балка	345	97,6
Шворнева балка	345	298,2

Таблиця 2.5 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції вагона-платформи при I розрахунковому режимі (удар)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	345	306,1
Кінцева балка	345	98,3
Шворнева балка	345	286,4

Таблиця 2.6 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції вагона-хопера при I розрахунковому режимі (ривок)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	327,8	218,3
Кінцева балка	327,8	81,4
Шворнева балка	327,8	186,3

Таблиця 2.7 – Результати розрахунків на міцність несучої конструкції вагона-цистерни при I розрахунковому режимі (ривок)

Найменування елемента	Напруження, МПа	
	Допустимі	Розрахункові
Хребтова балка	310,5	238,2
Кінцева балка	310,5	84,6
Шворнева балка	310,5	195,2

Однак важливо сказати, що з урахуванням особливостей експлуатації вагонів може мати місце, коли максимальних еквівалентних напруження перевищують допустимі значення. Це обумовлено багатьма факторами:

підвищення швидкостей співударяння, зноси несучої конструкції, циклічність дії експлуатаційних навантажень тощо. У зв'язку з цим для забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів, а відповідно і зменшення витрат на їх утримання в експлуатації виникає необхідність створення заходів щодо їх удосконалення.

2.3 Висновки по розділу 2

1. Визначено основні режими навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації. При цьому враховано основні найбільш неблагоприємні режими навантажень, які випробовує вагон.

Розглянуто основні схеми навантажень несучої конструкції напіввагона в експлуатації. Визначено основні навантаження, які діють на вагон при цьому, досліджено особливості прикладення цих навантажень до несучих конструкцій вантажних вагонів. При цьому до уваги прийняті I та III розрахункові режими. Стосовно II додаткового режиму розглянуто основний вид навантажень несучих конструкцій – ремонтні навантаження. Визначено особливості дії цих навантажень при здійсненні ремонтних робіт на кузові вагона.

2. Визначено особливості навантаженості несучої конструкції вагона при основних експлуатаційних режимах. Дослідження проведені стосовно напіввагона, як найбільш роз поширеного типу вагона в експлуатації. Розглянуто конструкційні особливості напіввагона. Створено його уточнену просторову модель та проведено розрахунок на міцність при основних експлуатаційних режимах. Проведені розрахунки встановили, що найбільш навантаженим вузлом несучої конструкції напіввагона є рама. Отримано максимальні еквівалентні напруження в складових рами напіввагона. Оскільки при I розрахунковому режимі ці напруження близькі до межі плинності, то при підвищених швидкостях співударяння, зносах несучої конструкції, циклічності

дії експлуатаційних навантажень тощо максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона можуть перевищувати допустимі. Така обставина сприяє виникненню пошкоджень та необхідності здійснення позапланових видів ремонту, а відповідно і витрат на утримання рухомого складу. Тому виникає необхідність створення заходів щодо забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів в експлуатації.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ
З УРАХУВАННЯМ ВИКОРИСТАННЯ НАПОВНЮВАЧІВ В ЇХ СКЛАДОВИХ3.1 Дослідження доцільності використання наповнювачів в складових
несучої конструкції вагона

Для зменшення навантаженості несучих конструкцій вагонів при експлуатаційних режимах можливим є використання наповнювачів у їх складових, які мають замкнений переріз. Для визначення доцільності використання наповнювачів в складових несучої конструкції вагона проведено дослідження на прикладі напіввагона, як одного з найбільш поширених типів вагонів в експлуатації. В якості наповнювача розглянутий піноалюміній [44].

Складові несучої конструкції вагона, які запропоновано заповнювати піноалюмінієм, наведено в рисунках 3.1, 3.2. Дослідження проведені стосовно напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ “КВБЗ”.

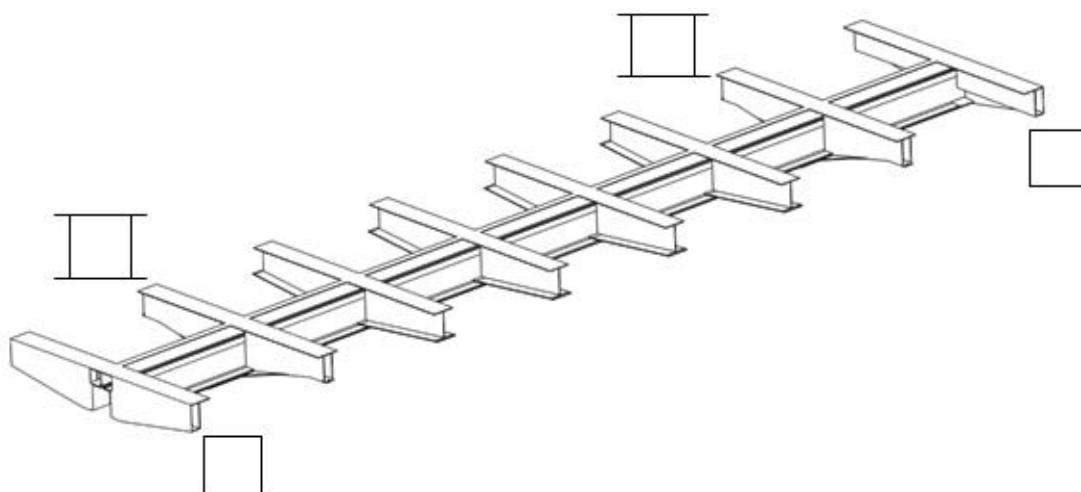


Рисунок 3.1 – Рама напіввагона

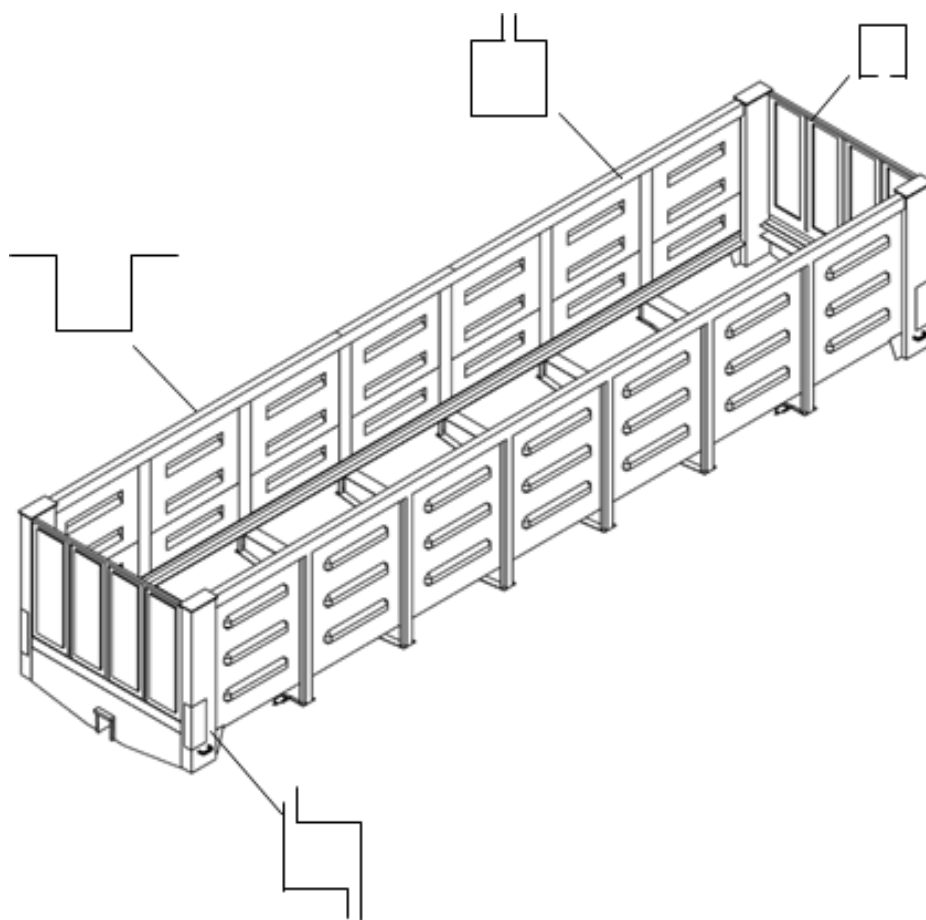


Рисунок 3.2 – Кузов напіввагона

Для обґрунтування використання піноалюмінію у якості наповнювача складових несучої конструкції напіввагону побудовано його просторову модель в програмному комплексі SolidWorks (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 – Просторова модель несучої конструкції напіввагону з піноалюмінієм у якості наповнювача його складових

Наявність піноалюмінію моделювалася постановкою у складові несучої конструкції елементів з характеристиками, зазначеними у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Характеристики піноалюмінію

Властивість	Значення	Одиниця виміру
Модуль пружності	$5,3 \cdot 10^9$	Па
Коефіцієнт Пуасона	0,3	
Масова щільність	800	кг/м ³
Межа міцності при розтягненні	$5,0 \cdot 10^7$	Па
Межа плинності	$1,05 \cdot 10^6$	Па

Для визначення міцності несучої конструкції напіввагону проведено розрахунок за методом скінчених елементів. При цьому використано програмний комплекс SolidWorks Simulation (CosmosWorks).

Оптимальна кількість елементів скінчено-елементної моделі несучої конструкції напіввагону визначена з використанням графоаналітичного методу [118, 130]. В якості скінчених елементів застосовані ізопараметричні тетраедри (рисунок 3.4). Кількість вузлів сітки склала 120917, а елементів – 384184. При цьому максимальний розмір елемента дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Максимальне співвідношення боків – 644,99, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 25,7, більше 10 – 31,4. Кількість елементів в колі дорівнює 8. Співвідношення збільшення розміру елемента склало 1,6. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання несучої конструкції на візки.

Розрахунок здійснений для випадку маневрового співударання. При складанні розрахункової моделі враховані вертикальні статичні навантаження P_s^{cm} , тиск розпору насипного вантажу P_p (кам'яне вугілля), а також повздовжнє навантаження P_n , що діє на несучу конструкцію від автозчепного пристрою (рисунок 2.3). При цьому враховано, що тиск розпору насипного вантажу на

бокові стіни напіввагона діє за законом трикутника. На торцеві стіни тиск розпору прикладався за законом трапеції.

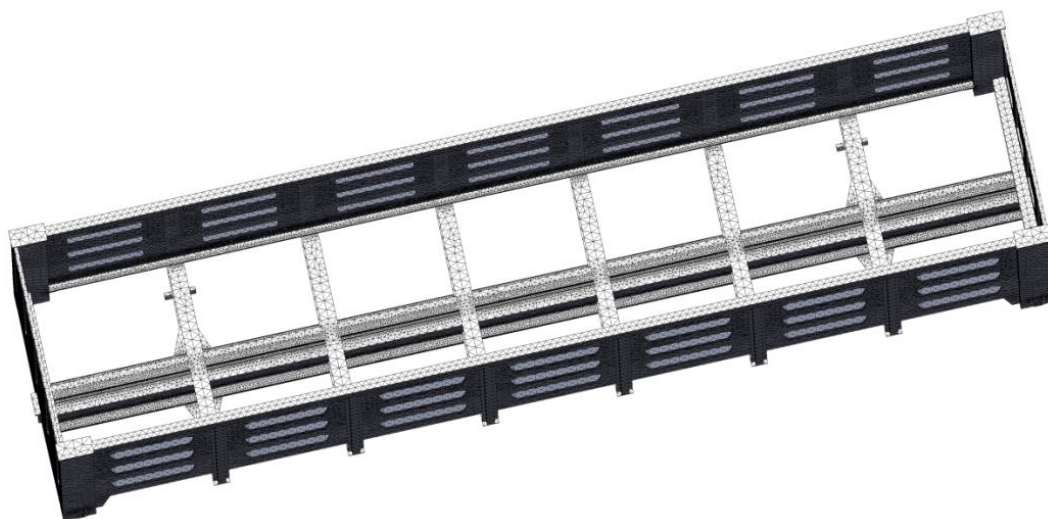


Рисунок 3.4 – Скінчено-елементна модель несучої конструкції напіввагона

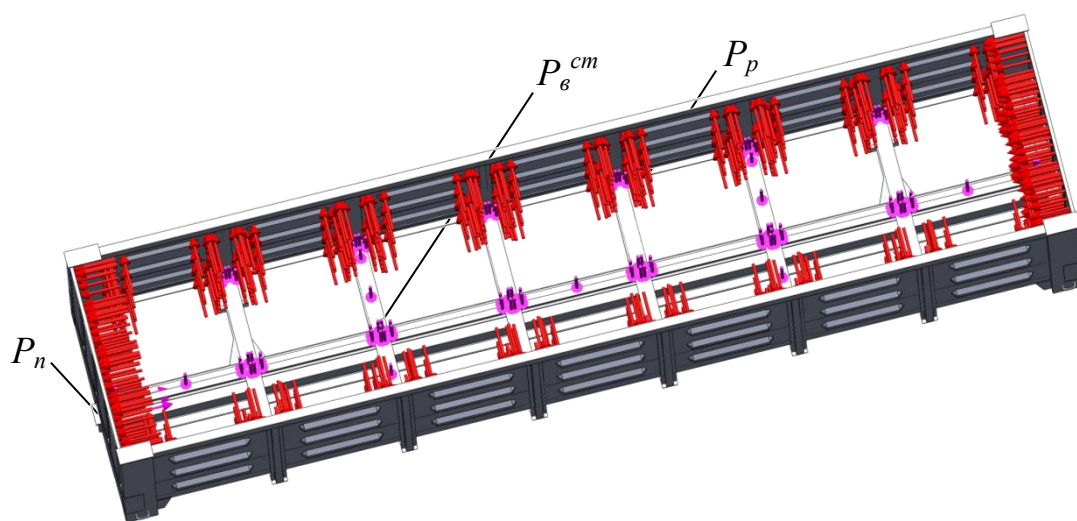


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона

Результати розрахунку на міцність наведені на рисунки 3.6, 3.7.

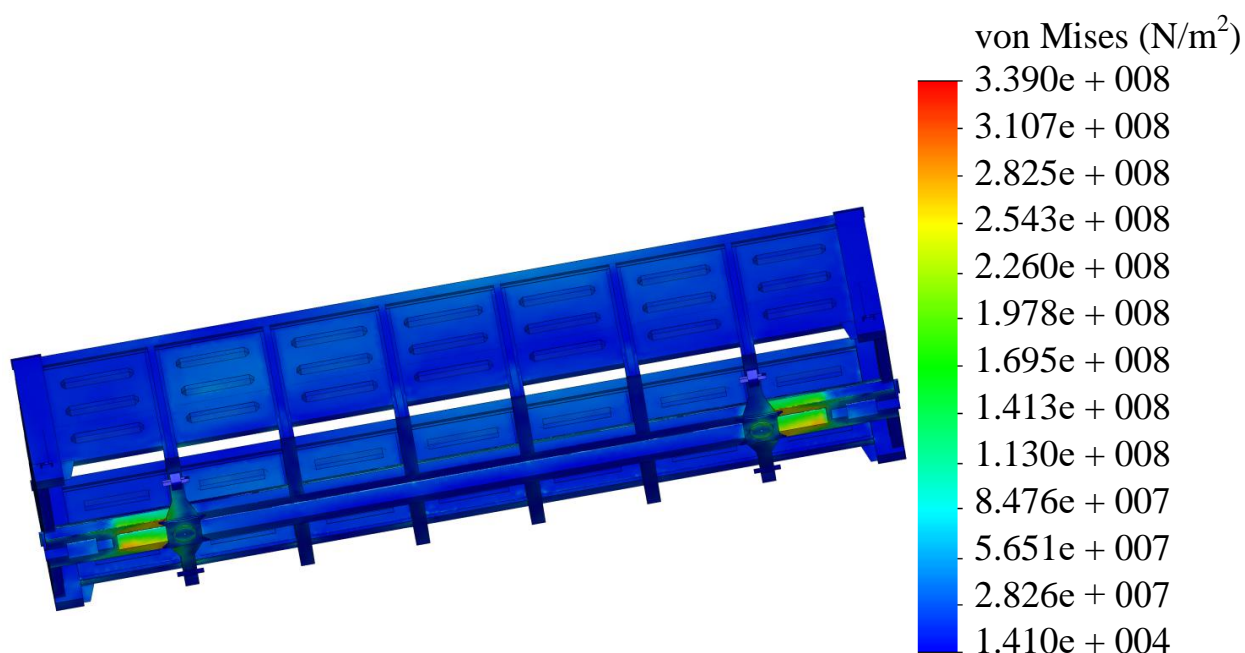


Рисунок 3.6 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона

При цьому максимальні еквівалентні напруження зафіксовані в зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та склали близько 340 МПа. Максимальні переміщення виникають у середній частині рами на дорівнюють близько 4,7 мм. Отже міцність несучої конструкції напіввагона забезпечується [16, 17, 22, 54].

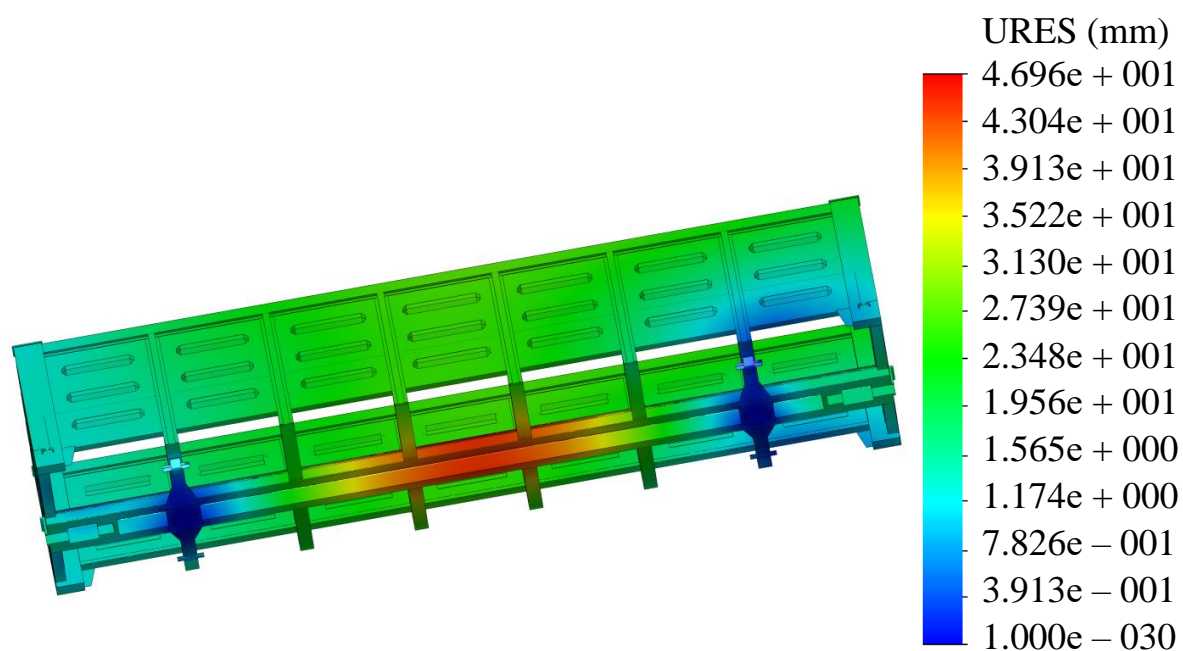


Рисунок 3.7 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона

Порівняльний аналіз максимальних еквівалентних напружень, які виникають у типовій несучій конструкції напіввагона та з урахуванням використання наповнювача наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона при I розрахунковому режимі (удар)

Найменування складової	Напруження, МПа		
	Допустимі напруження	Типова конструкція	Конструкція з наповнювачем
Обв'язування верхнє	345	74,2	46,0
Кутова стійка	345	48,5	32,3
Вертикальна стійка	345	211,5	148,6
Верхній пояс торцевої двері	345	107,3	87,7
Проміжна стійка торцевої двері	345	78,3	53,1
Середня стійка торцевої двері	345	61,2	32,3
Рама			
Шворнева балка	345	105,7	92,2
Кінцева балка	345	75,7	62,3

Розбіжність між максимальними еквівалентними напруженнями в типовій несучій конструкції напіввагона та з урахуванням використання наповнювача наведено на рисунку 3.8.

З урахуванням використання піноалюмінію у якості наповнювача складових несучої конструкції напіввагона його тара збільшується на 16,2% у

порівнянні з конструкцією без наповнювача. Однак для зменшення підресореної маси вагона є можливим оптимізація складових його конструкції за критерієм мінімуму матеріалоемності.



Рисунок 3.8 – Розбіжність між максимальними еквівалентними напруженнями в типовій несучій конструкції напіввагона та з урахуванням використання наповнювача

Розраховано втомну міцність несучої конструкції напіввагона з використанням у якості наповнювача його складових піноалюмінію. Розрахунок проведений за результатами статичного аналізу, наведеними на рисунку 3.6. При цьому база випробувань склала 10^7 циклів. Крива втоми отримана на підставі модуля пружності сталі марки 09Г2С за допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks Simulation (CosmosWorks).

Проведені дослідження дозволили визначити найбільш навантажені зони несучої конструкції напіввагона (рисунок 3.9). До них відносяться зони взаємодії шворневих балок з хребтовою.

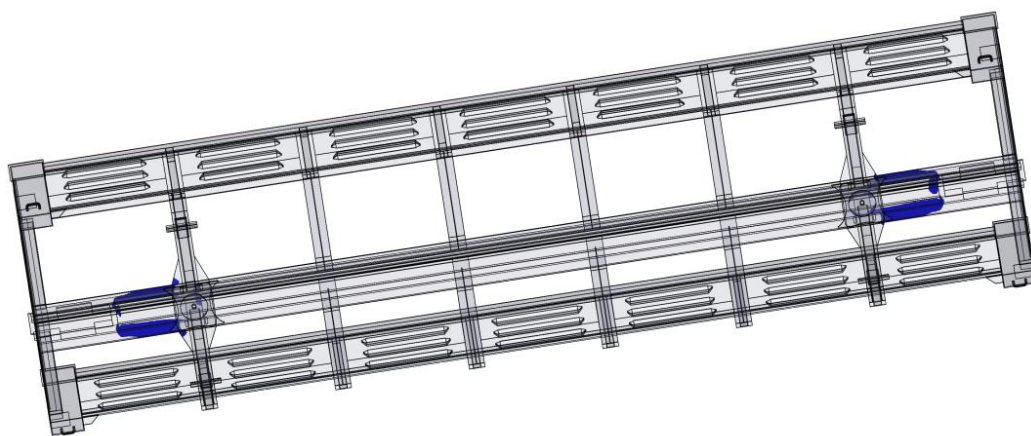


Рисунок 3.9 – Найбільш навантажені зони несучої конструкції напіввагона

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що втомна міцність несучої конструкції напіввагона при завданій базі випробувань забезпечується. При цьому втомна міцність несучої конструкції напіввагона з наповнювачем збільшується на 7 % у порівнянні з типовою конструкцією.

Також в рамках дослідження здійснений розрахунок опору втоми несучої конструкції вагона-цистерни.

Розрахунок опору втоми здійснений з урахуванням коефіцієнта запасу n за формулою [16, 17, 22, 54]:

$$n = \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{a,e}} \geq [n], \quad (3.1)$$

де $\sigma_{a,e}$ – розрахункове значення амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, зведене до бази N_0 , еквівалентне за пошкоджувальною дією значенню амплітуд у реальному режимі експлуатаційних випадкових напружень протягом проектного терміну служби, МПа;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу опору втоми.

Еквівалентну зведену амплітуду динамічних напружень для розрахування на втому $\sigma_{a,e}$ у разі перервної функції розподілу амплітуд напруження визначають [16, 17, 22, 54]

$$\sigma_{a,e} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k P_{vi} f_e \sum_{i=1}^k \sigma_{ai}^m P_i} \quad (3.2)$$

де N_c – сумарна кількість циклів динамічних напружень за розрахунковий термін служби;

p_{σ_i} та p_{v_i} – відповідно ймовірність появи напружень з рівнем σ_i в даному інтервалі швидкостей та частка часу, що приходить на експлуатацію вагона зі швидкістю v_i ;

σ_{ai} – рівень (розряд) амплітуди напружень, МПа;

k_{σ_i} та k_{v_i} – число розрядів дискретизації відповідно амплітуд напружень та діапазону швидкостей руху.

Результати розрахунку показали, що при ймовірність появи напружень з рівнем σ_i , що складає 0,95 значення $\sigma_{a,e} = 52,4$ МПа. Звідси опір втомі дорівнює 4,2. При цьому у зв'язку з відсутністю експериментальних даних допустиме значення коефіцієнту запасу опору втомі прийнято рівним 2,2. Отже умова (3.1) виконується та втомна міцність несучої конструкції вагона забезпечується.

Для визначення проектного строку служби несучої конструкції напіввагона використано методику, викладену у праці проф. П. А. Устіча [80]:

$$T_n = \frac{(\sigma_{-1D} / [n])^m \cdot N_0}{B \cdot f_e \cdot \sigma_{ce} (k_{\sigma} + \psi_{\sigma} / K_{\sigma})^m}, \quad (3.2)$$

де σ_{-1D} – середнє значення границі витривалості;

n – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

m – показник ступеня кривої втоми;

N_0 – база випробувань;

B – коефіцієнт, який характеризує час безперервної роботи об'єкту в

секундах;

f_6 – ефективна частота динамічних напружень;

$\sigma_{св}$ – напруження від статичного вагового навантаження;

$k_{об}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки;

ψ_σ – коефіцієнт чутливості;

K_σ – загальний коефіцієнт зниження втомної міцності.

При розрахунках прийняті такі вхідні параметри: $\sigma_{1Д}=245$ МПа; $n=2$; $m=8$; $N_0=10^7$; $B=3,07 \cdot 10^6$ сек.; $f_6=2,7$ Гц; $k_{об}=0,35$; $\psi_\sigma/K_\sigma=0,2$.

Проведені розрахунки показали, що проектний строк служби несучої конструкції напіввагона складає не менше 32 років.

Важливо зазначити, що отримана величина проектного строку служби повинна бути уточнена з урахуванням додаткових досліджень повздовжньої навантаженості несучої конструкції напіввагона.

Також в рамках дослідження визначено значення власних частот коливань несучої конструкції напіввагона. Розрахунок проведено за схемою, наведеною на рисунку 3.5. Результати розрахунку наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Власні частоти коливань несучої конструкції напіввагона

Форма коливань	Частота, Гц	Форма коливань	Частота, Гц
1	13,5	6	35,2
2	17,6	7	40,6
3	26,0	8	41,7
4	32,2	9	46,9
5	32,9	10	52,1

За даними, наведеними в таблиці 3.3, можна зробити висновок, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих, оскільки перша власна частота коливань має значення більше 8 Гц [16, 17, 22, 54].

Для визначення основних показників динаміки несучої конструкції напіввагона з наповнювачем його складових проведено розрахунок динамічної

навантаженості у вертикальній площині. Розрахункова схема наведена на рисунку 3.10. При цьому використано математичну модель, наведену у [23].

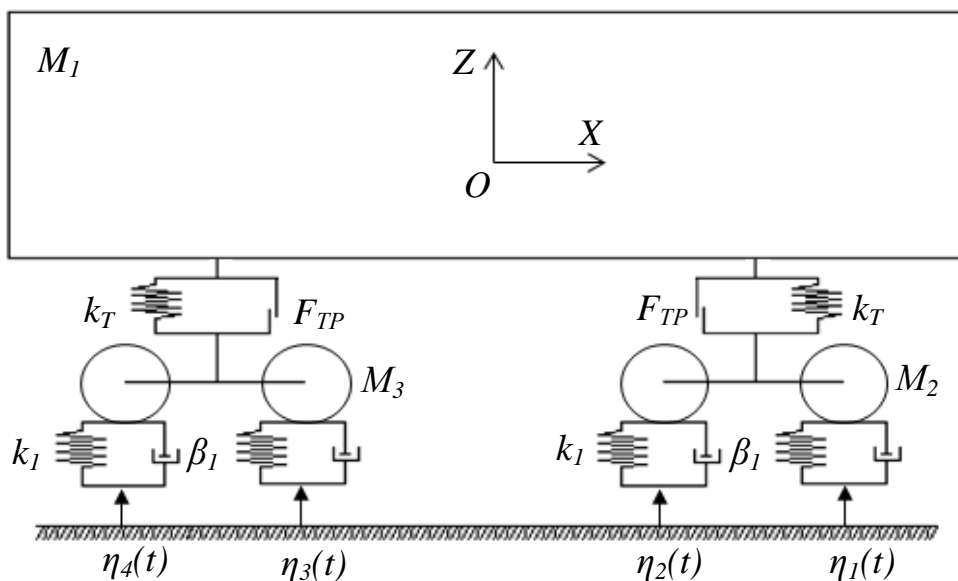


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема напіввагона

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = \\ = F_{TP} \cdot l \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned}
M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\
= F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right),
\end{aligned} \quad (3.7)$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \quad (3.8)$$

де M_i – інерційні коефіцієнти елементів коливальної системи;

C_{ij} – характеристика пружності елементів коливальної системи;

B_{ij} – функція розсіювання;

a – половина бази візка;

q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному та кутовому переміщенням навколо вертикальної вісі, відповідно, кузова вагона, першого та другого візка, а також вантажу;

k_T – жорсткість ресорного підвішування;

β_i – коефіцієнт демпфірування;

F_{TP} – сила тертя у ресорному комплекті.

При цьому перші два рівняння характеризують переміщення кузова при коливаннях підскакування та галопування, друге – шосте елементів ходової частини вагона.

Вхідні параметри до математичної моделі наведені в таблиці 3.4.

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю [56, 101, 113]. Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad за методом Рунге-Кутта [24, 35]. Результати розрахунків наведені на рисунках 3.11 – 3.14.

Таблиця 3.4 – Вхідні параметри до математичної моделі

Параметр	Розмірність	Значення
M_1	т	15,3
M_2	т·м ²	348,6
M_3, M_5	т	4,3
M_4, M_6	т·м ²	3,0
l	м	4.86
a	м	0,925
k_T	кН/м	8000
k_l	кН/м	100000
β_l	кН·с/м	200

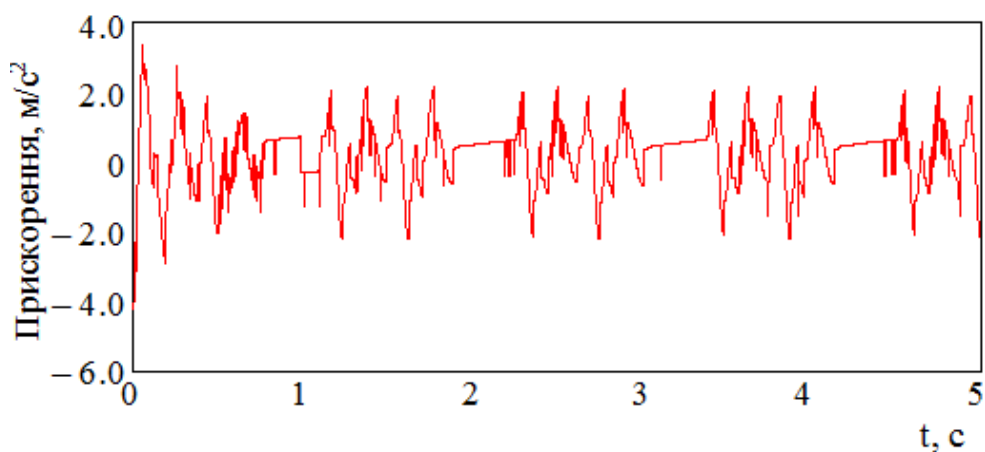


Рисунок 3.11 – Прискорення кузова напіввагона в центрі мас

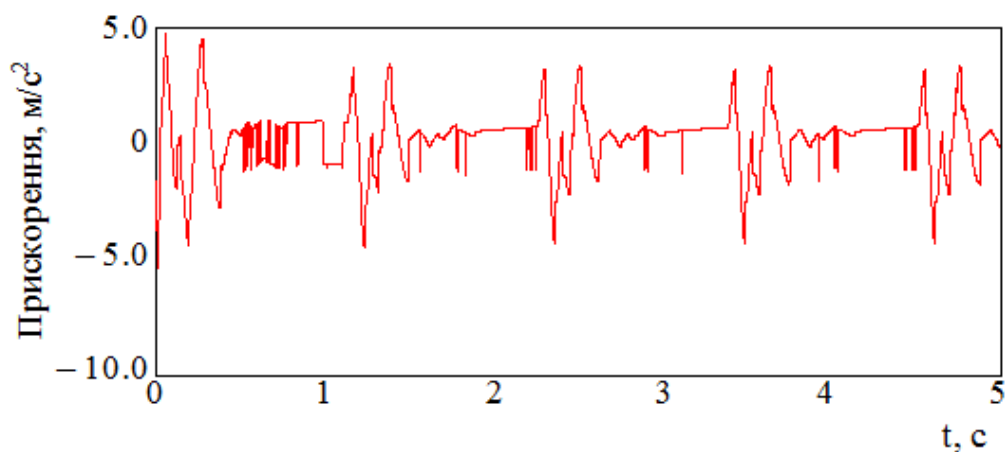


Рисунок 3.12 – Прискорення візків

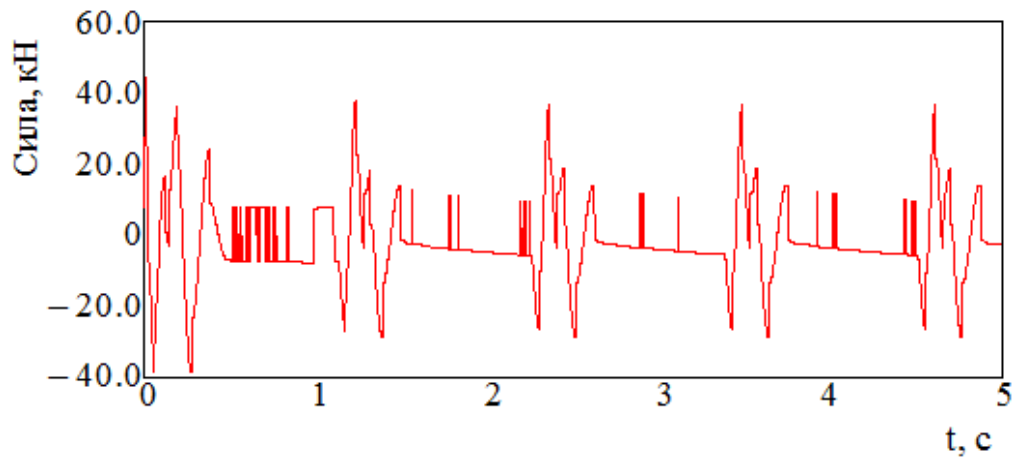


Рисунок 3.13 – Сила в ресорному підвішванні візка

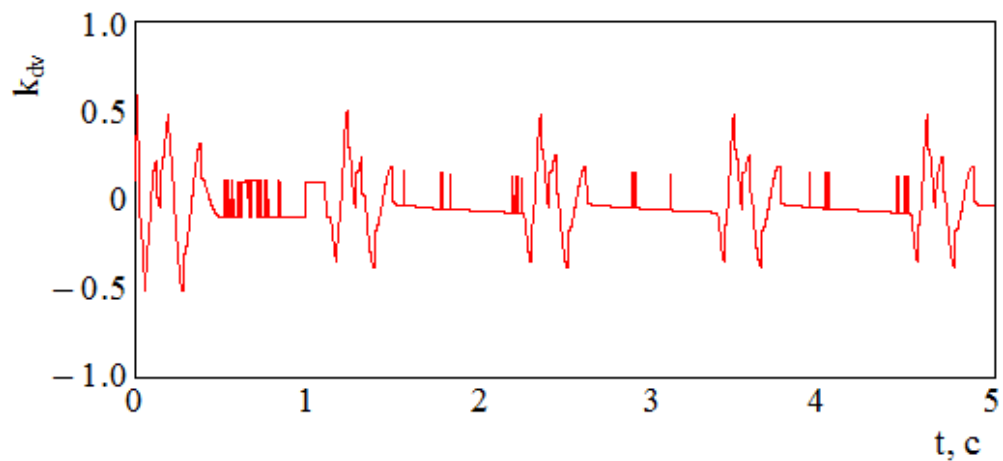


Рисунок 3.14 – Коефіцієнт вертикальної динаміки

Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають $4,2 \text{ м/с}^2$. Прискорення візків дорівнюють $5,3 \text{ м/с}^2$. Сили в ресорному підвішванні візків склали близько $44,2 \text{ кН}$, а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,58$.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що досліджувані показники динаміки напіввагона з наповнювачем його складових знаходяться в межах допустимих. Оцінка ходу напіввагона є “відмінною” [16, 17, 22, 54].

3.2 Удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах

Дослідження доцільності застосування наповнювача в складових типової несучої конструкції вагона показало, що дана реалізація є ефективною. Однак при цьому збільшується тара несучої конструкції, а відповідно і підресорена маса. Тому використання наповнювача доцільно здійснювати в найбільш навантажених елементах несучої конструкції, а саме – хребтовій балці. Важливо сказати, що типові хребтові балки вантажних вагонів здебільшого представлені Z-подібними профілями або швелерами. У зв'язку з цим необхідною умовою використання наповнювача в хребтовій балці є створення її замкненої конструкції.

На першопочатковому етапі дослідження проведені стосовно рами напіввагона. При цьому замість типових профілів, які використовуються у рамі напіввагона, запропоновано використання спеціалізованого профілю (рисунок 3.15). Даний профіль має Z-подібну конфігурацію, але його полки дещо збільшені за довжиною. Таке рішення дозволяє створити замкнений переріз хребтової балки [45, 90, 115].

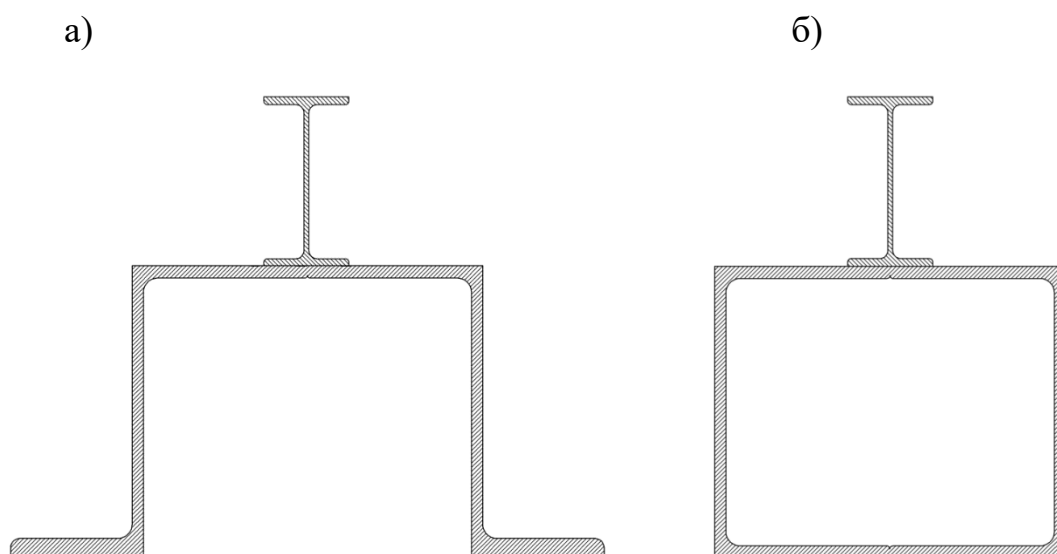


Рисунок 3.15 – Переріз хребтової балки

а) типова конструкція; б) удосконалена конструкція

Для визначення оптимальної товщини стінки хребтової балки проведені розрахунки. На першопочатковому етапі здійснено 9 варіантів розрахунків на міцність хребтової балки з урахуванням варіювання товщини її стінки у інтервалі 6 – 9 мм з кроком 0,5 мм. Результати розрахунку зведені до таблиці 3.5. При цьому маса хребтової балки визначалася за допомогою опцій програмного забезпечення SolidWorks.

Таблиця 3.5 – Вхідні параметри до визначення оптимальної товщини стінки хребтової балки

Номер	Товщина t , мм	Напруження σ , МПа	Маса m , кг
1	6	587,3	802,71
2	6,5	486,7	868,31
3	7	455,5	933,7
4	7,5	401,2	998,9
5	8	395,5	1063,9
6	8,5	384,3	1128,69
7	9	342,5	1193,29
8	9,5	332,4	1257,68
9	10	312,5	1321,88

Отже задача зводиться до визначення товщини t , при якій маса m досягає мінімального значення. При цьому розрахункове напруження не повинно перевищувати допустимого значення:

$$\sigma \leq [\sigma] = 345 \text{ МПа}. \quad (3.9)$$

Тобто мінімізується цільова функція $m = m(t)$ при обмеженні (1).

$$m = m(t) \quad (3.10)$$

Вочевидь, що функція $m(t)$ є лінійною:

$$m(t) = t \cdot a^2 \cdot \rho \Rightarrow \min, \quad (3.11)$$

де a – сторона балки;

ρ – щільність матеріалу.

Маса m є зростаючою функцією. Мінімальне значення маси досягається при значенні товщини $t = 6$ мм. Але при цій товщині значення напружень перевищує допустиме (таблиця 3.5). Отже необхідно визначити при якому мінімальному значенні t виконується обмеження (3.9).

Побудуємо графік залежності напружень σ від товщини стінки t згідно таблиці 3.5 (рисунок 3.16).

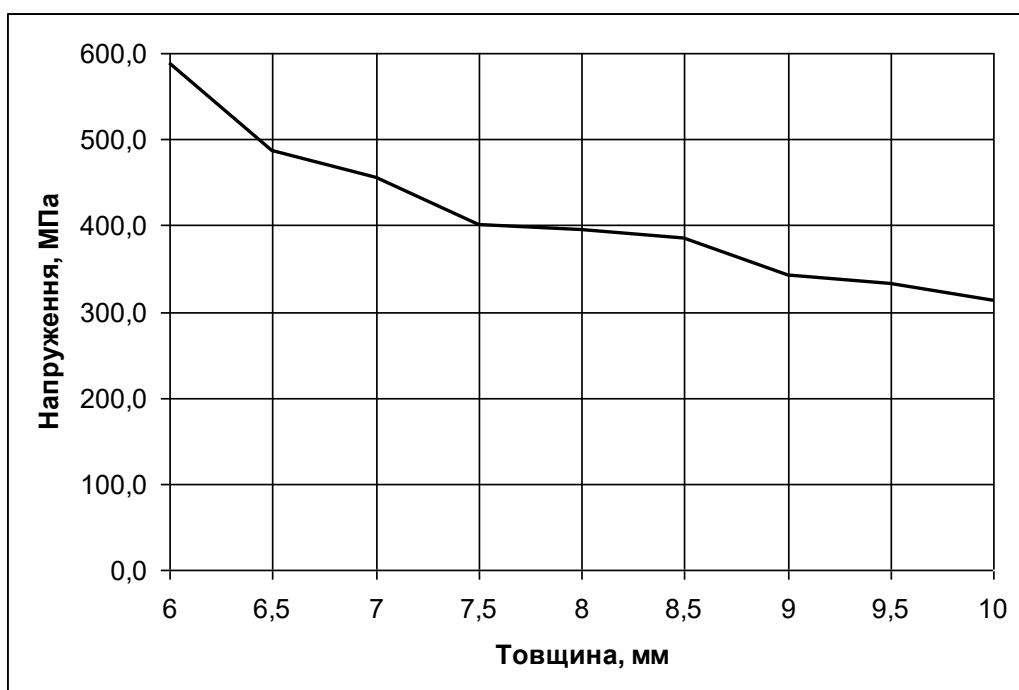


Рисунок 3.16 – Залежність напружень в хребтовій балці від товщини стінки

Як видно, ця функція близька до кусково-лінійної, тобто на кожному інтервалі її можна апроксимувати лінійною. З таблиці 3.5 видно, що допустиме значення напружень досягається на інтервалі $t_6 = 8,5 \text{ мм} \leq t \leq 9,0 \text{ мм} = t_7$ при

$\sigma_6 = 384,3 \text{ МПа} \leq \sigma \leq 342,5 \text{ МПа} = \sigma_7$. Апроксимуємо на цьому інтервалі $\sigma(t)$ лінійною функцією:

$$\sigma(t) = \sigma_6 + \frac{\sigma_7 - \sigma_6}{t_7 - t_6} (t - t_6), \quad (3.12)$$

та розрахуємо значення напруження з кроком 0,01 мм. Частина отриманих результатів наведена в таблиці 3.6.

Використовуючи данні, наведені в таблиці 3.5, запишемо функцію (3.13) у вигляді

$$m(t) = m_1 + \frac{m_9 - m_1}{t_9 - t_1} (t - t_1) = 23,96 + 129,79t. \quad (3.13)$$

Значення маси на інтервалі $t_6 = 8,5 \text{ мм} \leq t \leq 9 \text{ мм} = t_7$ зведемо до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Результати визначення оптимальної товщини стінки хребтової балки

Товщина t , мм	Напруження σ , МПа	Маса m , кг
8,950	346,68	1185,58
8,955	346,26	1186,23
8,960	345,84	1186,88
8,965	345,43	1187,53
8,970	345,00	1188,18
8,975	344,59	1188,82
8,980	344,17	1189,47

Отже напруження не перевищують допустимі при $t = t_0 \geq 8,97 \text{ мм}$. При цьому значення маси $m_0 = 1188,18 \text{ кг}$.

Для визначення навантаженості напіввагона з урахуванням удосконаленої конструкції хребтової балки проведено математичне моделювання. Для цього використано математичну модель, сформовану проф. Богомазом Г. І. [4, 120]. Важливо сказати, що зазначена модель створена для визначення навантаженості довгобазної конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнерами-цистернами. Тому в рамках даного дослідження модель було доопрацьовано.

$$M_{\text{бр}} \cdot \ddot{x} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\varphi} = P_n - 2P_{\text{мп}}, \quad (3.14)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi \cdot (M_B \cdot h) = l \cdot F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l (k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2), \quad (3.15)$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + C_2 - F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3.16)$$

при цьому

$$\Delta_1 = z - l \cdot \varphi; \quad \Delta_2 = z + l \cdot \varphi,$$

де $M_{\text{бр}}$ – маса брутто вагона;

M_B – маса несучої конструкції вагона;

I_B – момент інерції вагона;

P_n – величина повздовжньої сили на передні упори автозчепу;

$P_{\text{мп}}$ – сили тертя, які виникають між п'ятниками рами та підп'ятниками візків;

l – половина бази вагона;

$F_{\text{ТР}}$ – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті;

k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона;

x, φ, z – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Також в ній враховано силу тертя, яка виникає між п'ятниками та підп'ятниками та зумовлену дією повздовжньої сили на задній упор автотягача. Значення повздовжньої сили, яка діє на задній упор автотягача, прийнято рівним 3,5 МН [16, 17, 22, 54]. Розв'язок математичної моделі здійснений за методом Рунге-Кутта. Стартові умови покладені рівними нулю. Розрахунок здійснений стосовно напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ "КВБЗ".

Результати розрахунку показали, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $38,4 \text{ м/с}^2$ (рисунок 3.17). Важливо сказати, що отримана величина прискорення не перевищує нормативних значень [11, 12].

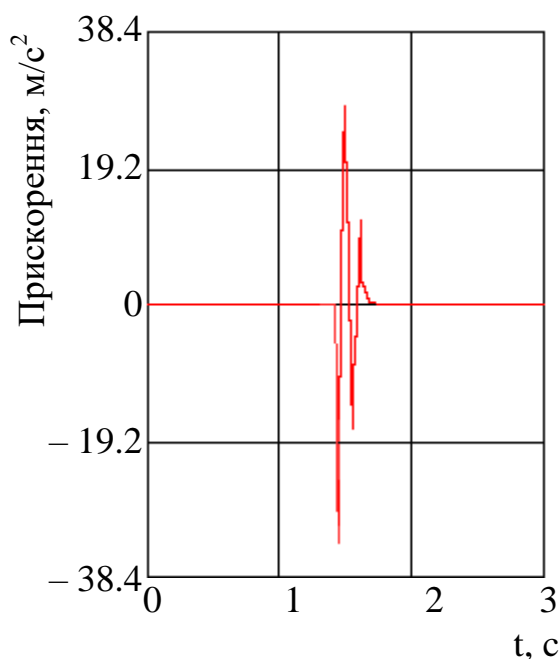


Рисунок 3.17 – Прискорення несучої конструкції напіввагона

Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність рами напіввагона, як основного несучого елемента кузова. Просторову модель рами створено в програмному комплексі SolidWorks (рисунок 3.18). Розрахунок на міцність рами здійснений в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

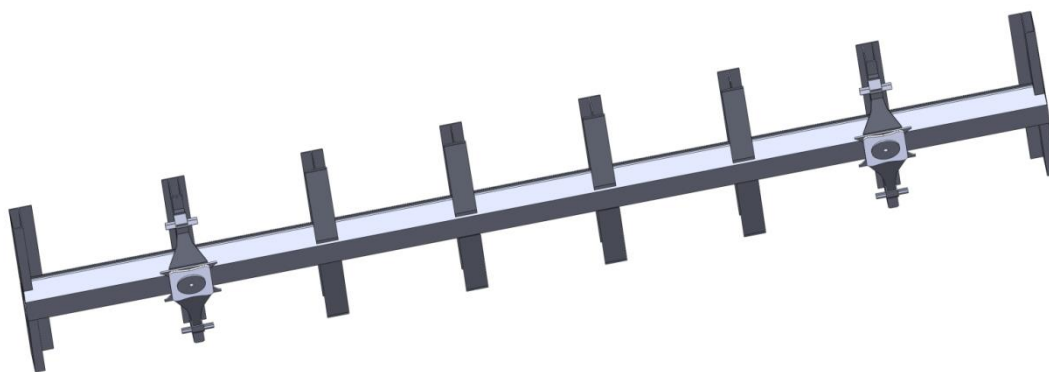


Рисунок 3.18 – Просторова модель рами напіввагона

При складанні скінчено-елементної моделі рами напіввагона застосовані ізопараметричні тетраедри. Оптимальну кількість скінчених елементів визначено за графоаналітичним методом [118, 130]. Кількість елементів сітки склала 81813, вузлів – 27261. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 188,0 мм, мінімальний – 38,0 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 1015,4, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 8,59, більше десяти – 41. Мінімальна кількість елементів в колі – 8, співвідношення збільшення розміру елементу – 1,6. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С з значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності 345 МПа. В якості допустимих напружень враховано напруження плинності [16, 17, 22, 54].

Розрахункова схема рами напіввагона наведена на рисунок 3.19. При складанні моделі враховано, що на неї діє вертикальне-статичне навантаження P_6^{cm} , повздовжнє навантаження на задній упор автозчепу P_{y0} , а також горизонтальні реакції P_2 в п'ятниках, зумовлені дією навантаження P_{y0} (рисунок 3.20).

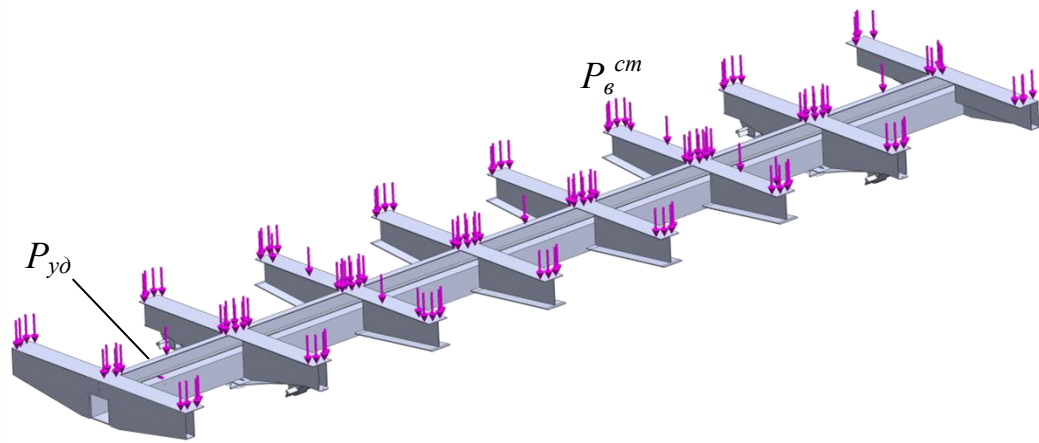


Рисунок 3.19 – Розрахункова схема рами напіввагона

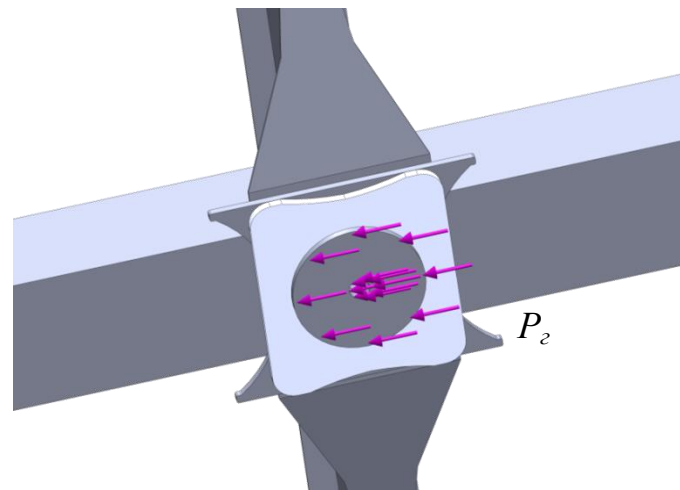


Рисунок 3.20 – Схема прикладення горизонтального навантаження на п'ятник

Результати розрахунку наведені на рисунках 3.21 та 3.22. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 328 МПа (рисунок 3.21).

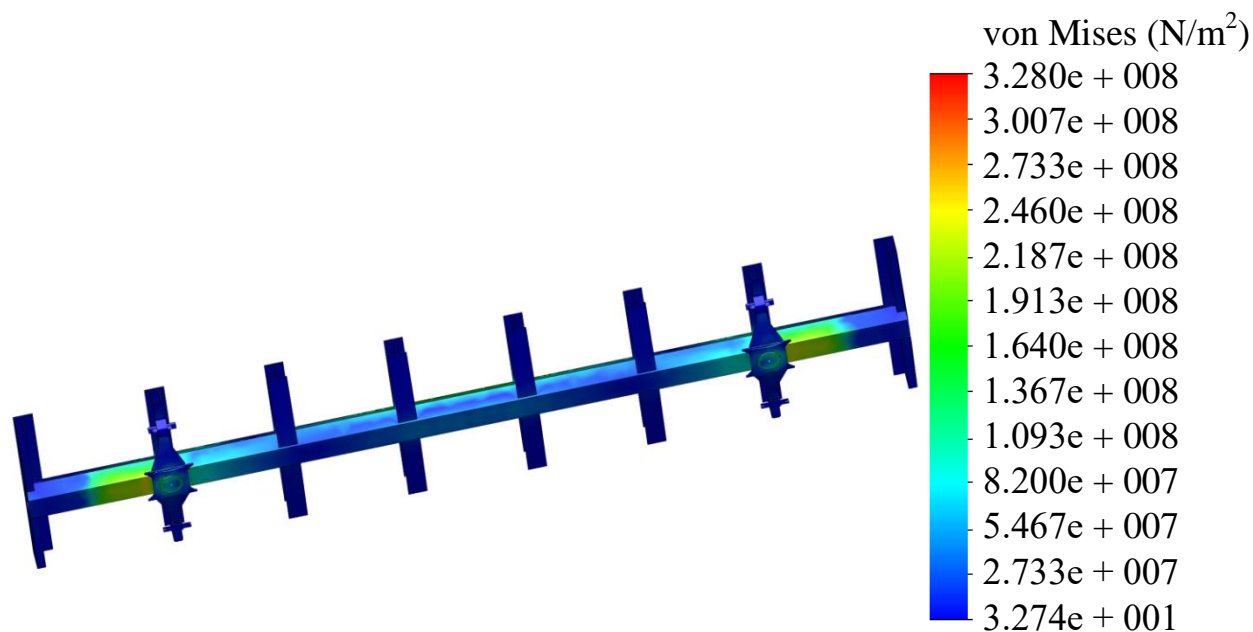


Рисунок 3.21 – Напружений стан рами напіввагона

Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами напіввагона та склали 8,5 мм (рисунок 3.22).

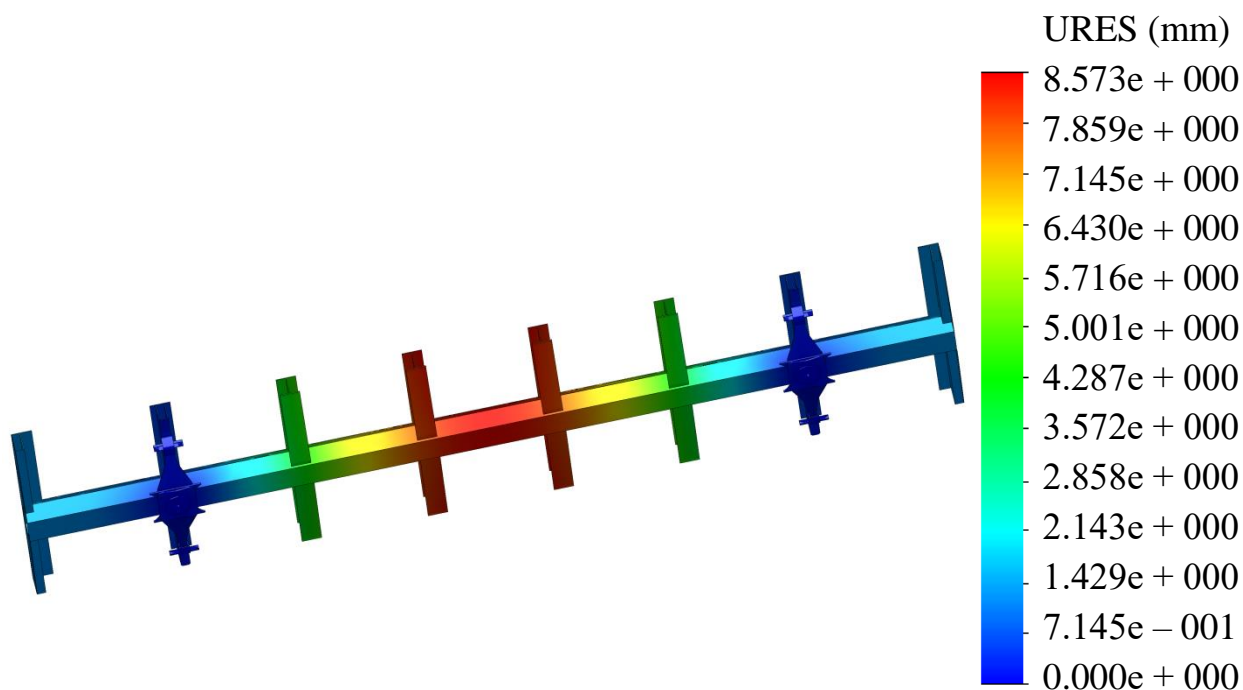


Рисунок 3.22 – Переміщення в вузлах рами напіввагона

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що міцність рами напіввагона забезпечується. При цьому максимальні еквівалентні напруження

на 5% нижчі за допустимі [16, 17, 22, 54]. Найбільш навантажені зони рами наведені на рисунку 3.23. До них відносяться зони взаємодії хребтової балки зі шворневими.

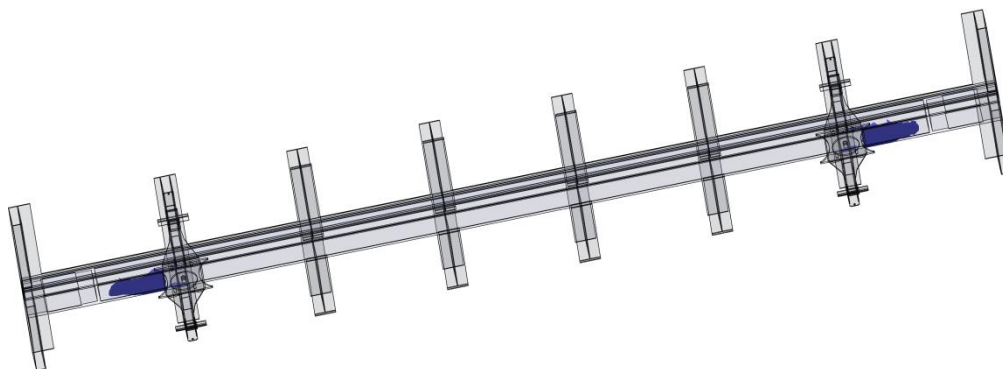


Рисунок 3.23 – Найбільш навантажені зони рами напіввагона

Розрахунок здійснений стосовно і інших режимів навантажень вагона в експлуатації. Результати розрахунку наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Основні показники міцності рами напіввагона

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІ режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	328,0	316,6	305,4	297,6	284,1
Переміщення в вузлах, мм	8,5	8,1	7,8	7,8	7,7

За даними, наведеними у таблиці 3.6, можна зробити висновок, що міцність рами напіввагона при основних експлуатаційних режимах забезпечується.

З метою визначення проектного строку служби рами напіввагона використано методику професора Устіча П. А. [80]. При розрахунках прийняті

такі вхідні параметри: $\sigma_{1Д} = 245$ МПа; $n = 2$; $m = 8$; $N_0 = 10^7$; $B = 3,07 \cdot 10^6$ сек.; $f_6 = 2,7$ Гц; $k_{06} = 0,35$; $\psi_{\sigma}/K_{\sigma} = 0,2$.

Результати проведених розрахунків встановили, що проектний строк служби рами напіввагона складає не менше 32 років.

Важливо зазначити, що отримана величина проектного строку служби повинна бути уточнена з урахуванням додаткових досліджень повздовжньої навантаженості рами напіввагона.

Хребтова балка може бути представлена і іншими типами профілів, які утворюють її замкнений переріз. Можливі варіанти виконання хребтової балки наведені на рисунку 3.24.

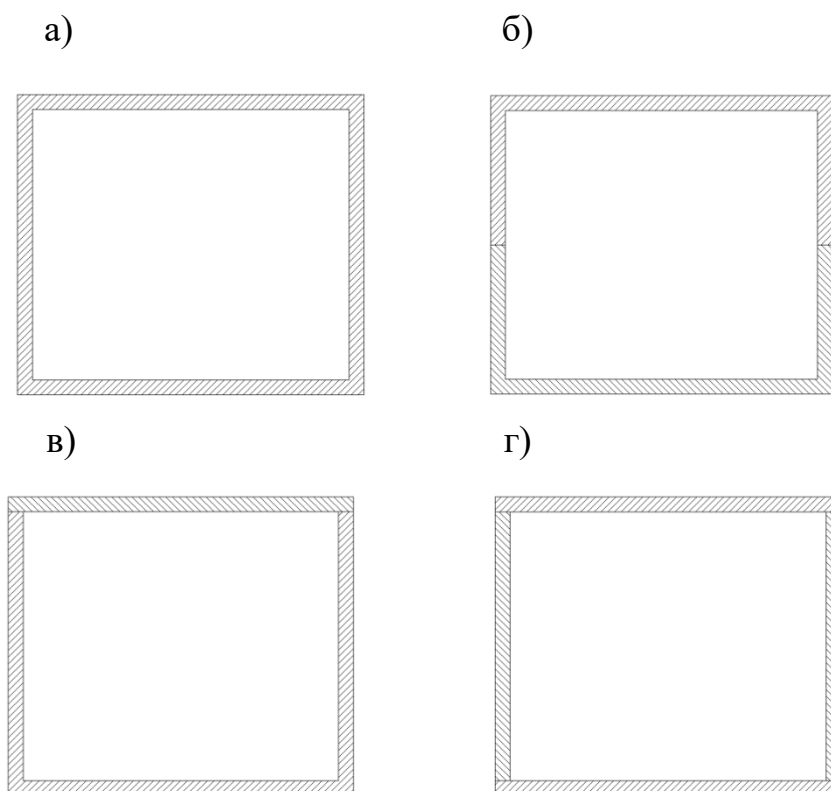


Рисунок 3.24 – Варіанти виконання хребтової балки вагона

а) труба прямокутного перерізу; б) коритоподібні профілі; в) П-подібний профіль, перекритий горизонтальним листом; г) листова конструкція

3.3 Обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію вагона

Для зниження собівартості виготовлення та експлуатації вагонів можливим є зниження їх тари, і відповідного збільшення вантажопідйомності. Досягти цього можливо шляхом удосконалення конструкції модуля рами, на основі застосування SIN-балок в якості його основних несучих елементів, перекритих горизонтальним листом, при виконанні умов міцності (рисунок 3.25). Дослідження проведені стосовно рами напіввагона [55, 63].

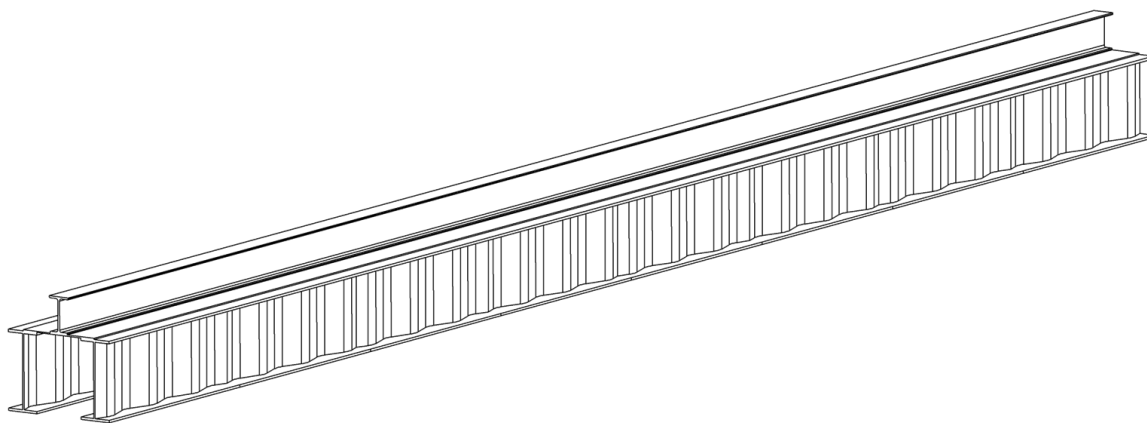


Рисунок 3.25 – Хребтова балка напіввагона

Геометричні параметри SIN-балок, які утворюють хребтову балку, наведені на рисунок 3.26.

Вони визначені з умови забезпечення міцності хребтової балки при дії експлуатаційних навантажень. В якості рами вагона-прототипу обрано раму напіввагона моделі 12-757. Важливо зазначити, що даний профіль SIN-балки не є типовим у відповідності до сортаменту. Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу.

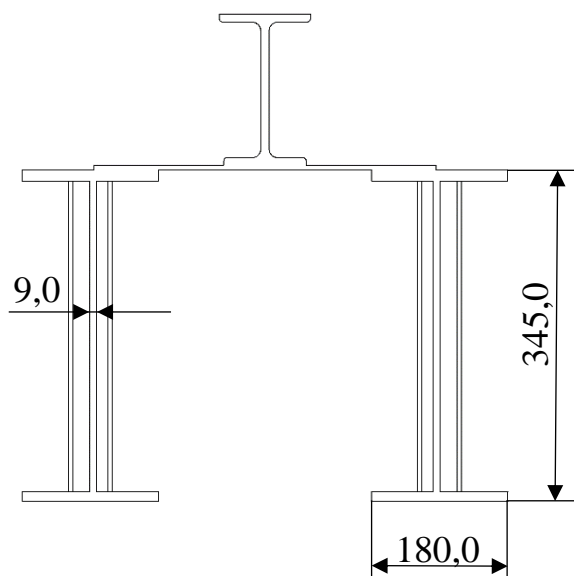


Рисунок 3.26 – Переріз хребтової балки напіввагона

Для обґрунтування використання SIN-балок в несучих конструкціях напіввагонів побудовано просторову модель рами напіввагона (рисунок 3.27) та проведено розрахунок на міцність. Всі графічні роботи проводилися в програмному комплексі SolidWorks. Розрахунок на міцність здійснений в програмному комплексі SolidWorks Simulation за методом скінчених елементів.

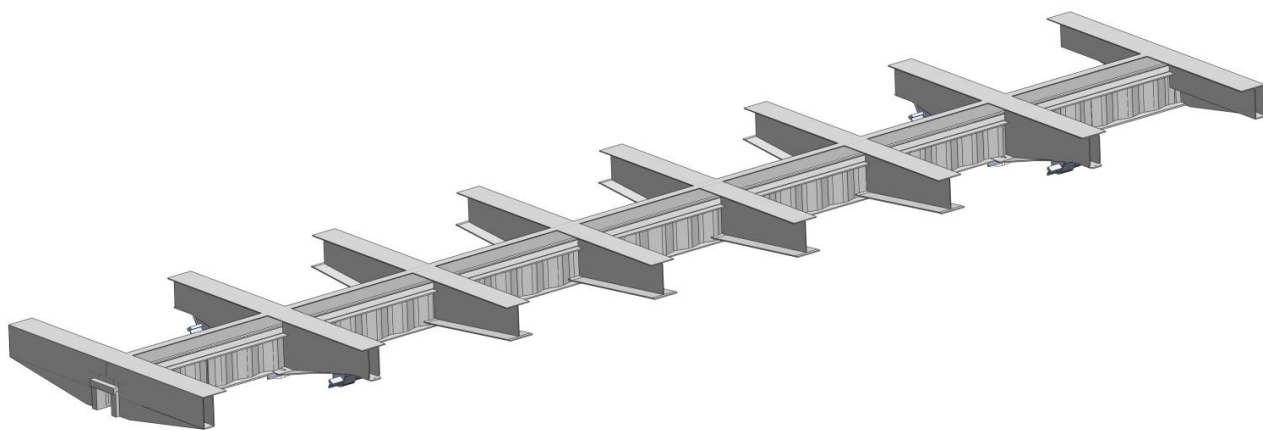


Рисунок 3.27 – Просторова модель рами напіввагона

Скінченно-елементну модель рами напіввагона наведено на рисунок 3.28. Оптимальна кількість елементів сітки визначена з використанням графоаналітичного методу. В якості скінчених елементів застосовані

ізопараметричні тетраедри. При цьому кількість елементів сітки складала 75360, вузлів – 24045. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 192,7 мм, мінімальний – 38,5 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 710,5, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 2,87, більше десяти – 47,3.

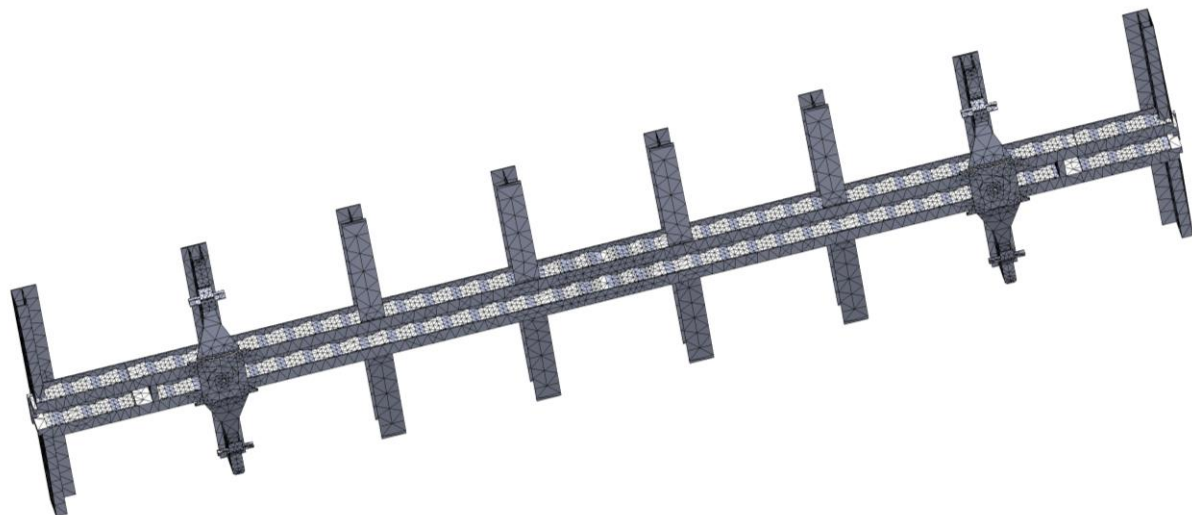


Рисунок 3.28 – Скінченно-елементна модель рами напіввагона

Розрахункова схема рами напіввагона наведена на рисунок 3.29. Визначення міцності рами напіввагона проведено для I розрахункового режиму – “удар”.

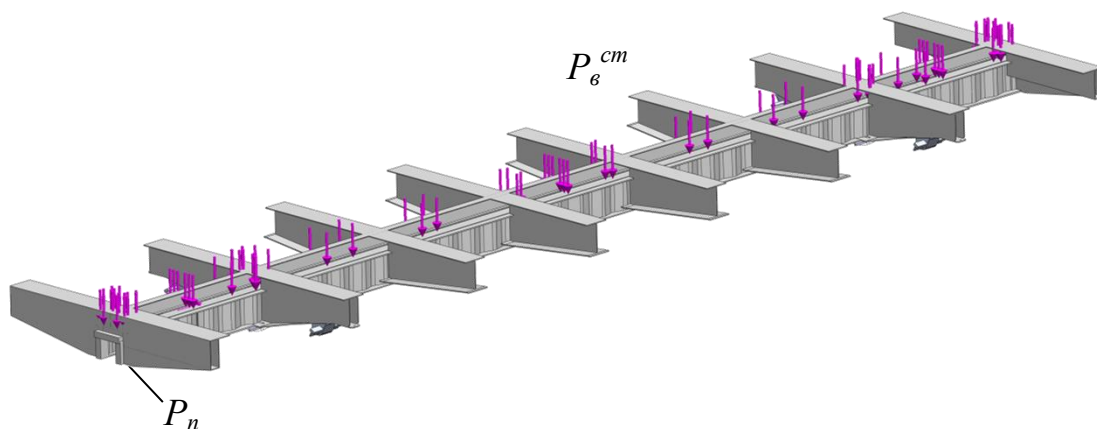


Рисунок 3.29 – Розрахункова схема рами напіввагона

Враховано, що на раму діє вертикальне статичне навантаження P_e^{cm} з

урахуванням використання повної вантажопідйомності вагона, а також повздовжнє навантаження P_n на задній упор автозчепу.

Закріплення моделі здійснювалося в зонах спирання рами на візки. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку на міцність рами наведені на рисунках 3.30 та 3.31.

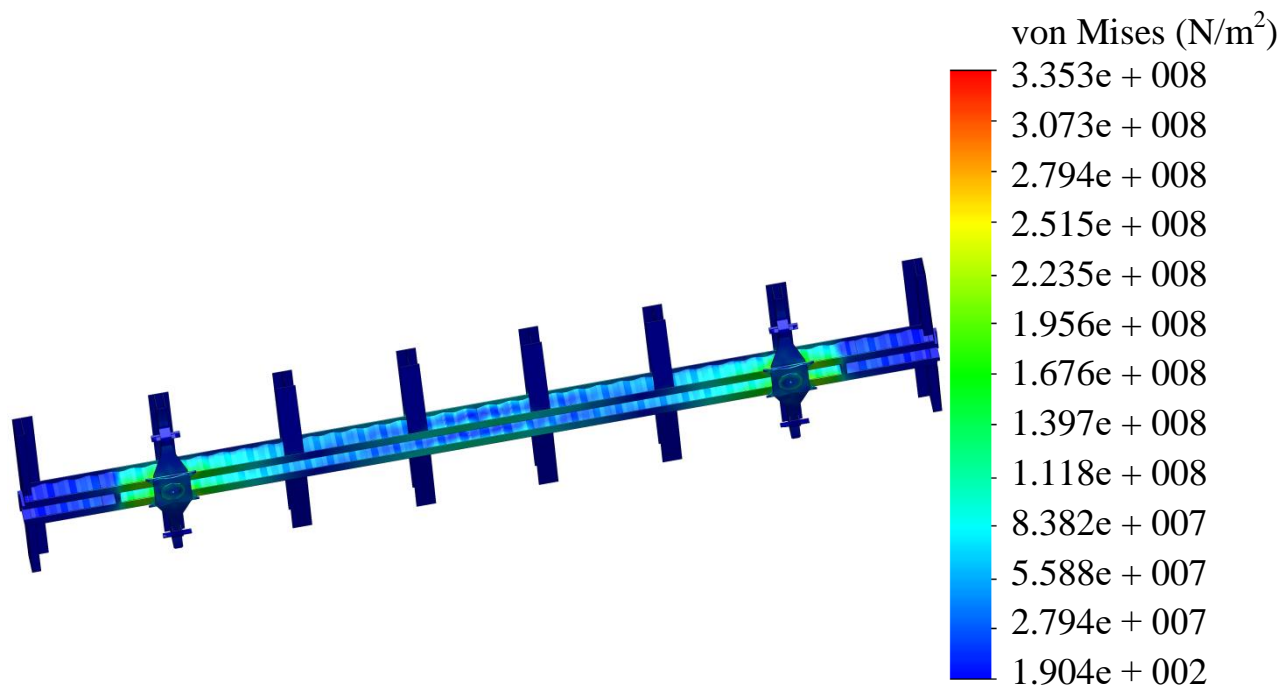


Рисунок 3.30 – Напружений стан рами напіввагона

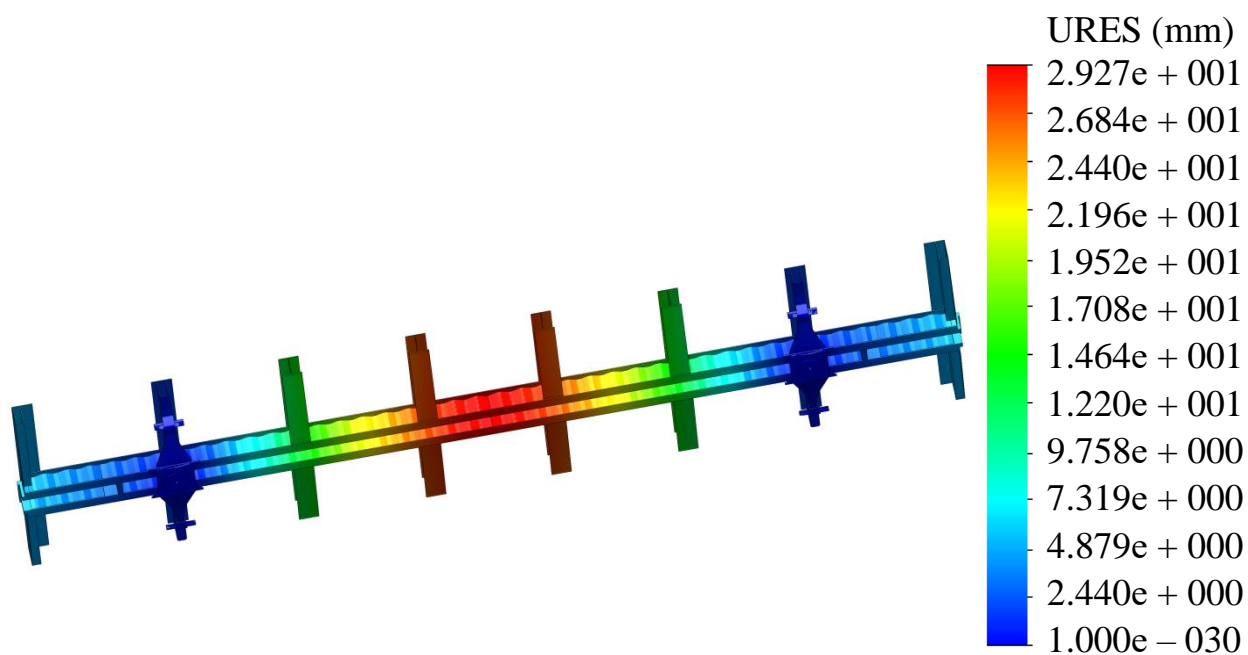


Рисунок 3.31 – Переміщення в вузлах рами напіввагона

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні

взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 335,3 МПа і не перевищують допустимі [16, 17, 22, 54]. Максимальні переміщення склали близько 29,0 мм та зосереджені в центральній частині рами.

Також проведено визначення основних показників динаміки несучої конструкції напіввагона з хребтовою балкою із SIN-профілів за математичною моделлю (3.3) – (3.8).

Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас склали 4,8 м/с². Прискорення візків дорівнюють 5,7 м/с². Сили в ресорному підвішуванні візків склали близько 40 кН, а коефіцієнт вертикальної динаміки – 0,55.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що всі досліджувані показники динаміки напіввагона знаходяться межах допустимих. Однак за рахунок того, що маса удосконаленої конструкції напіввагона нижче за масу вагона-прототипу отримані показники динаміки при русі у порожньому стані дещо знизилися. Але не зважаючи на це оцінка ходу напіввагона є “відмінною”. Крім того, стає можливим збільшити вантажопідйомність вагона за умови використання повного осьового навантаження колісних пар візків, що сприятиме дотриманню показників динаміки не нижче за ті, що притаманні вагону-прототипу.

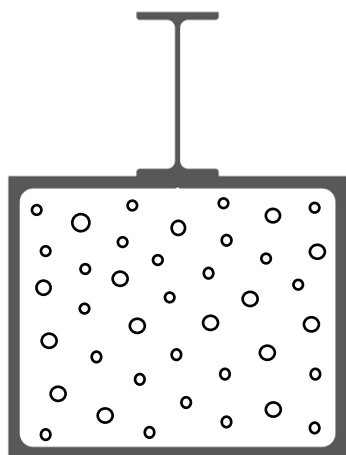
Однак важливо сказати, що впровадження SIN-балок в якості складових рами напіввагона викличе складнощі при проведенні ремонтних робіт на ній.

3.4 Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем

З метою зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона з замкненою конструкцією хребтової балки при експлуатаційних режимах є можливим використання наповнювача в хребтовій балці (рисунок 3.32). У якості наповнювача може бути застосований матеріал, який має пружні, в'язкі

або пружно-в'язкі властивості [46 – 48, 91]. Розміщення даного матеріалу передбачається за довжиною хребтової балки між задніми упорами автотчепів.

а)



б)

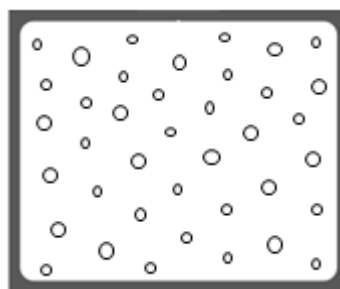


Рисунок 3.32 – Переріз замкненої конструкції хребтової балки вагона

а) напіввагон; б) критий вагон, вагон-платформа, вагон-хопер, вагон-цистерна

Блоково-ієрархічну схему напіввагона з наповнювачем в хребтовій балці наведено на рисунку 3.33.

Оскільки конструкція ходових частин, автогальм та автотчіпного обладнання ідентична до тих, щ використовуються на вагоні-прототипі, на схемі вони не розписувалися.

Ходова частина, несуча конструкція, автогальма та автотчіпне обладнання вагона відноситься до I ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові несучої конструкції напіввагона – рама та кузов, відносяться до II ієрархічного рівня. III ієрархічний рівень утворюють складові елементів II рівня утворюють – хребтова балка, шворневі балки, кінцеві балки, проміжні балки, стіни бокові, стіни торцеві, кришки люків. В свою чергу IV рівень утворюють замкнений профіль та наповнювач.

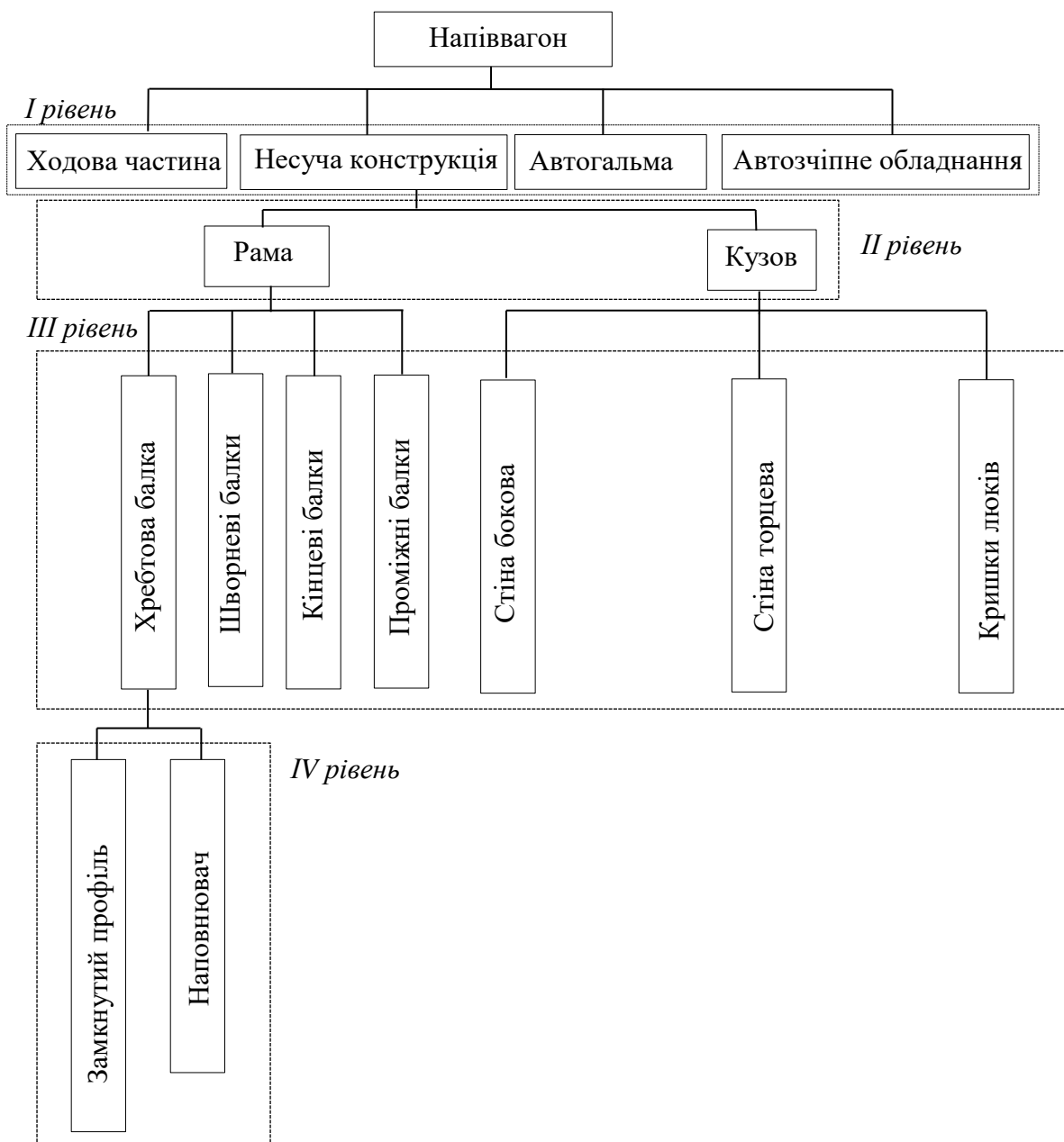


Рисунок 3.33 – Блокова-ієрархічна схема напіввагона

Для визначення навантаженості несучої конструкції напіввагона з урахуванням заходів щодо удосконалення здійснене математичне моделювання. Розрахункова схема напіввагона наведена на рисунок 3.34.

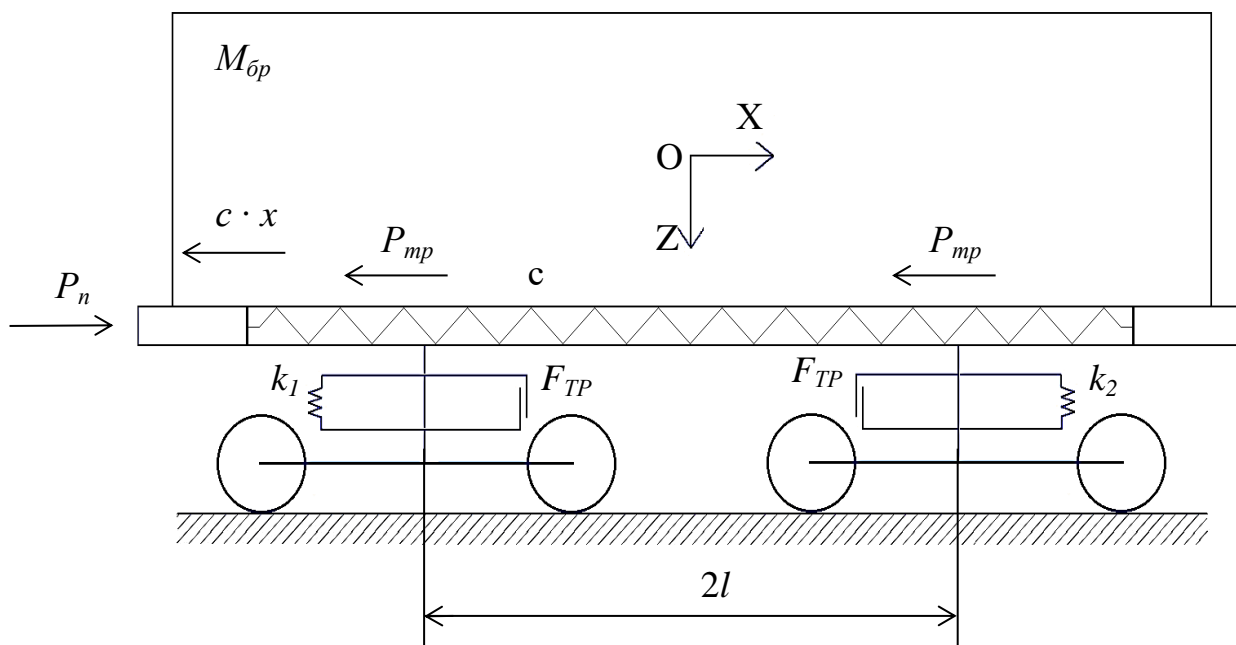


Рисунок 3.34 – Розрахункова схема напіввагона

Для цього використано математичну модель, наведену у роботі [4], яка описує динамічне навантаження несучої конструкції вагона-платформи з контейнерами-цистернами. Тому дану модель було доопрацьовано шляхом урахування переміщень несучої конструкції напіввагону у повздовжній площині.

На першопочатковому етапі дослідження проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагону з наповнювачем у хребтовій балці, який має пружні властивості.

$$M_{\text{бп}} \cdot \ddot{x} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\varphi} = P_n - (2P_{mp} + c \cdot x), \quad (3.17)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi \cdot (M_B \cdot h) = l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2), \quad (3.18)$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3.19)$$

при цьому

$$\Delta_1 = z - l \cdot \varphi; \quad \Delta_2 = z + l \cdot \varphi,$$

де $M_{бр}$ – маса бруто вагона;

M_B – маса несучої конструкції вагона;

I_B – момент інерції вагона;

P_n – величина повздовжньої сили на задній упор автозчепу;

$P_{тр}$ – сили тертя, які виникають між п'ятниками рами та підп'ятниками візків;

c – жорсткість матеріалу, яким заповнені елементи несучої конструкції вагону;

l – половина бази вагона;

$F_{ТР}$ – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті;

k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона;

x, φ, z – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Крім того, при доопрацюванні моделі враховано силу тертя, яка виникає між п'ятниками та підп'ятниками та зумовлену дією повздовжньої сили на задній упор автозчепу.

Чисельне значення повздовжньої сили на несучу конструкцію напіввагона прийнято рівним 3,5 МН [16, 17, 22, 54]. У якості прототипу обраний напіввагон моделі 12-757 на типових візках 18-100.

Розв'язок диференціальних рівнянь (3.17) – (3.19) здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad у вигляді

$$F(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{P_n - (2P_{mp} + c \cdot y_1) - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{\bar{\sigma}p}} \\ l \cdot F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2) - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + \\ + g \cdot y_3 \cdot (M_B \cdot h) \\ \frac{I_B}{k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2)} \\ M_B \end{bmatrix}, \quad (3.20)$$

$$Z = rkfixed(Y0, tn, tk, n, F).$$

При цьому $y_1 = q_1$, $y_3 = q_3$, $y_5 = q_5$, $y_2 = \dot{y}_1$, $y_4 = \dot{y}_3$, $y_6 = \dot{y}_5$.

Початкові умови прийняті рівними нулю. Проведені розрахунки показали, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $37,8 \text{ м/с}^2$ (рисунок 3.35).

Дана величина прискорення на 2,6% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача. При цьому жорсткість матеріалу, яким заповнена хребтова балка повинна мати значення близько 100 кН/м.

Також розрахунок здійснений з урахуванням використання наповнювача з в'язкими властивостями. Диференціальні рівняння руху напіввагона при цьому мають вигляд

$$M_{\bar{\sigma}p} \cdot \ddot{x} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\varphi} = P_n - 2P_{mp} - \beta \cdot \dot{x}, \quad (3.21)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi \cdot (M_B \cdot h) = l \cdot F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2) + \\ + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2), \quad (3.22)$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3.23)$$

де β – коефіцієнт в'язкого опору матеріалу, яким заповнена хребтова балка.

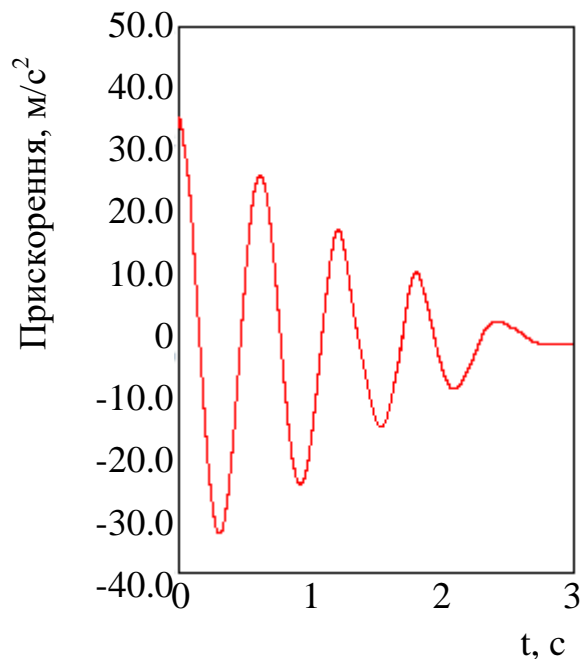


Рисунок 3.35 – Прискорення несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання пружного наповнювача в хребтовій балці

Розв'язок математичної моделі (3.21) – (3.23) в програмному комплексі MathCad здійснювався у вигляді

$$F(t, y) = \left[\begin{array}{c} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{P_n - 2P_{mp} - \beta \cdot y_2 - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{\delta p}} \\ l \cdot F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2) - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + \\ + g \cdot y_3 \cdot (M_B \cdot h) \\ \hline I_B \\ \frac{k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2)}{M_B} \end{array} \right], \quad (3.24)$$

$$Z = \text{rkfixed}(Y0, tn, tk, n, F).$$

При цьому $y_1 = q_1$, $y_3 = q_3$, $y_5 = q_5$, $y_2 = \dot{y}_1$, $y_4 = \dot{y}_3$, $y_6 = \dot{y}_5$.

Результати проведених розрахунків показали, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $36,8 \text{ м/с}^2$ (рисунок 3.36).

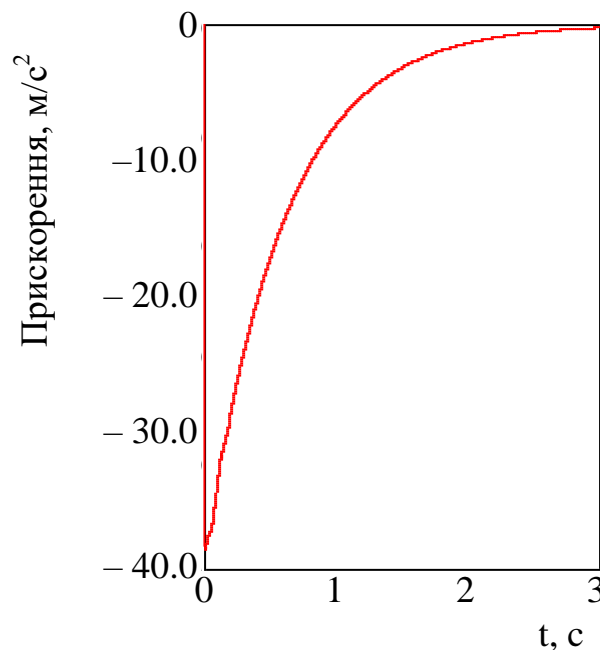


Рисунок 3.36 – Прискорення несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання в'язкого наповнювача в хребтовій балці

Дана величина прискорення на 4% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача. При цьому коефіцієнт в'язкого опору матеріалу, яким заповнена хребтова балка повинен мати значення близько 118 кН·с/м.

При застосуванні наповнювача з пружно-в'язкими властивостями математична модель динамічної навантаженості вагона має вигляд:

$$M_{\sigma p} \cdot \ddot{x} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\varphi} = P_n - 2P_{mp} - \beta \cdot \dot{x} - c \cdot x, \quad (3.25)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi \cdot (M_B \cdot h) = l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2), \quad (3.26)$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3.27)$$

Розв'язок математичної моделі (3.25) – (3.27) в програмному комплексі MathCad здійснювався у вигляді

$$F(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{P_n - 2P_{mp} - \beta \cdot y_2 - c \cdot y_1 - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{\sigma p}} \\ l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2) - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + \\ + g \cdot y_3 \cdot (M_B \cdot h) \\ \frac{I_B}{M_B} \\ \frac{k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2)}{M_B} \end{bmatrix}, \quad (3.28)$$

$$Z = \text{rkfixed}(Y0, tn, tk, n, F).$$

При цьому $y_1 = q_1$, $y_3 = q_3$, $y_5 = q_5$, $y_2 = \dot{y}_1$, $y_4 = \dot{y}_3$, $y_6 = \dot{y}_5$.

Результати проведених розрахунків показали, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $36,9 \text{ м/с}^2$ (рисунок 3.37).

Дана величина прискорення на 4% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача. При цьому коефіцієнт в'язкого опору матеріалу, яким заповнена хребтова балка повинен мати значення близько $118 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$, а жорсткість – близько 80 кН/м .

Для визначення полів розподілення прискорень в рамі напіввагона проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

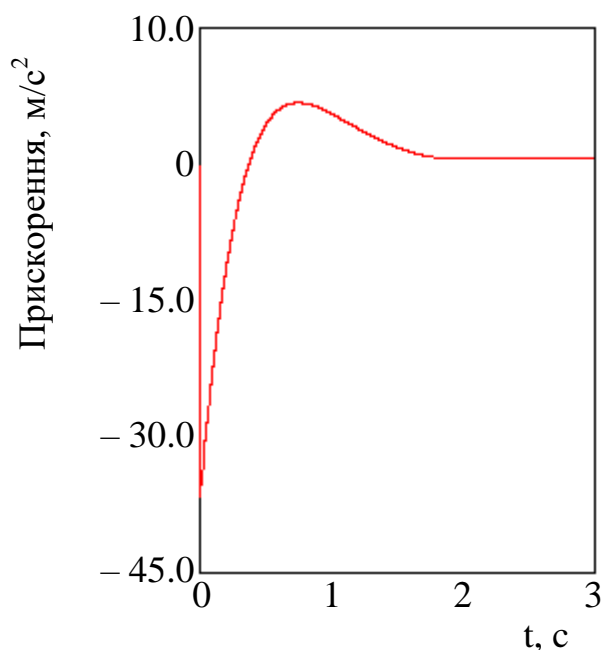


Рисунок 3.37 – Прискорення несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання пружно-в'язкого наповнювача в хребтовій балці

В якості скінчених елементів при складанні скінчено-елементної моделі рами напіввагона застосовані ізопараметричні тетраедри. Визначення оптимальної кількості тетраедрів здійснено за графоаналітичним методом [118, 130]. Кількість елементів сітки склала 77072, вузлів – 25707. Максимальний

розмір елементу сітки дорівнює 202,1 мм, мінімальний – 40,4 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 719,31, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 7,85, більше десяти – 42,6. Мінімальна кількість елементів в колі – 8, співвідношення збільшення розміру елементу – 1,6. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С з значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності 345 МПа. При цьому за допустимі напруження прийняті напруження плинності [16, 17, 22, 54].

Розрахункова схема рами напіввагона наведена на рисунку 3.38. Враховано, що на раму напіввагона діє вертикальне статичне навантаження P_6^{cm} . При цьому використовується повна вантажопідйомність вагона. Також враховано, що на раму діє повздовжнє навантаження, яке прикладалося до заднього упору автозчепу і приймалося рівним 3,5 МН.

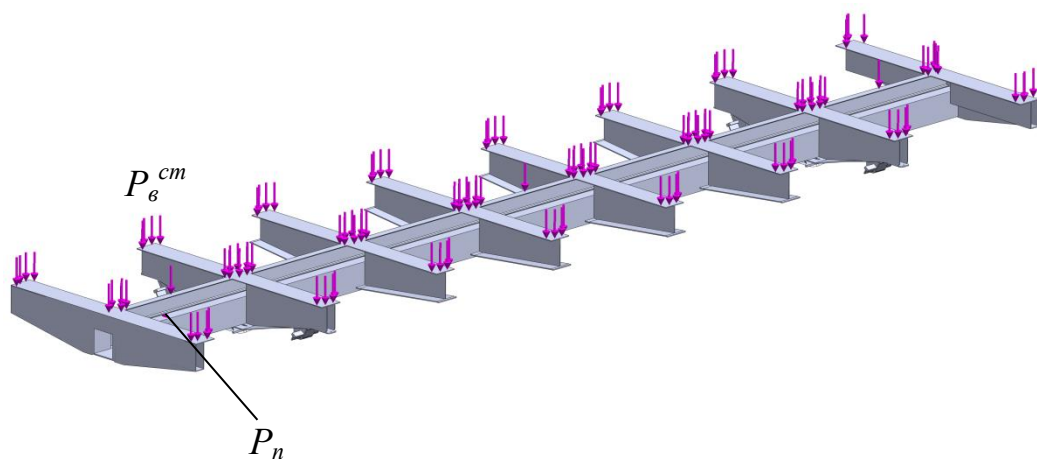


Рисунок 3.38 – Розрахункова схема рами напіввагона

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на візки. Наявність матеріалу з в'язкими властивостями в рамі моделювалася постановкою зв'язків “пружина-демпфер” між задніми упорами автозчепів за допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks Simulation (рисунок 3.39). При цьому значення жорсткості приймалося близьким до нуля.

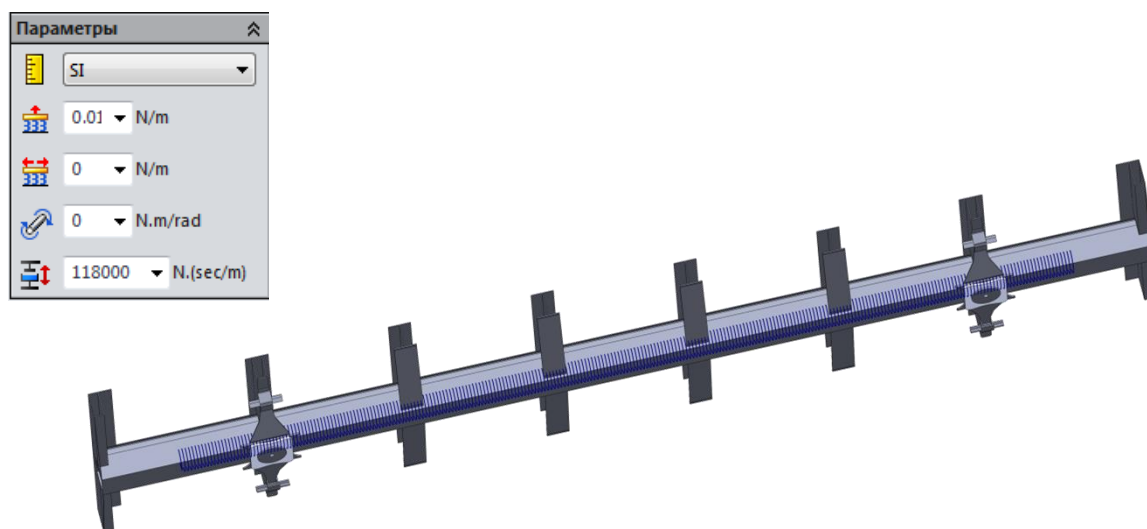


Рисунок 3.39 – Моделювання в'язкого зв'язку в рамі

Результати розрахунку дозволили встановити, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с^2 (рисунок 3.40).

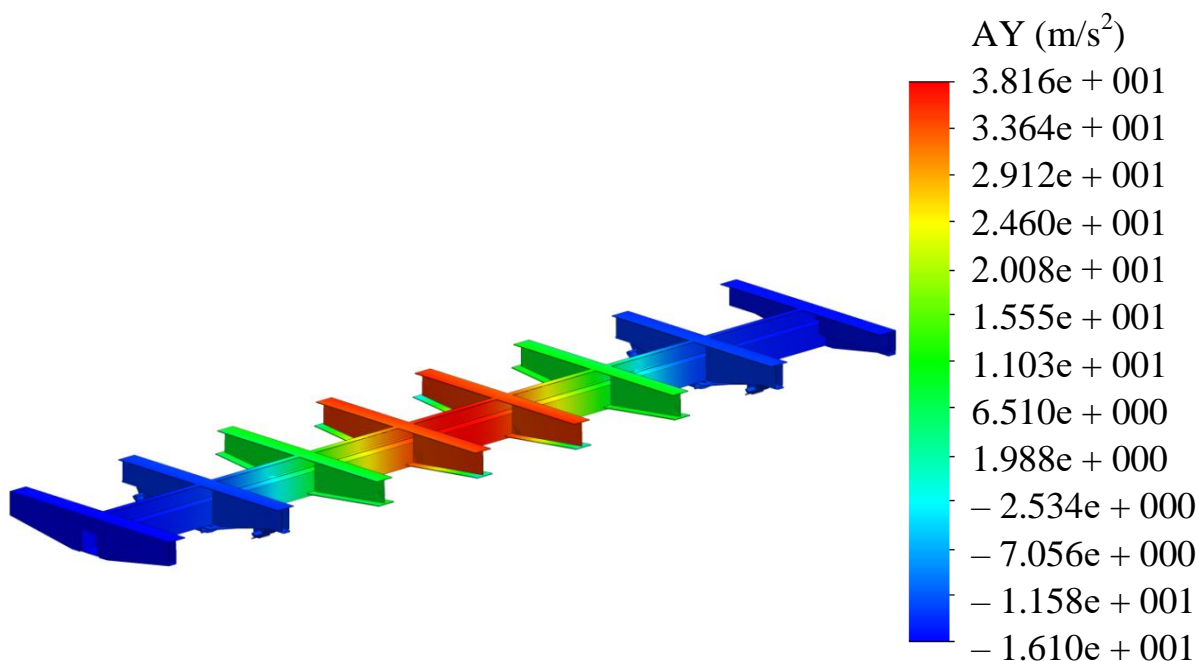


Рисунок 3.40 – Розподілення прискорень відносно рами напіввагона

Для верифікації моделей динамічної навантаженості використано критерій Фішера [31, 36, 75].

Визначення числа статистичних даних необхідних для отримання адекватного результату здійснено за формулою [39]

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta^2}, \quad (3.29)$$

де t – визначається із співвідношення $\Phi(t) = \gamma / 2$;

$\Phi(t)$ – функція Лапласа, табличне значення;

σ – середньоквадратичне відхилення випадкової величини, що досліджується, яке повинно бути відомо апріорно, ще до експериментальних вимірювань;

δ^2 – абсолютна погрішність результату вимірювань.

Встановлено, що для отримання адекватного результату повинно бути проведено 6 дослідів.

Результати визначення прискорень, які отримані шляхом моделювання динамічної навантаженості рами напіввагона, наведені в таблиці 3.8. При цьому має місце лінійна залежність між силою удару та величиною прискорень (рисунок 3.41).

Таблиця 3.8 – Чисельні значення прискорень, які діють на раму напіввагона

Сила удару в автозчеп, МН	Величина прискорення, м/с ²	
	Математична модель	Комп'ютерна модель
2,8	28,8	30,5
2,9	29,8	31,6
3,0	31,5	32,8
3,1	32,2	33,5
3,2	33,1	34,7
3,3	34,2	36,1
3,4	35,5	37,5
3,5	36,8	38,1

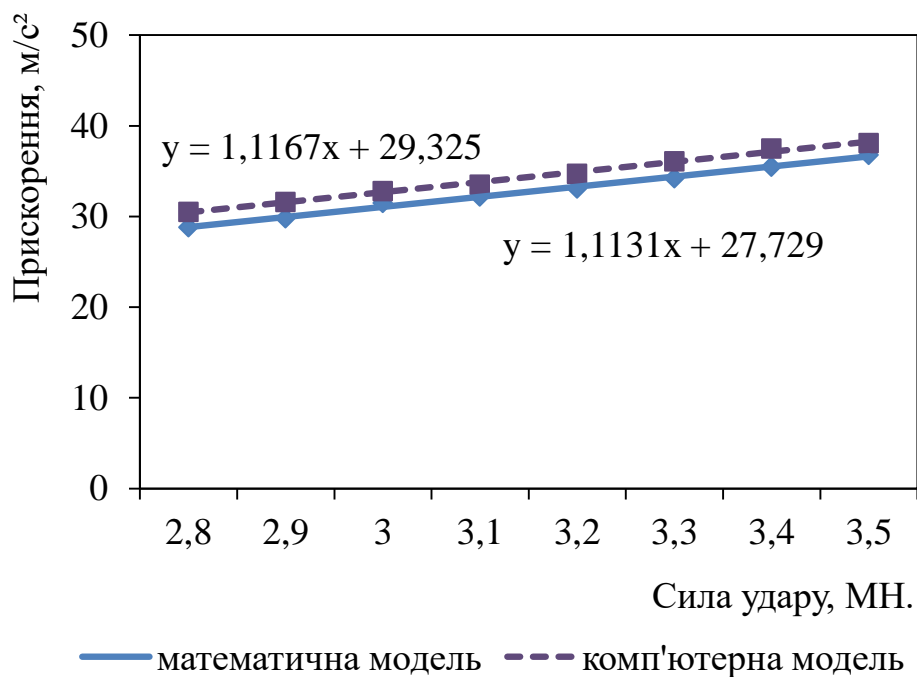


Рисунок 3.41 – Залежність прискорень, які діють на раму напіввагона від сили удару в автозчеп

Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості рами напіввагона наведена на рисунок 3.42.

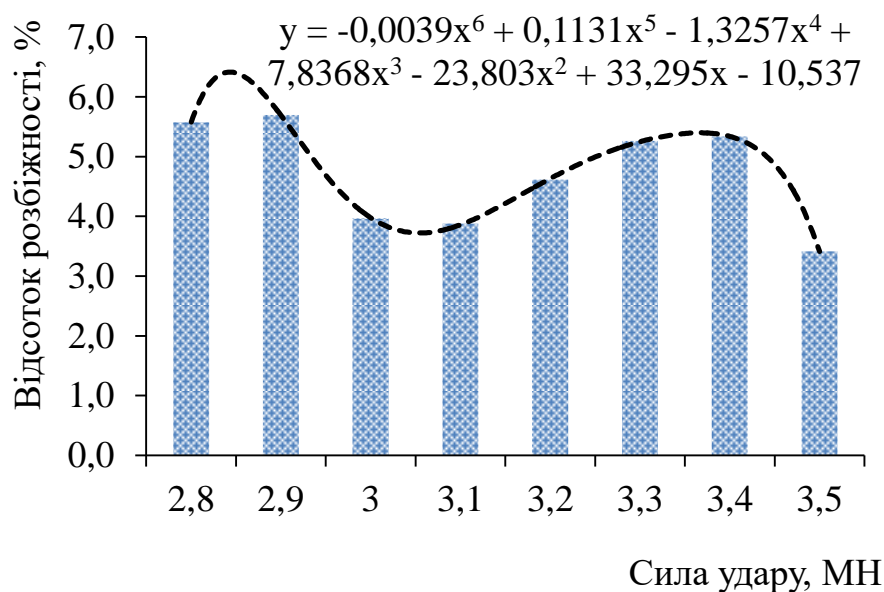


Рисунок 3.42 – Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання

Максимальний відсоток розбіжності склав 5,7% та виникає при силі удару в автозчеп 2,9 МН.

Проведені розрахунки показали, що при дисперсії відтворюваності $S_y=7,47$ та дисперсії адекватності $S_{ад}=7,53$, фактичне значення критерію Фішера $F_p=1,0$, що менше табличного значення критерію $F_t=3,58$ при рівні значущості $\alpha=0,05$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

Також в рамках дослідження проведено визначення основних показників міцності рами напіввагона. Розрахунок здійснений за схемою, наведеною на рисунок 3.37.

Результати розрахунку наведені на рисунках 3.43 та 3.44.

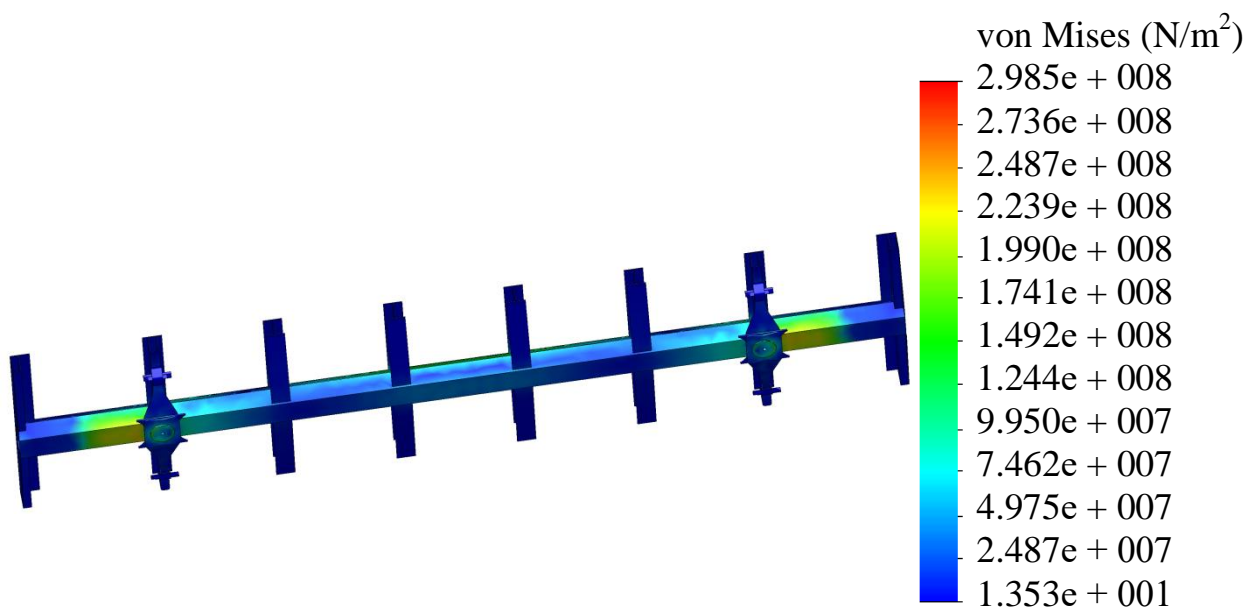


Рисунок 3.43 – Напружений стан рами напіввагона

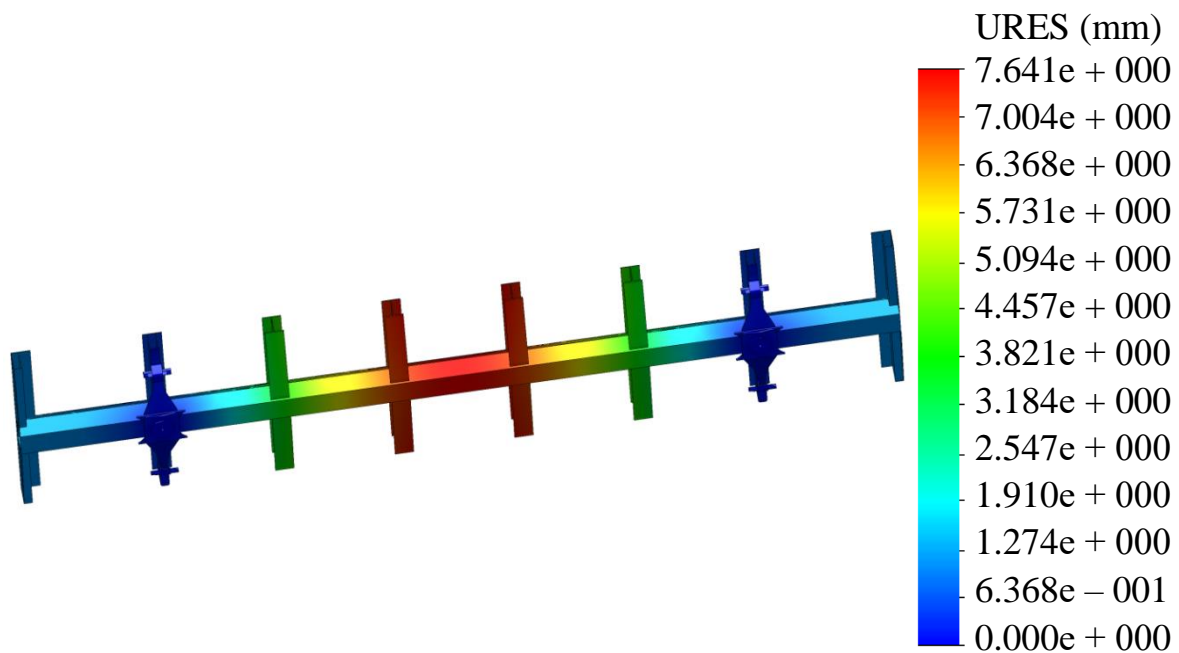


Рисунок 3.44 – Переміщення в вузлах рами напіввагона

Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали 298,5 МПа, що на 9% нижче за напруження, які виникають в конструкції рами без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами та дорівнюють 7,6 мм, що на 11% нижче за переміщення в конструкції рами без наповнювача.

Дана реалізація є ефективною стосовно впровадження і на інших типах вантажних вагонів (рисунок 3.45), [91, 124].

Результати розрахунків на міцність несучих конструкцій вагонів з замкненими хребтовими балками, заповненими наповнювачем, наведені в таблицях 3.9 – 3.12.

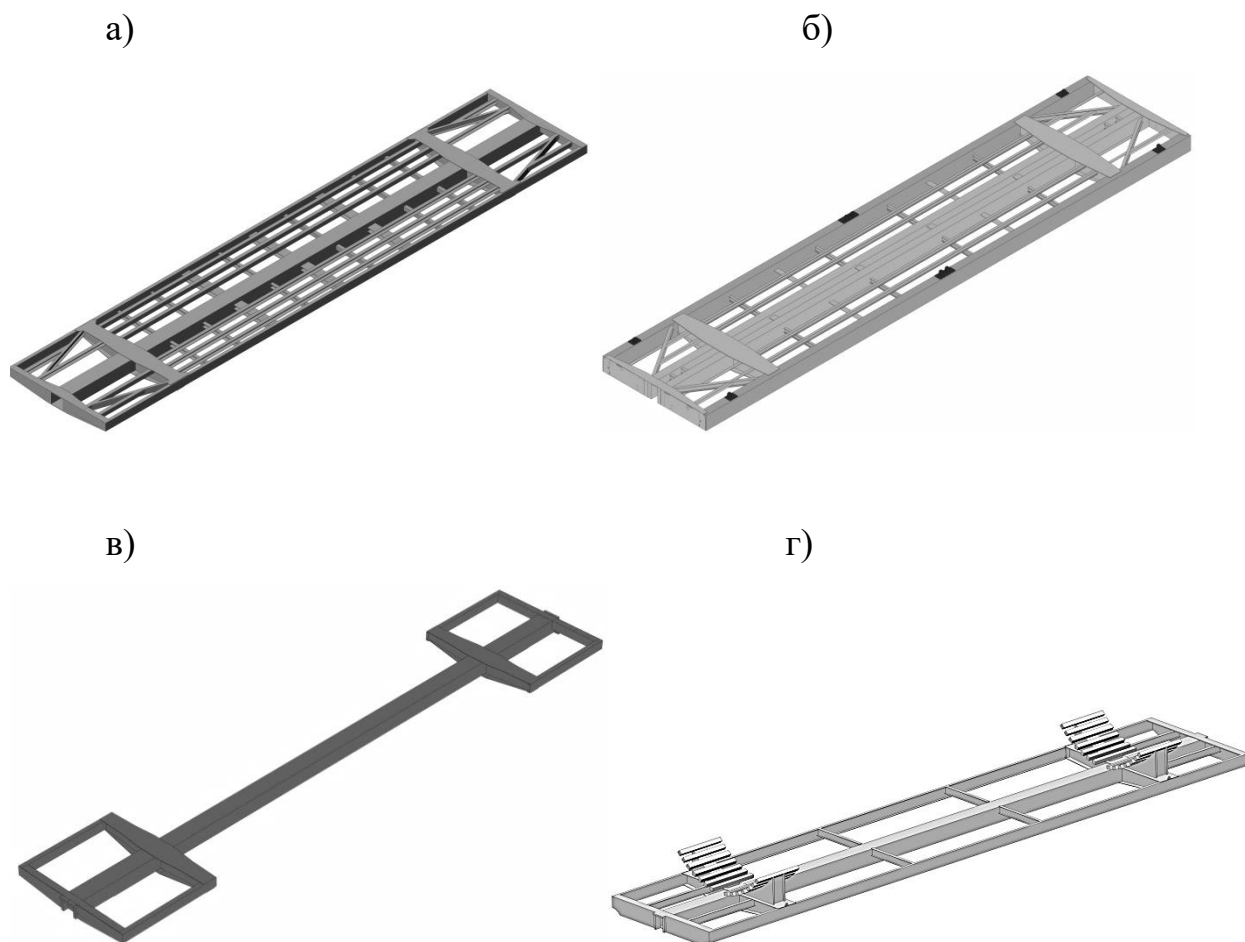


Рисунок 3.45 – Просторові моделі рам з замкненими конструкціями хребтових балок основних типів вантажних вагонів

а) критий вагон; б) вагон-платформа; в) вагон-хопер; г) вагон-цистерна

Таблиця 3.9 – Основні показники міцності рами критого вагона

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснен ня	ривок- розтяг- нення	удар- стисне- ння	ривок- розтяг- нення
Напруження, МПа	329,3	306,2	298,3	276,4	248,7
Переміщення в вузлах, мм	12,6	12,1	10,5	11,3	10,4

Таблиця 3.10 – Основні показники міцності рами вагона-платформи

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснен ня	ривок- розтяг- нення	удар- стисне- ння	ривок- розтяг- нення
Напруження, МПа	321,3	290,2	276,5	273,4	268,5
Переміщення в вузлах, мм	13,5	13,4	12,6	12,7	12,6

Таблиця 3.11 – Основні показники міцності рами вагона-хопера

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснен ня	ривок- розтяг- нення	удар- стисне- ння	ривок- розтяг- нення
Напруження, МПа	325,8	292,3	284,6	278,5	306,4
Переміщення в вузлах, мм	15,3	15,2	14,6	14,7	14,7

Таблиця 3.12 – Основні показники міцності рами вагона-цистерни

Показник міцності	Режим навантаження			
	І режим		ІІІ режим	
	стиснення	ривок- розтяг- нення	удар- стисне- ння	ривок- розтяг- нення
Напруження, МПа	232,6	218,2	203,5	206,5
Переміщення в вузлах, мм	5,2	4,8	4,7	5,1

За даними, наведеними у таблицях 3.9 – 3.12, можна зробити висновок, що міцність рам розглянутих типів вагонів при основних експлуатаційних режимах забезпечується. При цьому максимальні еквівалентні напруження в несучих конструкціях вагонів нижчі на 4 – 7% за ті, що виникають у типових конструкціях рам.

3.5 Висновки до розділу 3

1. Проведено визначення міцності несучої конструкції напіввагона з наповнювачем його складових. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів. Максимальні еквівалентні напруження зафіксовані в зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та склали близько 340 МПа. Максимальні переміщення виникають у середній частині рами на дорівнюють близько 4,7 мм. Отже міцність несучої конструкції напіввагона забезпечується

2. Проведено визначення втомної міцності, проектного строку служби та власних частот коливань несучої конструкції напіввагона з наповнювачем його складових. При цьому база випробувань склала 10^7 циклів. Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що втомна міцність несучої конструкції напіввагона при завданій базі випробувань забезпечується. Важливо сказати, що втомна міцність несучої конструкції напіввагона з наповнювачем збільшується на 7 % у порівнянні з типовою конструкцією. Коефіцієнт запасу опору втомі склав 4,1.

Проектний строк служби несучої конструкції напіввагона з наповнювачем його складових складає не менше 32 років.

Результати модального аналізу дозволили встановити, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих. При цьому перша власна частота коливань має значення більше 8 Гц.

3. Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона з наповнювачем його складових. Встановлено, що максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають $4,2 \text{ м/с}^2$. Прискорення візків дорівнюють $5,3 \text{ м/с}^2$. Сили в ресорному підвішуванні візків склали близько $44,2 \text{ кН}$, а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,58$. Оцінка ходу напіввагона є “відмінною”.

4. Визначено динамічну навантаженість рами напіввагона з замкненою конструкцією хребтової балки. Розрахунок здійснений стосовно напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ “КВБЗ”. Результати розрахунку показали, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $38,4 \text{ м/с}^2$. Отримана величина прискорення не перевищує нормативних значень.

5. Визначено основні показники міцності рами напіввагона з замкненою конструкцією хребтової балки. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів. Максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 328 МПа . Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами напіввагона та дорівнюють $8,5 \text{ мм}$. Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що міцність рами напіввагона забезпечується. При цьому максимальні еквівалентні напруження на 5% нижчі за допустимі.

6. Розраховано проектний строк служби рами напіввагона. Встановлено, що проектний строк служби складає не менше 32 років.

Проведені дослідження сприятимуть забезпеченню міцності несучих конструкцій напіввагонів в експлуатації, скороченню витрат на їх утримання та створенню відповідних напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій вантажних вагонів.

7. Удосконалено раму напіввагона шляхом впровадження в якості несучих елементів SIN-балок. Геометричні параметри SIN-балок, які утворюють хребтову балку, визначені з умови забезпечення її міцності при дії експлуатаційних навантажень. Важливо зазначити, що профіль виконання SIN-

балок не є типовим у відповідності до сортаменту. Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу.

Проведено розрахунок на міцність рами напіввагона. При цьому використано програмний комплекс SolidWorks Simulation, який реалізує метод кінцевих елементів. Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 335,3 МПа і не перевищують допустимі. Максимальні переміщення склали близько 29,0 мм та зосереджені в центральній частині рами.

Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона. Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають 4,8 м/с². Прискорення візків дорівнюють 5,7 м/с². Сили в ресорному підвішуванні візків склали близько 40 кН, а коефіцієнт вертикальної динаміки – 0,55.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що всі досліджувані показники динаміки напіввагона знаходяться межах допустимих. Оцінка ходу напіввагона є “відмінною”.

8. Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. До уваги прийнято наявність наповнювача з пружними, в'язкими та пружно-в'язкими властивостями. Результати проведеного розрахунку показали, що найбільш оптимальним з точки зору зниження динамічної навантаженості вагона та технологічності є використання наповнювачів з в'язкими або пружно-в'язкими властивостями. При використанні наповнювача з в'язкими властивостями максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають 36,8 м/с². Дана величина прискорення на 4% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача;

9. Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. Розрахунок реалізований за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks.

Встановлено, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с^2 .

10. Проведено верифікацію сформованих моделей динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. В якості розрахункового використаний критерій Фішера. Встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y=7,47$ та дисперсії адекватності $S_{ад}=7,53$, фактичне значення критерію Фішера $F_p=1,0$, що менше табличного значення критерію $F_t=3,58$ при рівні значущості $\alpha=0,05$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

11. Проведено розрахунок на міцність несучої конструкції напіввагона. Максимальні еквівалентні напруження зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали $298,5 \text{ МПа}$, що на 9% нижче за напруження, які виникають в конструкції рами без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами та дорівнюють $7,6 \text{ мм}$, що на 11% нижче за переміщення в конструкції рами без наповнювача.

РОЗДІЛ 4

ОБГРУНТУВАННЯ СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАПІВВАГОНА З ВИПУКЛИМИ СТІНАМИ

4.1 Особливості концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами

Для підвищення об'ємів перевезень вантажів у напіввагонах пропонується концепт несучої конструкції з випуклими стінами (рисунок 4.1). Така конфігурація бокових стін дозволяє підвищити корисний об'єм кузова на 8% у порівнянні з вагоном-прототипом [78].

Величина прогибу бокових та торцевих стін визначена з технологічних міркувань, а саме, за умови збереження габариту напіввагона у відповідності до прототипу (рисунок 4.2). У якості базової конструкції обраний напіввагон моделі 12-757, побудови ПАТ “КВБЗ” (Україна).



Рисунок 4.1 – Несуча конструкція напіввагона з випуклими стінами

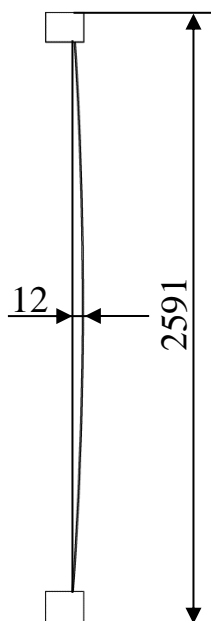


Рисунок 4.2 – Переріз бокової стіни напіввагона

Обшивка має змінну за висотою товщину, яка варіює від 4,5 мм (нижня частина) до 3,5 мм (верхня частина). Тобто обшивка має парусоподібну конфігурацію. Товщина листа обшивки визначена за умови забезпечення міцності несучої конструкції напіввагона при найбільш несприятливих режимах навантаження.

Для обґрунтування запропонованого рішення проведені розрахунки на міцність несучої конструкції. В якості розрахункового методу використаний метод скінчених елементів, який реалізовано в програмному комплексі SolidWorks Simulation. При побудові моделі враховано елементи кузову, які жорстко взаємодіють між собою, тобто в моделі до уваги не приймалися кришки розвантажувальних люків, оскільки вони мають шарнірне з'єднання з кузовом.

Оптимальна кількість елементів скінчено-елементної моделі несучої конструкції напіввагона визначена з використанням графоаналітичного методу [118, 130]. Кількість вузлів сітки склала 13746, а елементів – 53647. При цьому максимальний розмір елемента дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Кількість елементів в колі дорівнює 11. Співвідношення збільшення розміру елемента склало 1,8.

При складанні розрахункової моделі враховані вертикальні статичні навантаження P_{ϵ}^{cm} , тиск розпору насипного вантажу P_p (кам'яне вугілля), а також повздовжні навантаження P_n , що діють на несучу конструкцію від автозчепного пристрою (рисунок 4.3). При цьому враховано, що тиск розпору насипного вантажу на бокові стіни напіввагона діє за законом трикутника. На торцеві стіни тиск розпору прикладався за законом трапеції.

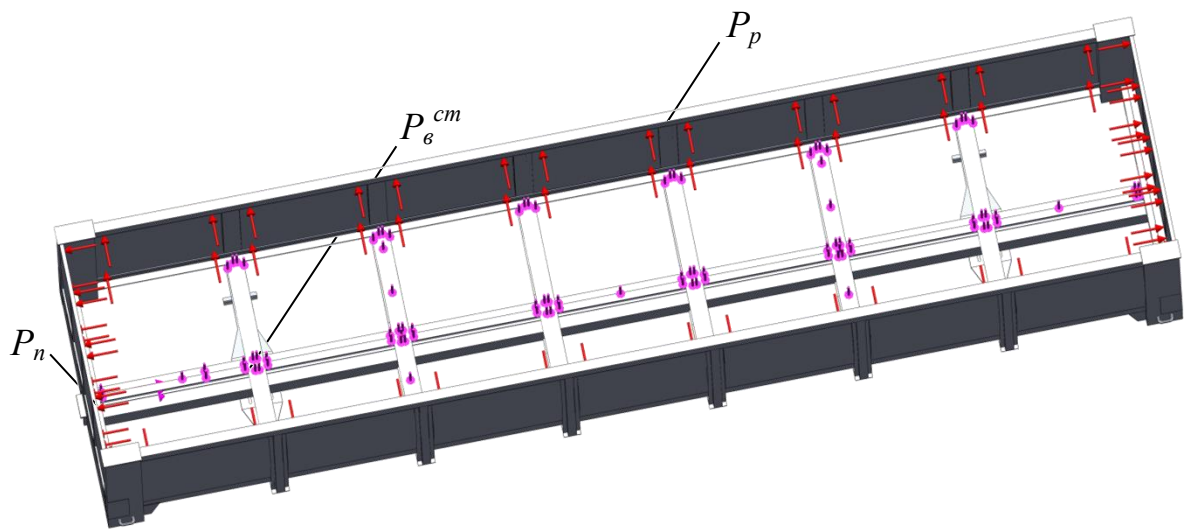


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона

Активний тиск розпору насипного вантажу був визначений за формулою [37]

$$p_a = \gamma \cdot g \cdot H \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (4.1)$$

де γ – щільність насипного вантажу;
 H – висота бокової стіни;
 φ – кут природнього відкосу вантажу;
 g – прискорення вільного падіння.

Тиск розпору насипного вантажу на торцеві стіни визначений за формулою

$$p = p_a + p_n, \quad (4.2)$$

де p_n – пасивний тиск насипного вантажу, який визначається за формулою (4.1), в якій квадрат тангенса різності двох кутів замінюється квадратом тангенса їх суми та з урахуванням коефіцієнту вертикальної динаміки, а також кута природного відкосу.

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання несучої конструкції вагона на ходові частини. В якості матеріалу несучої конструкції вагона застосована сталь марки 09Г2С, зі значенням межі міцності $\sigma_b=490$ МПа та межі плинності $\sigma_T=345$ МПа [12, 13].

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона показали, що максимальні еквівалентні напруження виникають при I розрахунковому режимі (удар) у зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 340 МПа. Тобто не перевищують допустимі [16, 17, 22, 54]. Максимальні переміщення виникають у середній частині рами напіввагона на складають 3,7 мм.

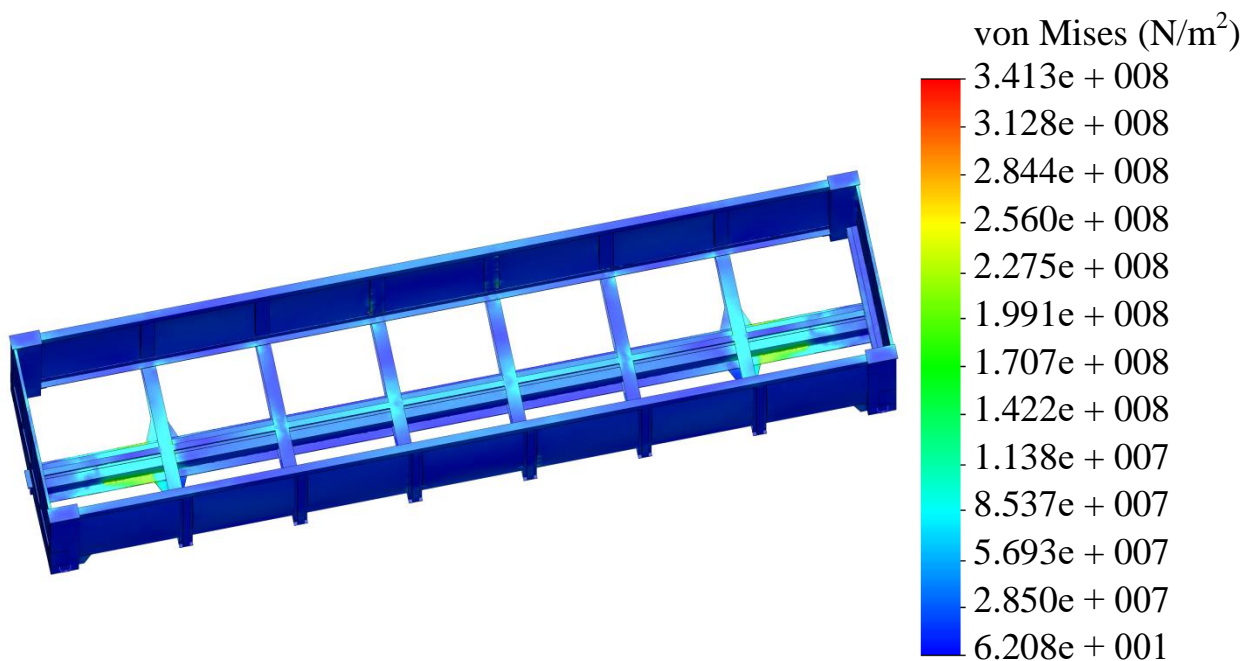


Рисунок 4.4 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона

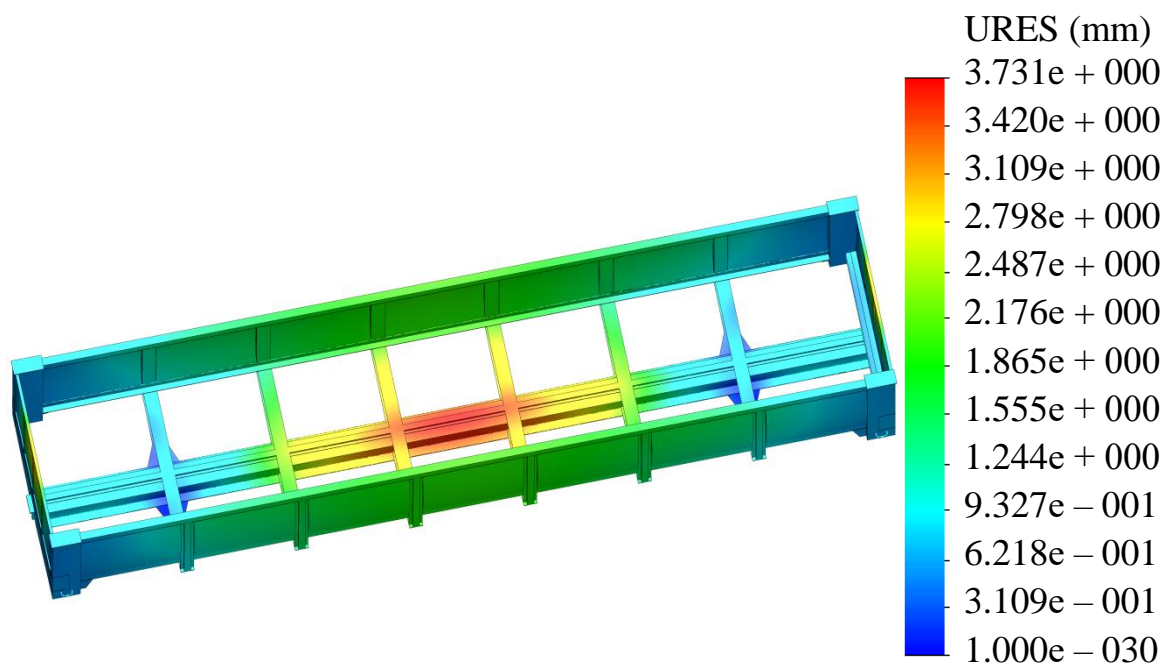


Рисунок 4.5 – Переміщення в вузлах несучої конструкції

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона проведені і стосовно інших експлуатаційних режимів (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Показники міцності несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних режимах навантаження

Показник міцності	Режим навантаження				
	І розрахунковий режим			ІІ розрахунковий режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	341,3	327,0	315,4	296,8	269,0
Переміщення в вузлах, мм	3,7	3,1	3,1	3,0	2,8

Проведені розрахунки показують, що міцність несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних навантаженнях забезпечується.

Запропонована несуча конструкція напіввагона розрахована на втомну міцність. Результати розрахунку показали, що втомна міцність при базі випробувань 10^7 забезпечується.

4.2 Визначення основних показників динаміки несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами

Для визначення основних показників динаміки несучої конструкції напіввагона проведено розрахунок за умови його руху у порожньому стані стиковою нерівністю [23, 112]. Розрахункова схема напіввагона наведена на рисунку 4.6.

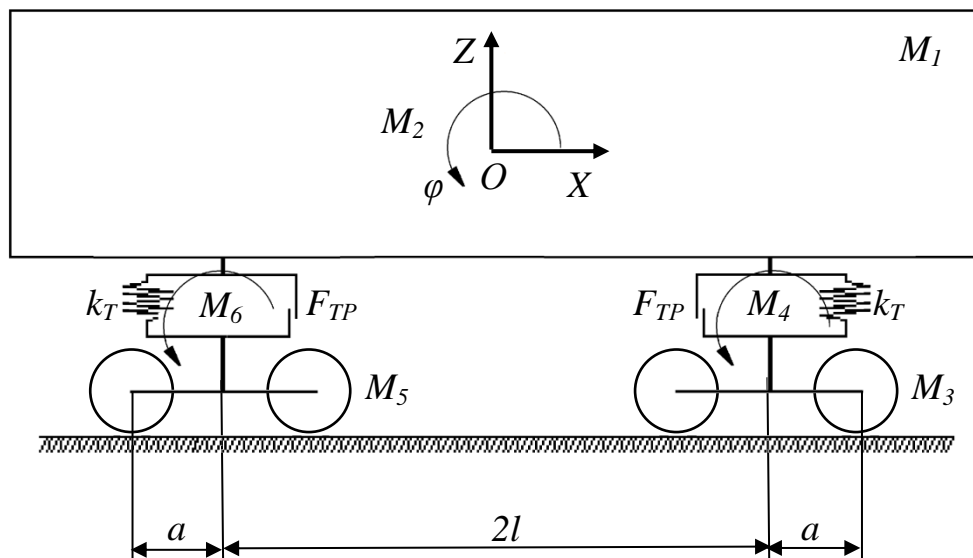


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема напіввагона

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд

$$M'_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + M_1 \cdot h \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 = P_1, \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned}
M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = \\
= -F_{TP} \cdot \left(\operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right),
\end{aligned} \tag{4.4}$$

$$\begin{aligned}
M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = \\
= F_{TP} \cdot l \cdot \left(\operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right),
\end{aligned} \tag{4.5}$$

$$M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_1, \tag{4.6}$$

$$\begin{aligned}
M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\
= F_{TP} \cdot \operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right),
\end{aligned} \tag{4.7}$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_2, \tag{4.8}$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \tag{4.9}$$

$$\begin{aligned}
M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\
= F_{TP} \cdot \operatorname{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right),
\end{aligned} \tag{4.10}$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \tag{4.11}$$

де M_1, M_2 – маса та момент інерції несучої конструкції напіввагона відносно вертикальної осі;

M_3, M_4 – маса та момент інерції першого візка за ходом руху;

M_5, M_6 – маса та момент інерції другого візка за ходом руху;

P_l – повздовжня сила, що діє на несучу конструкцію напіввагона;

C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин k_b ;

B_{ij} – функція розсіювання;

a – половина бази візка;

k – жорсткість колії;

β – коефіцієнт демпфування;

$\eta_i(x)$ – функція, яка описує нерівність колії;

δ_i – деформація пружних елементів ресорного підвішування;

F_{TP} – абсолютна сила тертя в ресорному комплекті;

H_1, H_2 – величини горизонтальних сил, що приклади до п'ятників першого та іншого візків;

h – висота центру мас несучої конструкції вагона.

$$M'_1 = M_1 + (M_3 + M_5) + \frac{nI}{r^2}, \quad (4.12)$$

де n – вісність візка;

I – момент інерції колісної пари;

r – радіус колеса.

Величина горизонтальної сили, що прикладена до п'ятника візка визначається

$$H_{1,2} = \frac{P_l}{1 - \frac{P_l}{P_k}} \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right], \quad (4.13)$$

де P_k – величина критичної сили (для чотиривісного вагона прийнята 4,0 МН);

δ – вільні переміщення шворневих перетинів вагона;

L – напівдовжина рами між упорними плитами автозчепів;

l – напівбаза вагона;

a – довжина корпусу автозчепу;

L_c – напівдовжина вагона за осями зчеплення автозчепів;

R – радіус кривої.

$$\alpha = \frac{1 - \frac{P_l}{P_k}}{1 - \frac{P_l}{P_b}}, \quad (4.14)$$

$$P_b = a \cdot c, \quad (4.15)$$

де c – жорсткість ресорного підвішування.

Враховано, що колія має пружно-в'язкі характеристики. При цьому складові напіввагона – несуча конструкція та візки мають три ступені вільності: повздовжні переміщення вздовж осі X , вертикальні – вздовж осі Z , а також кутові φ відносно вертикальної осі. Розв'язок диференціальних рівнянь здійснений в програмному комплексі MathCad. При завданні стартових умов враховано, що початкове переміщення кузова складає 4 мм, а візків – 3 мм [23]. Результати розрахунку наведені на рисунках 4.7 – 4.10.

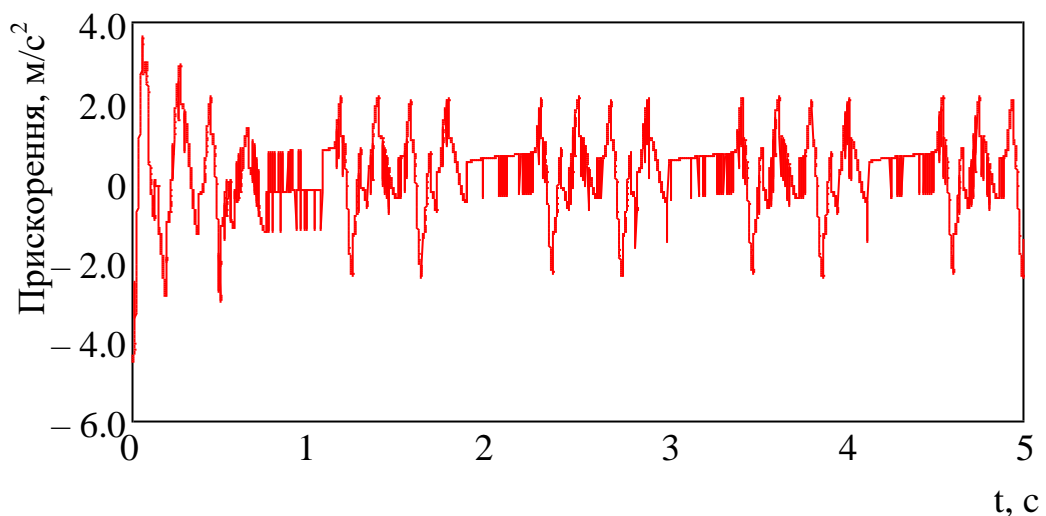


Рисунок 4.7 – Прискорення несучої конструкції в центрі мас

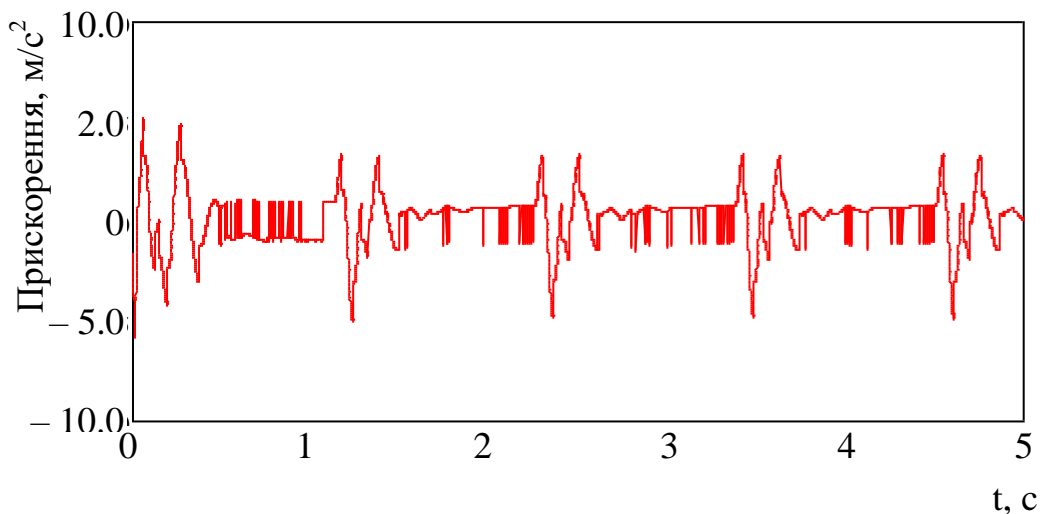


Рисунок 4.8 – Прискорення несучої конструкції в зонах спирання на візки

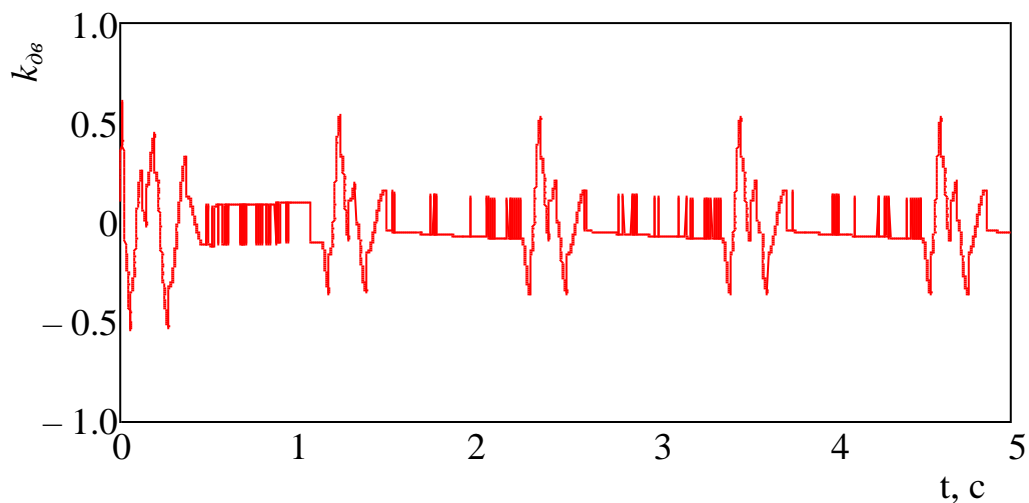


Рисунок 4.9 – Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції напіввагона

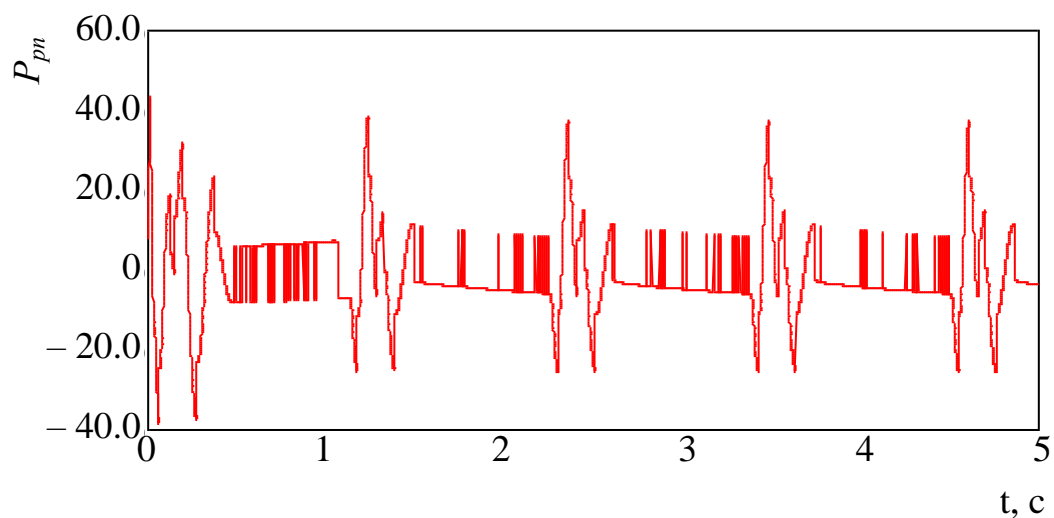


Рисунок 4.10 – Сили в ресорному підвішванні

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що показники динаміки напіввагона знаходяться в межах допустимих. При цьому хід руху оцінюється як “відмінний”.

Результати визначення проектного строку служби несучої конструкції напіввагона показали, що при $\sigma_{1D} = 245$ МПа; $n = 2$; $m = 8$; $N_0 = 10^7$; $B = 3,07 \cdot 10^6$ сек.; $f_s = 2,7$ Гц; $\sigma_{св} = 167,5$ МПа; $k_{де} = 0,35$; $\psi_{\sigma}/K_{\sigma} = 0,2$, значення проектного строку служби складає не менше 32 років.

4.3 Визначення навантаженості несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами з наповнювачем в хребтовій балці

Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції концепту напіввагона з випуклими стінами пропонується впровадження замкненої конструкції хребтової балки з наповнювачем (рисунки 4.11 та 4.12).

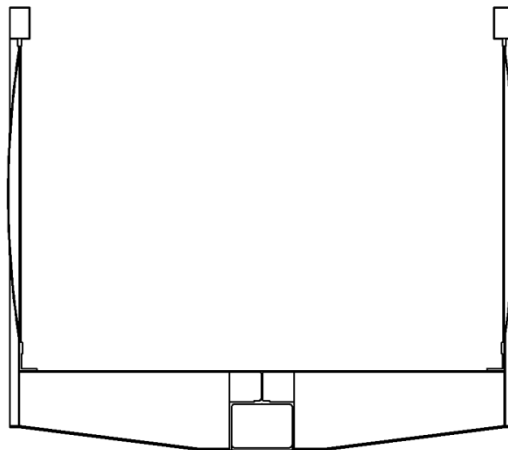


Рисунок 4.11 – Переріз несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами та замкненою хребтовою балкою

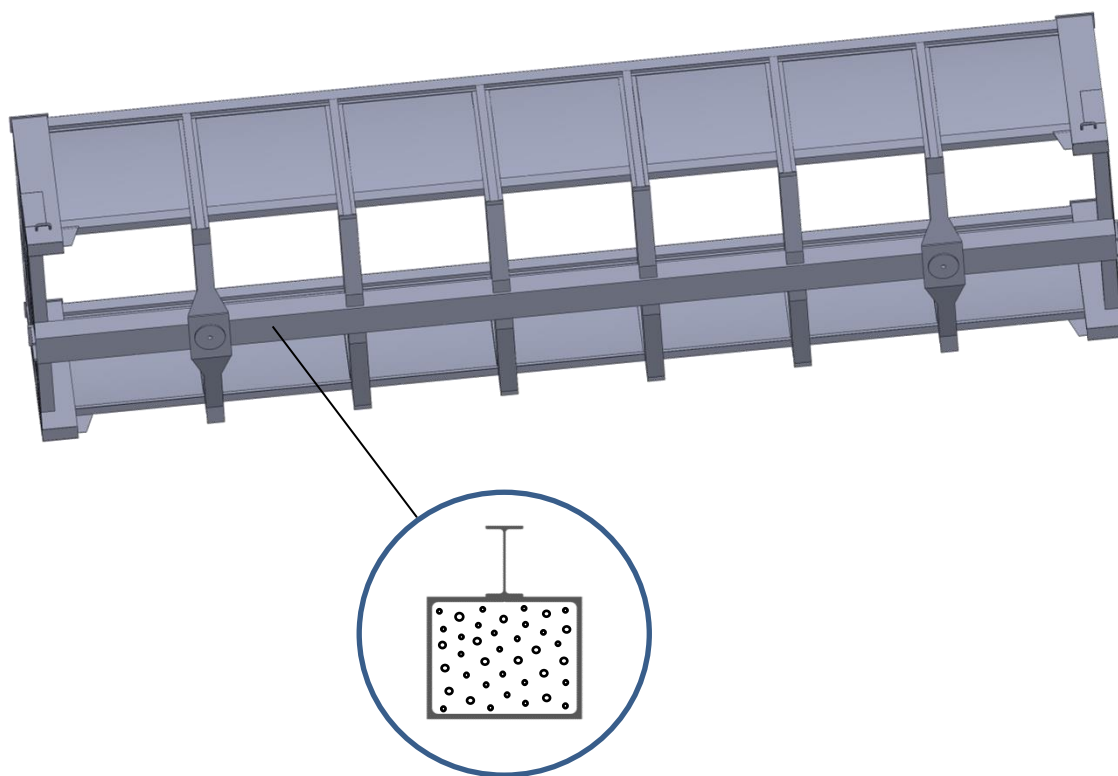


Рисунок 4.12 – Просторова модель несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами та замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем

Для обґрунтування запропонованого рішення проведено розрахунок на міцність несучої конструкції напіввагона за методом скінчених елементів.

Оптимальна кількість елементів скінчено-елементної моделі несучої конструкції напіввагона визначена з використанням графоаналітичного методу [118, 130]. Кількість вузлів сітки склала 102321, а елементів – 309859. При цьому максимальний розмір елемента дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Кількість елементів в колі дорівнює 9. Співвідношення збільшення розміру елемента склало 1,7. При цьому розрахункова схема ідентична до тієї, що наведена на рисунку 4.3. Наявність наповнювача в хребтовій балці моделювалася шляхом постановки відповідних зв'язків (рисунок 3.37).

Результати розрахунку наведені на рисунках 4.13 та 4.14. Максимальні еквівалентна напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали близько 315 МПа (рисунок 4.13). Отримана

величина максимальних еквівалентних напружень на 7% нижча за ту, що отримана для конструкції без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині несучої конструкції напіввагона та склали 3,4 мм (рисунок 4.14).

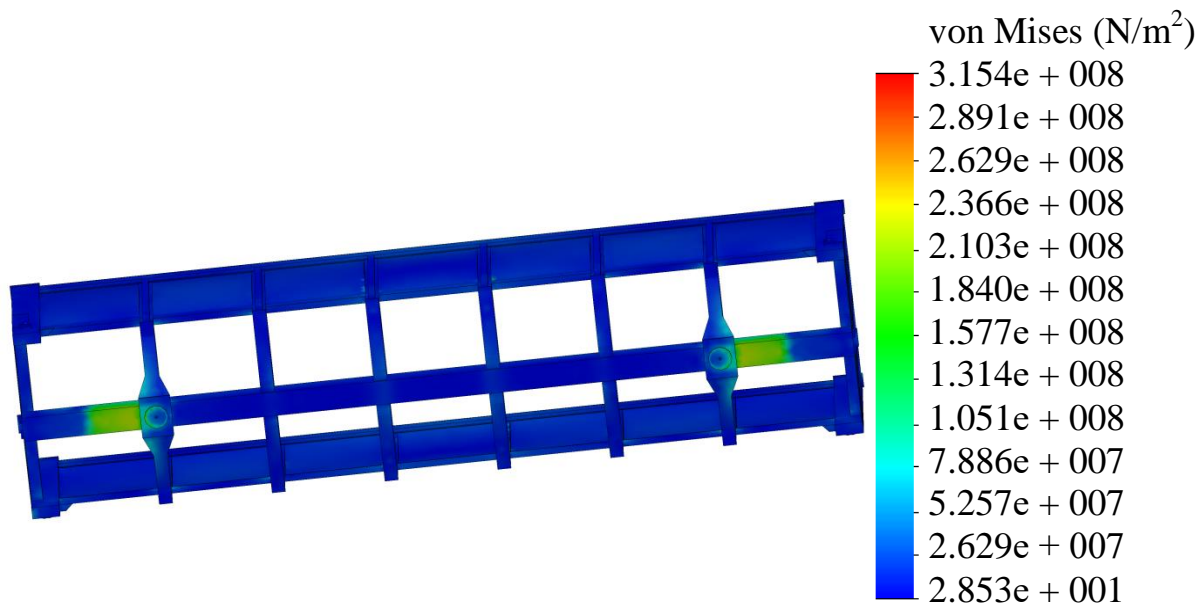


Рисунок 4.13 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона проведені і стосовно інших експлуатаційних режимів (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Показники міцності несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних режимах навантаження

Показник міцності	Режим навантаження				
	І розрахунковий режим			ІІІ розрахунковий режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	315,4	312,5	302,4	282,38	249,3
Переміщення в вузлах, мм	3,4	3,0	3,0	2,9	2,8

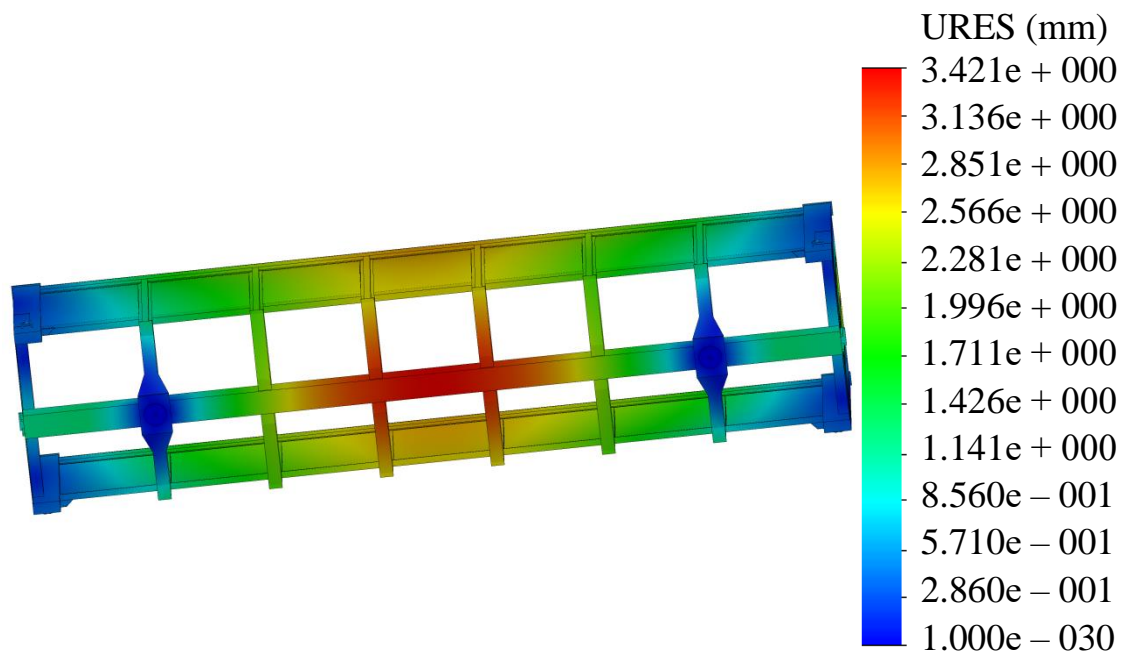


Рисунок 4.14 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона

Отже, міцність несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних навантаженнях забезпечується.

4.4 Розрахунок економічної ефективності впровадження запропонованих заходів

Несуча конструкція вагона, в першу чергу рама, випробовує значні навантаження при експлуатаційних режимах. Внаслідок дії на неї циклічних навантажень, можуть мати місце поява таких дефектів, як злами, тріщини хребтової балки, обриви зварних швів кріплення балок рами та інших пошкоджень [122]. Така обставина викликає необхідність здійснення позапланових видів ремонту вагона, додаткових витрат на його утримання в експлуатації або взагалі виключення з інвентарного парку [93, 94].

Згідно з ЦВ-0063 «Правила виключення вантажних вагонів з інвентарного парку» якщо при проведенні технічного обслуговування виявляється хоча б один із таких дефектів рами, то вагон забороняється випускати в експлуатацію до їх усунення [96]. Усунення несправностей рам є трудомісткою операцією, що вимагає значних затрат часу. Тому рами ремонтують під час технічного обслуговування вагонів з відчепленням від составу й виконують заварювання тріщин і зломів.

Виконання наплавлювальних та зварювальних робіт вимагає підготовки з обробки швів, при цьому рама повинна бути звільнена від навантаження, а місце зварювання доступним для виконання цієї мети. Перед зварюванням тріщини у балці, слюсар спочатку зачищає поверхню, потім просвердлює отвори по кінцям тріщини, далі за допомогою зубила вирубляє метал на величину тріщини. Після цього електрозварювальник заварює тріщини і підсилює балку постановкою однобічної або двобічної металевої накладки з приварюванням її по периметру.

Запропоновані заходи щодо удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах, дають змогу запобігти виникненню появ більшості дефектів, які потребують витрат на проведення позапланових видів ремонту.

Показник економічного ефекту на всіх етапах реалізації запропонованих заходів визначається як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою сукупних затрат ресурсів за весь період (строк) його здійснення [3].

Економічний ефект – це корисний результат, отриманий від впровадження запропонованих заходів. Як правило, це прибуток або чисті грошові надходження (чистий прибуток з амортизацією). У загальному вигляді сукупний економічний ефект – це різниця між результатами й витратами на виготовлення нового вагону або проведення модернізації типового за період часу T :

$$E_T = P_T - Z_T, \quad (4.16)$$

де E_T – економічний ефект заходу;

P_T - вартісна оцінка результатів від здійснення інноваційного заходу за розрахунковий період;

Z_T - вартісна оцінка витрат на здійснення інноваційного заходу за розрахунковий період.

Для випадків, коли ефект не пов'язаний з отриманням прибутку і доходу порівняння варіантів буде наступне:

$$\begin{aligned} E_2 - E_1 &= (P_2 - Z_2) - (P_1 - Z_1) = P_2 - Z_2 - P_1 + Z_1 = \\ &= D_2 - Z_2 - D_1 + Z_1 = 0 - Z_2 + 0 - Z_1 = Z_1 - Z_2 \end{aligned} \quad (4.17)$$

де Z_t – витрати всіх ресурсів в t -ому році (включаючи витрати на отримання супутніх результатів).

Визначення економічного ефекту проводиться при умові обов'язкового приведення різночасових вартісних оцінок результатів і затрат до єдиного для всіх варіантів реалізації заходу моменту часу – розрахункового року t_p .

Приведення різночасових результатів і затрат усіх років періоду реалізації заходу до розрахункового року здійснюється множенням їх вартісної оцінки за кожний рік на коефіцієнт приведення (дисконтування) α_t . Цей коефіцієнт відображає змінення вартості грошей в часі внаслідок інфляції, ризиків тощо.

Коефіцієнт приведення різночасових витрат і результатів до розрахункового року визначається за формулою:

$$\alpha_t = (1 + R_n)^{t_p - t}, \quad (4.18)$$

де R_n – норматив приведення різночасових витрат і результатів;

t_p – розрахунковий рік;

t – рік, витрати і результати якого приводяться до розрахункового року.

Розрахункове значення коефіцієнта приведення α_t , при нормативі 20% зведено до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахункове значення коефіцієнта приведення

Показник	Роки розрахункового періоду									
	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
Коефіцієнт приведення	1,000	0,833	0,694	0,579	0,482	0,402	0,335	0,279	0,233	0,194

Визначимо виробничу собівартість усунення несправностей рами вагона. Собівартість – це сума засобів підприємства, затрачених на виготовлення або ремонт, в даному випадку на заварювання тріщини в хребтовій балці з постановкою підсилюючої металевої накладки. Для цього просумуємо витрати на матеріали, електроенергію, заробітну плату, загальногосподарські, адміністративні витрати та єдиний соціальний внесок.

Витрати на матеріали (підсилюючі металеві накладки, електроди, зварювальний дріт, абразив тощо):

$$B_m = H_m \cdot C_m, \quad (4.19)$$

де B_m – витрати на основні матеріали, грн;

H_m – норма витрат матеріалів на одну тріщину, од;

C_m – ціна матеріалів, грн.

Витрати на електроенергію:

$$B_{ел} = C_{ел} \cdot P_{ел}, \quad (4.20)$$

де $C_{ел}$ – ціна 1 кВт-год електроенергії, грн;

$P_{ел}$ – витрати електроенергії, кВт-год.

Основна зарплата робітників при погодинній формі оплати праці на ремонт однієї балки [42]:

$$Z_{осн} = \sum t_n \cdot \overline{ГТС}, \quad (4.21)$$

де $Z_{осн}$ – основна зарплата, грн;

$\sum t_n$ – сумарна трудомісткість ремонту, год.

$\overline{ГТС}$ - середня годинна тарифна ставка робітників, або середньогодинна заробітна плата.

Додаткова зарплата (премії, надбавки тощо) визначається у відсотках до основної:

$$Z_{дод} = H_{дод} \cdot Z_{осн} / 100, \quad (4.22)$$

де $H_{дод}$ – відсоток додаткової зарплати від основної, %.

Відрахування на єдиний соціальний внесок:

$$B_{соц} = H_{соц} \cdot (Z_{осн} + Z_{дод}) / 100, \quad (4.23)$$

де $H_{соц}$ – відсоток нарахувань на заробітну плату (єдиний соціальний внесок, %).

Результати розрахунку собівартості ремонту хребтової балки вагона з наступною постановкою металевої підсилюючої накладки зведені до таблиці 4.4 [97].

Таблиця 4.4 – Собівартість ремонту тріщин в хребтовій балці вагона з наступною постановкою металевої підсилюючої накладки

№ з/п	Найменування статті витрат	Показник	Сума витрат, грн
1	2	3	5
1	Матеріали: абразив шліфувальний, ГОСТ 5009-82, м ² дріт зварювальний АН-1, ТУ У 19369185.003, кг електроди АНО-4, ГОСТ 9466, кг накладка металева підсилююча сталі марки Ст3 (кутова або прямокутна, 4мм), ГОСТ 14637, м ² Разом:	0,2 0,8 0,7 0,4	24 60 49,6 343,8 477,4
2	Електроенергія, кВт-год	4,4	12,54
3	Основна зарплата: слюсар з ремонту рухомого складу 5 розряду, год електрозварник 5 розряду, год Разом:	1 1,2	34,46 41,35 75,81
4	Додаткова зарплата, %	20	15,16
5	Відрахування на соціальні заходи, %	22	16,68
6	Адміністративні витрати, %	18	13,65
7	Загальногосподарські витрати, %	20	15,16
Собівартість ремонту тріщин, грн			626,4

Згідно ЦВ-0019 «Інструкція по зварюванню та наплавленню при ремонті вантажних вагонів та контейнерів» виготовлення, постановка та приварювання посилюючих накладок проводиться згідно з технологією, дозволеною АТ «Укрзалізниця» [95]. При цьому дозволяється зварювання у середній частині хребтової балки поміж п'ятниковими опорами не більше двох тріщин на кожну з площин балки з постановкою кутових або прямокутних посилюючих металевих накладок. Тому при розрахунку вважаємо, що

відновлювальні роботи проводяться відносно двох тріщин на різних площинах балки.

Окрім вищезазначених витрат, також необхідно враховувати вартість відчеплення пошкодженого вагона від складу поїзда і постановку його на колії технічного обслуговування вантажних вагонів з відчепленням (ТОВ-2), його подальшим розвантаженням (за необхідності) та виключенням з інвентарного парку справних вагонів до усунення пошкодження.

Середня вартість відчеплення вагона від складу поїзда і постановкою його на ремонтні колії, з урахуванням витрат на паливно-мастильні матеріали для маневрових тепловозів, заробітну плату робітників, загальновиробничі, соціальні та інші виплати, становить близько 650 грн за годину роботи локомотива.

Витрати на виготовлення удосконаленої хребтової балки зведені до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5– Витрати на удосконалену хребтову балку вагона

№ з/п	Найменування статті витрат	Витрати, грн
1	Дріт зварювальний, кг	350
2	Зварювальний флюс, кг	282,44
3	Шліфувальний абразив, м ²	120
4	Балка удосконаленої конструкції, грн. м	1531
5	Двутаврова балка, грн. м	607
6	Наповнювач (піноалюміній), грн. кг	166
7	Основна зарплата, грн	1102,72
8	Додаткова зарплата, грн	220,54
9	Відрахування на соціальні заходи, грн	242,60
10	Адміністративні витрати, грн	198,49
11	Загальногосподарські витрати, грн	220,54

Всі необхідні розрахунки по роках розрахункового періоду зводимо до таблиці 4.6 і остаточно визначаємо економічний ефект з урахуванням

коефіцієнта приведення до кожного року, остаточним результатом є визначення економічного ефекту наростаючим підсумком.

Розрахунок проводимо відносно 6000 напіввагонів. За даними розрахунку можна зробити висновок, що економічний ефект від запропонованих заходів щодо удосконалення хребтової балки вагона досягається за рахунок скорочення витрат на проведення позапланових видів ремонту. Витрати на впровадження окупаються на шостий рік реалізації проекту, економічний ефект в цей рік складе 2366,49 тис.грн., а на останньому розрахунковому році наростаючим підсумком він складатиме 10338,89 тис.грн.

Таблиця 4.6 – Розрахунок економічного ефекту від впровадження удосконаленої конструкції хребтової балки

Показники	Роки розрахункового періоду									
	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
Витрати до впровадження заходів:										
1 Річна програма виготовлення, од	6000	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2 Собівартість виготовлення типової рами, грн.	64401,72	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3 Програма ремонту, од	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
4 Собівартість ремонту, грн.	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4	1276,4
5 Разом витрат, тис.грн.	394068,7	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4
Витрати після впровадження заходів:										
6 Собівартість виготовлення удосконаленої рами, грн.	69100,14									
7 Разом витрат, тис. грн.	414600,84									
8 Економічний ефект, тис. грн.	-20532,1	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4	7658,4
9 Коефіцієнт приведення витрат різних років до розрахункового року	1	0,833	0,694	0,579	0,482	0,402	0,335	0,279	0,233	0,194
10 Економічний ефект з урахування коефіцієнта приведення, тис. грн.	-20532,12	6379,4472	5314,9296	4434,21	3691,34	3078,67	2565,56	2136,69	1784,40	1485,72
11 Економічний ефект з наростаючим підсумком, тис. грн.	-20532,12	-14152,67	-8837,74	-4403,52	-712,18	2366,496	4932,06	7068,75	8853,1608	10338,89

4.5 Висновки до розділу 4

1. Запропоновано концепт несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Така конфігурація бокових стін дозволяє підвищити корисний об'єм кузова на 8% у порівнянні з вагоном-прототипом.

Величина прогину бокових та торцевих стін визначена з технологічних міркувань, а саме, за умови збереження габариту напіввагона у відповідності до прототипу.

2. Визначено міцність несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають при I розрахунковому режимі (удар) у зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 340 МПа, отже не перевищують допустимі. Максимальні переміщення виникають у середній частині рами напіввагона на складають 3,7 мм.

3. Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Розрахунок здійснений за умови руху вагона у порожньому стані стиковою нерівністю. При цьому максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона в центрі мас не перевищують допустимі та складають близько 0,4g. Інші показники динаміки також знаходяться в межах допустимих. Хід руху напіввагона оцінюється як "відмінний".

Визначено проектний строк служби несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Проведені розрахунки показали, що значення проектного строку служби несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами складає не менше 32 років.

Запропонована несуча конструкція напіввагона розрахована на втомну міцність. Результати розрахунку показали, що втомна міцність при базі випробувань 10^7 забезпечується.

4. Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції концепту напіввагона з випуклими стінами пропонується впровадження замкненої конструкції хребтової балки з наповнювачем. Встановлено, що максимальні еквівалентна напруження при I розрахунковому режимі (удар) виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 315 МПа. Отримана величина максимальних еквівалентних напружень на 7% нижча за ту, що отримана для конструкції без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині несучої конструкції напіввагона та склали 3,4 мм.

5. Економічний ефект від запропонованих заходів щодо удосконалення хребтової балки вагона досягається за рахунок скорочення витрат на проведення позапланових видів ремонту. Витрати на впровадження окупаються на шостий рік реалізації проекту, економічний ефект в цей рік складе 2366,49 тис.грн., а на останньому розрахунковому році наростаючим підсумком він складатиме 10338,89 тис.грн.

5 Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану пустотілих елементів замкнутого перерізу, а також з наповнювачем

5.1 Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану пустотілих елементів замкнутого перерізу

З метою обґрунтування конструкції хребтової балки вагона, у вигляді елемента замкнутого перерізу, проведено експериментальне дослідження його міцності [26, 49, 51, 52].

Дослідні зразки представляють собою сталеві квадратні стрижні з геометричними розмірами $a=100$ мм, $t=3$ мм, $h=1000$ мм (рисунок 5.1). Зразки були виготовлені з електрозварної труби з гнутих швелерів (рисунок 5.2), сталь 09Г2С (лист холоднокатаний), з фактичною границею текучості $f_y = 345$ МПа.

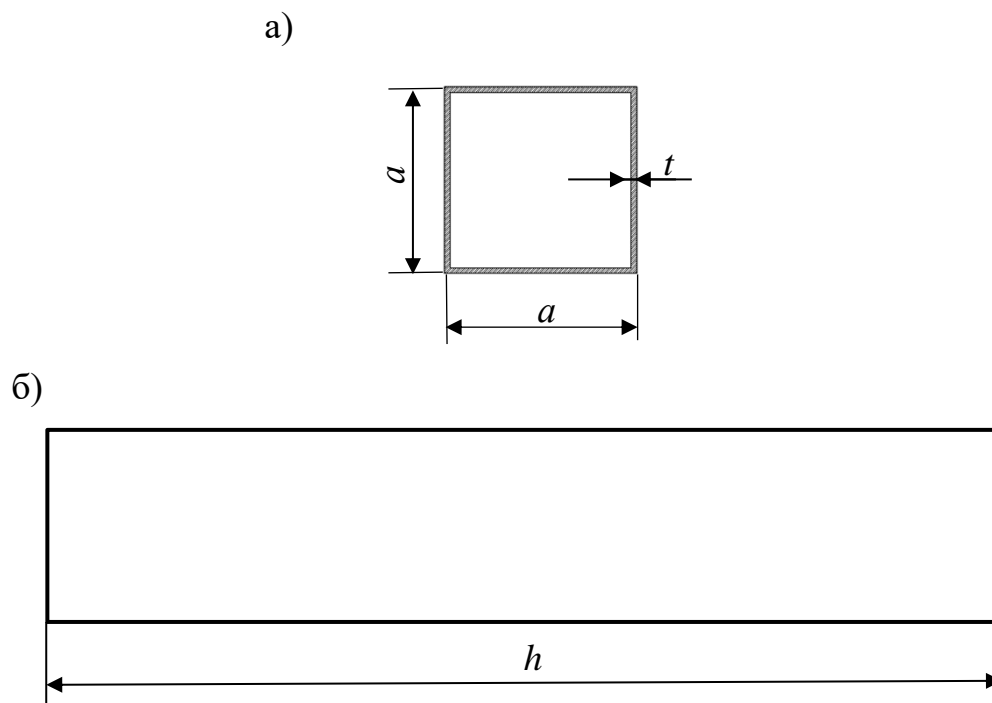


Рисунок 5.1 – Дослідний зразок
а) поперечний переріз; б) довжина

Зразки мають масштаб зменшення 1:3. Кількість дослідних зразків-близнюків дорівнює трьом. Навантаження на дослідні зразки відповідає умовам роботи конструкції при стиску із випадковим ексцентриситетом. Таке навантаження відповідає одному з найбільш поширених та неблагоприємних режимів навантаження хребтової балки вагона в експлуатації.

Дослідження проводилися в дослідній лабораторії “Центру діагностики споруд транспортного призначення” при Українському державному університеті залізничного транспорту. Лабораторія пройшла аудит ДП “Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації” щодо відповідності системи вимірювань вимогам ДСТУ ISO 10012:2005 “Системи керування вимірюванням. Вимоги до процесів вимірювання та вимірювального обладнання” (свідоцтво №01-0171/2019 від 10.12.2019), при проведенні досліджень з міцності, деформативності будівельних конструкцій та виробів з бетону, залізобетону, металу та деревини, а також захисних покриттів.



Рисунок 5.2 – Вигляд дослідних зразків

Для навантаження конструкцій використано гідравлічний прес ПММ-125, який має технічні характеристики, зазначені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Основні технічні характеристики пресу ПММ-125

Назва параметру	Значення
Найбільше граничне навантаження	125 тс
Максимальна висота між опорними плитами при стиску	1100 мм
Максимальна висота між ножем та опорами на згин	800 мм
Відстань між опорами на згин	600 мм
Відстань між колонами	540 мм
Робочий хід поршня	200 мм
Швидкість поршня без навантаження	0÷50 мм/хв.
Швидкість переміщення рухомої траверси	300 мм/хв.
Масштаб діаграмного запису	1:1, 5:1
Висота ординати діаграми	200 мм
Ємність гідробаку	80 л
Мастила, які застосовуються	Індустріальне “45”, суміш індустріального “45” з компресорним “М”. Кінематична в’язкість 36 – 52 сст при температурі +50 ⁰ С

Для дослідження характеру деформування експериментальних зразків використано тензорезистори з базою 10 мм та опором 100 Ом, які попередньо пройшли тарирування. Монтаж тензорезисторів здійснений за мостовою схемою (рисунок 5.3). Місця наклеювання тензорезисторів визначені за результатами скінченно-елементного моделювання зразків у ПК Ліра-САПР і SolidWorks. Результати розрахунку наведено у додатку В та зображено на рисунку 5.4.

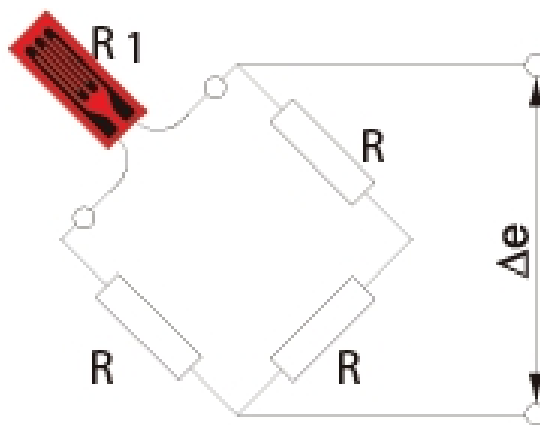


Рисунок 5.3 – Мостова схема підключення тензорезисторів

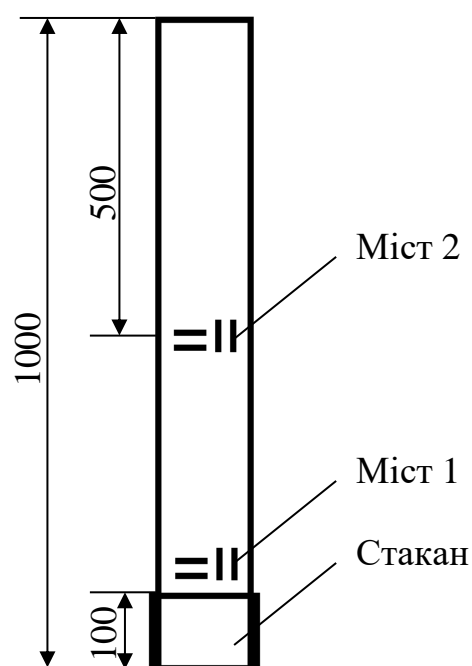


Рисунок 5.4 – Схема монтажу тензорезисторів

При проведенні досліджень прийнято наступну схему обпирання експериментальних зразків. Один край елемента жорстко закріплено за допомогою опорного стакану (рисунок 5.5), а інший має вільне обпирання. Розміщення зразків в пресі наведено на рисунку 5.6.



Рисунок 5.5 – Закріплення кінцевої частини елемента у стакані



Рисунок 5.6 – Розміщення елемента в пресі

При випробуваннях дослідних зразків прийнято наступне маркування БХ Пі – балка хребтова пустотіла № зразку.

Нумерація тензорезисторів у відповідності до їх розміщення на зразках наведена в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Нумерація тензорезисторів на дослідних зразках

Номер балки	Маркірування балки	Номера пар тензорезисторів
1	БХ П1	1 – 4
2	БХ П2	5 – 8
3	БХ П3	9 – 12

Показання тензорезисторів знімали за допомогою тензометричної станції ВПП-8. Навантаження прикладали по 40 кН в інтервалі від 0 до 200 кН, при цьому кожний крок навантаження витримували не менше 5 хв. для зняття показань з тензорезисторів. Всі зразки доводилися до руйнування.

Залежність відносних деформацій в дослідних зразках від навантажень на них наведено на рисунку 5.7.

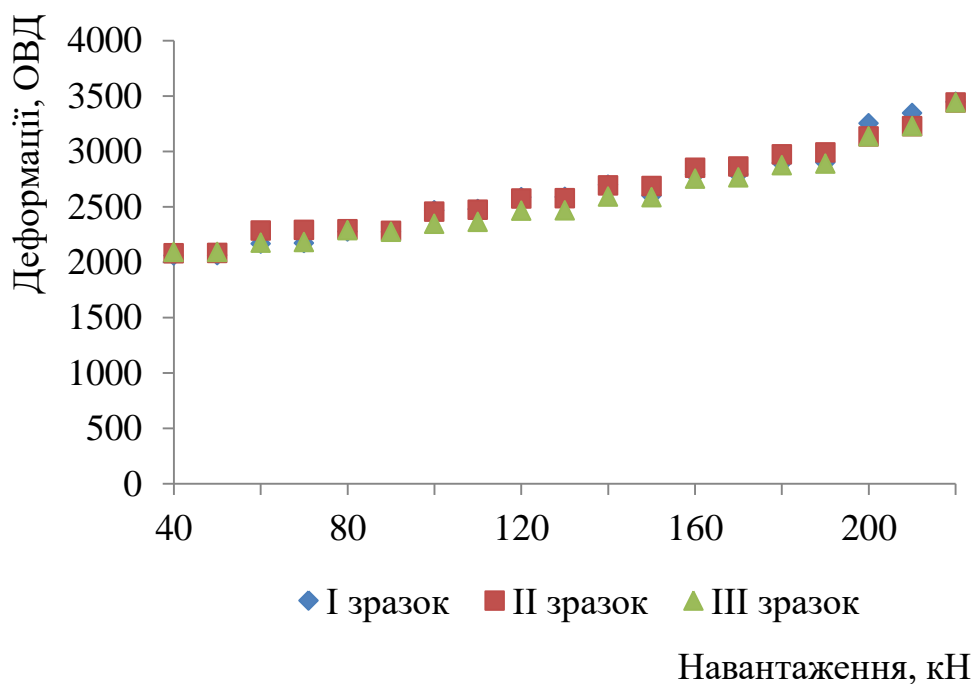


Рисунок 5.7 – Залежність відносних деформацій в дослідних зразках від навантажень на них

З рисунка 5.7 видно, що дана залежність є лінійною. Чисельні значення напружень, які виникають в дослідних зразках при їх навантаженні наведені в таблицях 5.3 – 5.5 та графіках (рисунки 5.8 – 5.10). Навантаження, при яких відбувалося руйнування зразків наведено у таблиці 5.6.

Таблиця 5.3 – Напруження в дослідному зразку БХ П1

Навантаження, кН	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	43,5	38,5
80	83,6	77,6
120	124,2	118,9
160	165,2	160,4
200	205,3	199,7

Таблиця 5.4 – Напруження в дослідному зразку БХ П2

Навантаження, кН	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	42,6	37,4
80	84,2	76,3
120	121,3	117,8
160	163,5	159,7
200	204,8	198,3

Таблиця 5.5 – Напруження в дослідному зразку БХ П3

Навантаження, т	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	45,2	39,6
80	87,4	78,7
120	124,5	119,2
160	165,7	161,3
200	206,6	200,1

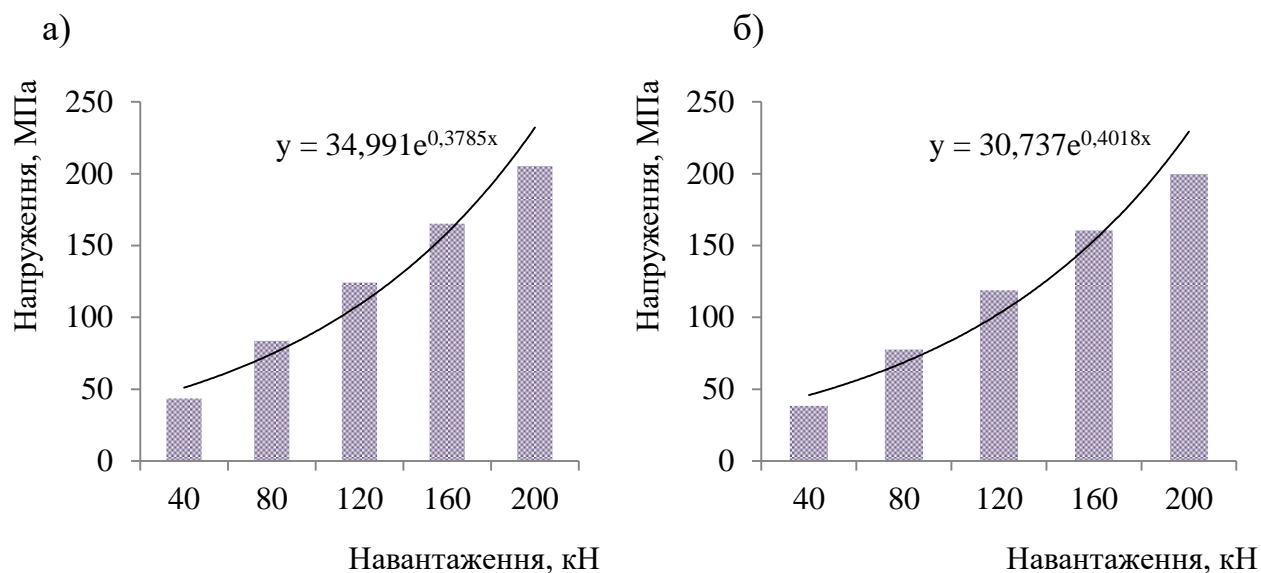


Рисунок 5.8 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ П1

а) міст 1; б) міст 2

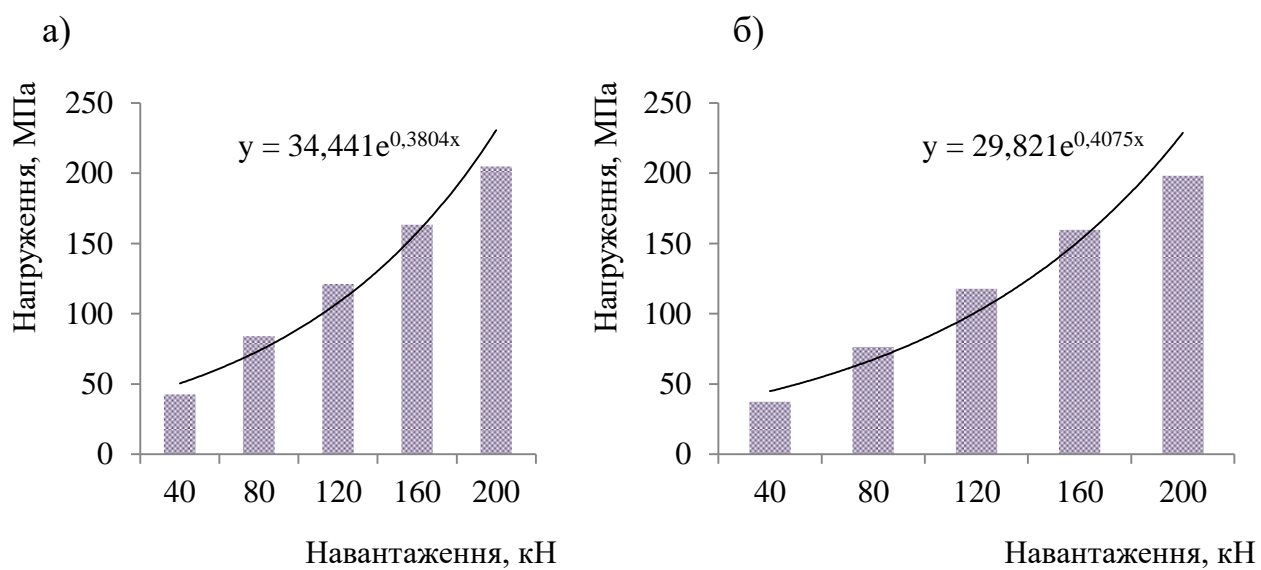


Рисунок 5.9 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ П2

а) міст 1; б) міст 2

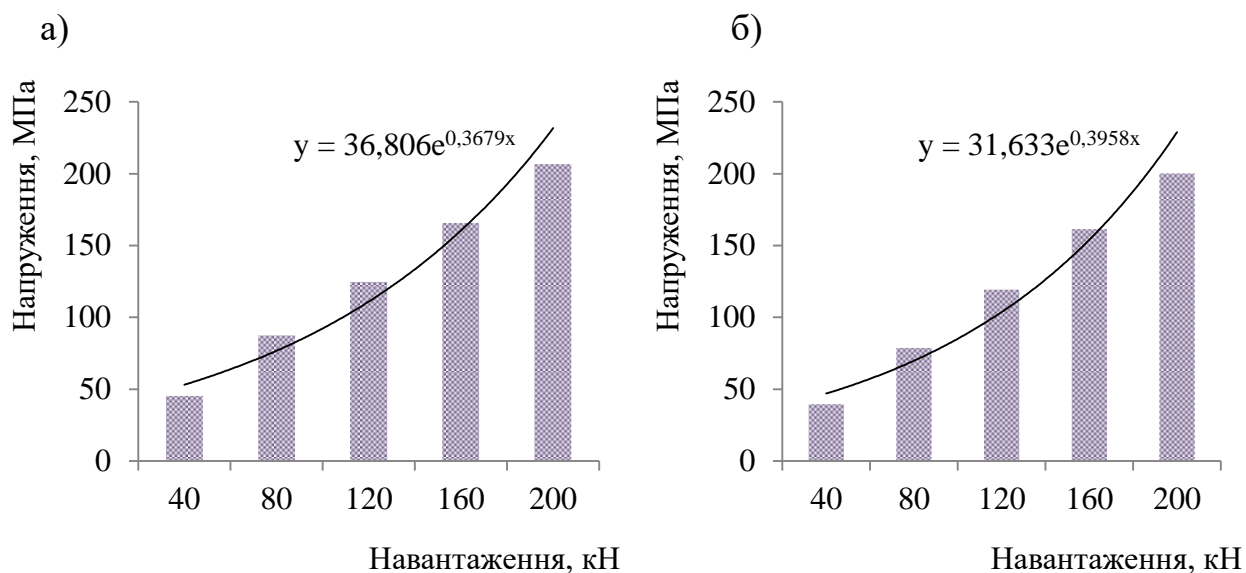


Рисунок 5.10 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ ПЗ

а) міст 1; б) міст 2

Аналізуючи графічні залежності, наведені на рисунках 5.9 – 5.10, можна зробити висновок, що напруження в дослідних зразках при дії на них навантаження у 200 кН не перевищують допустимих.

Таблиця 5.6 – Навантаження, при яких відбувалося руйнування зразків

<i>Дослідний зразок</i>	<i>Навантаження, кН</i>
<i>БХ П1</i>	<i>215</i>
<i>БХ П2</i>	<i>210</i>
<i>БХ П3</i>	<i>230</i>

Зовнішній вигляд зразків після випробувань наведено на рисунку 5.11. Руйнування конструкції дослідних зразків серії БХ-П 1-3 відбулося внаслідок втрати місцевої стійкості стінки сталеві труби.



Рисунок 5.11 – Зовнішній вигляд дослідних зразків після випробувань

а) БХ-П1; б) БХ-П2; в) БХ-П3

Для покращення їх роботи доцільним є застосування легкого термостійкого заповнювача.

5.2 Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану пористілих елементів замкнутого перерізу з наповнювачем

На другому етапі досліджень проводилося визначення міцності елементів замкнутого перерізу з урахуванням використання наповнювача в них. В якості наповнювача був використаний легкий бетон. Склад бетонної суміші був прийнятий ідентичним до того, що розглядався в праці [124] та наведений в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Склад бетонної суміші

Цемент М500, кг	Пісок, кг	Пористий заповнювач, л	Рідка повітровтягуюча добавка, кг	Вода, л
500	275	1,05	0,6	170

При проведенні досліджень об'єм використаного матеріалу був зменшений з дотриманням відповідної пропорційності.

Для визначення міцності наповнювача при його стисканні проводилися експериментальні випробування на зразках, розміром 100 x 100 мм. Для їх виготовлення використовувалися металеві форми, наведені на рисунку 5.12.



Рисунок 5.12 – Металеві форми для створення дослідних зразків

Після затвердіння наповнювача відбувалося його вилучення з форми (рисунок 5.13).



Рисунок 5.13 – Дослідні зразки для визначення міцності наповнювача

Дослідні зразки маркувалися як К-4 – К-6 – для визначення міцності наповнювача та К-1 – К-3 – для визначення сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня.

Розміщення дослідного зразка на пресі з метою визначення його міцності наведено на рисунку 5.14. Випробування здійснювалися до виникнення руйнування дослідних зразків.



Рисунок 5.14 – Розміщення дослідного зразка на пресі

Результати проведених досліджень зведені до таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Результати досліджень міцності дослідних зразків при їх стисканні

Маркірування зразка	Навантаження, кН	Напруження, МПа
К-4	31,0	3,04
К-5	30,2	2,96
К-6	29,5	2,89

Напруження, які виникають у дослідних зразках визначалися за класичною залежністю

$$\sigma = \frac{P}{A}, \quad (5.1)$$

де P – сила, яка діє на дослідний зразок у повздовжньому напрямку, кН;
 A – площа поверхні дослідного зразка на яку діє сила P , м².

Встановлено, що з урахуванням геометричних розмірів зразка максимальні напруження, які виникають у ньому знаходяться в діапазоні 2,89 – 3,04 МПа. Отримані результати сприятимуть створенню напрацювань щодо визначення оптимальних характеристик наповнювачів складових вагонних конструкцій.

Для визначення сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня здійснювалися дослідження на витискування. Для цього наповнювач розміщувався у спеціальних формах (рисунок 5.15).



Рисунок 5.15 – Форми для створення дослідних зразків

Після затвердіння наповнювача здійснювалося проведення випробувань. Дослідження проводилися на спеціальному стенді (рисунок 5.16). Передача стискаючого зусилля на наповнювач відбувалася через проміжні елементи (рисунок 5.17).



Рисунок 5.16 – Розміщення дослідного зразка на пресі



Рисунок 5.17 – Передача стискаючого зусилля на наповнювач

Результати досліджень дозволили визначити навантаження, при якому здійснюється зміщення наповнювача відносно металевої форми (таблиця 5.9).

Таблиця 5.9 – Чисельні значення навантажень при яких відбувається переміщення наповнювача відносно металевої форми

Маркірування зразка	Навантаження, кН
К-1	32,8
К-2	34,0
К-3	36,2

На наступному етапі випробувань проводилося визначення міцності елементів замкнутого перерізу з урахуванням використання наповнювача в них.

Для цього дослідні зразки у кількості 3 одиниці заповнювалися наповнювачем. Після заповнення зразки розміщувались на вібраційному стенді (рисунок 5.18).



Рисунок 5.18 – Розміщення зразка з наповнювачем на вібраційному стенді

Після цього зразки впродовж двох тижнів зберігались в лабораторії для набрання відповідної міцності бетону (рисунок 5.19).



Рисунок 5.19 – Наповнювач у затверділому стані

Дослідження на стиск проводилися у тій самій послідовності, що і для пустотілих стрижнів (рисунок 5.20).



Рисунок 5.20 – Встановлення дослідного зразка на прес

При випробуваннях дослідних зразків прийнято наступне маркування БХ 3і – балка хребтова заповнена № зразку (рисунок 5.21).

Нумерація тензорезисторів на дослідних зразках наведена в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Нумерація тензорезисторів на дослідних зразках з наповнювачем

Номер балки	Маркірування балки	Номера пар тензорезисторів
1	БХ 31	13 – 16
2	БХ 32	17 – 20
3	БХ 33	21 – 24



Рисунок 5.21 – Розміщення тензорезисторів на дослідному зразку з наповнювачем

Результати експериментальних досліджень наведені на графіках (рисунки 5.22 – 5.25) та в таблицях 5.11 – 5.13.

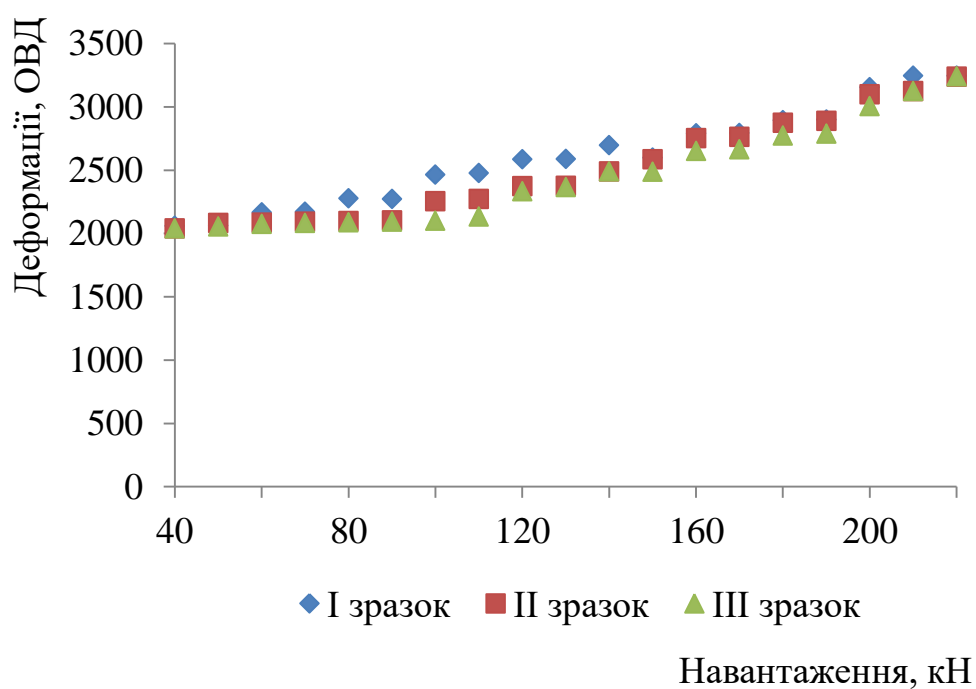


Рисунок 5.22 – Залежність відносних деформацій в дослідних зразках від навантажень на них

Таблиця 5.11 – Напруження в дослідному зразку (БХ 31)

Навантаження, кН	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	41,2	36,5
80	79,2	73,5
120	117,6	112,6
160	156,4	151,9
200	194,4	189,1

Таблиця 5.12 – Напруження в дослідному зразку (БХ 32)

Навантаження, кН	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	40,1	37,2
80	79,3	76,1
120	114,1	117,5
160	154,2	159,6
200	193,7	198,1

Таблиця 5.13 – Напруження в дослідному зразку (БХ 33)

Навантаження, кН	Напруження, МПа	
	Міст 1	Міст 2
40	42,6	37,5
80	82,7	74,5
120	117,8	112,9
160	156,7	152,8
200	195,2	189,5

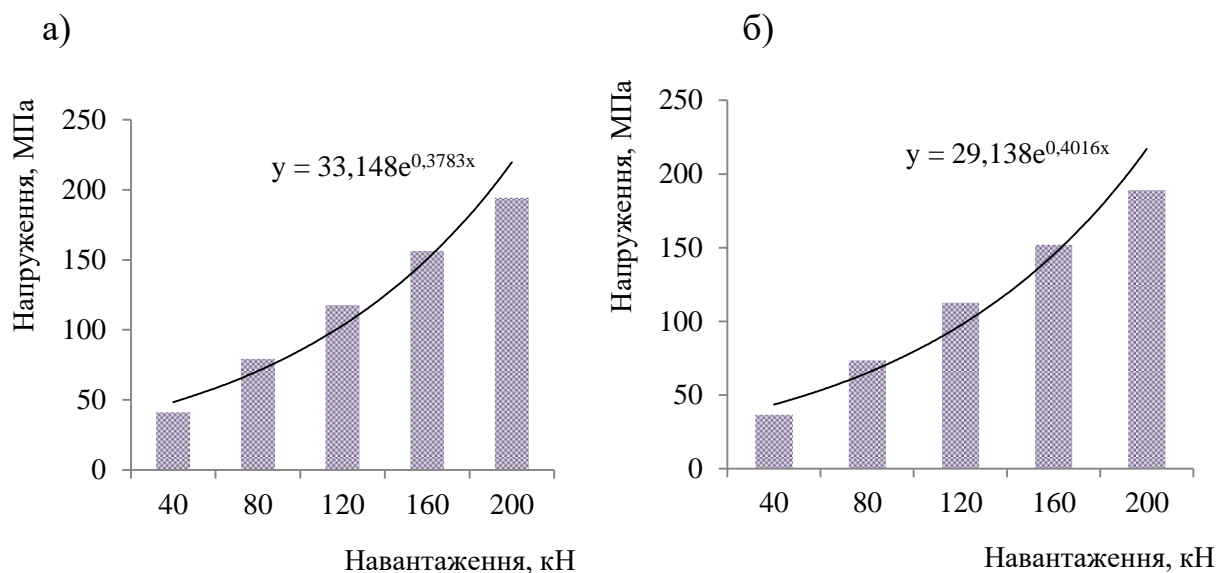


Рисунок 5.23 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ 31

а) міст 1; б) міст 2

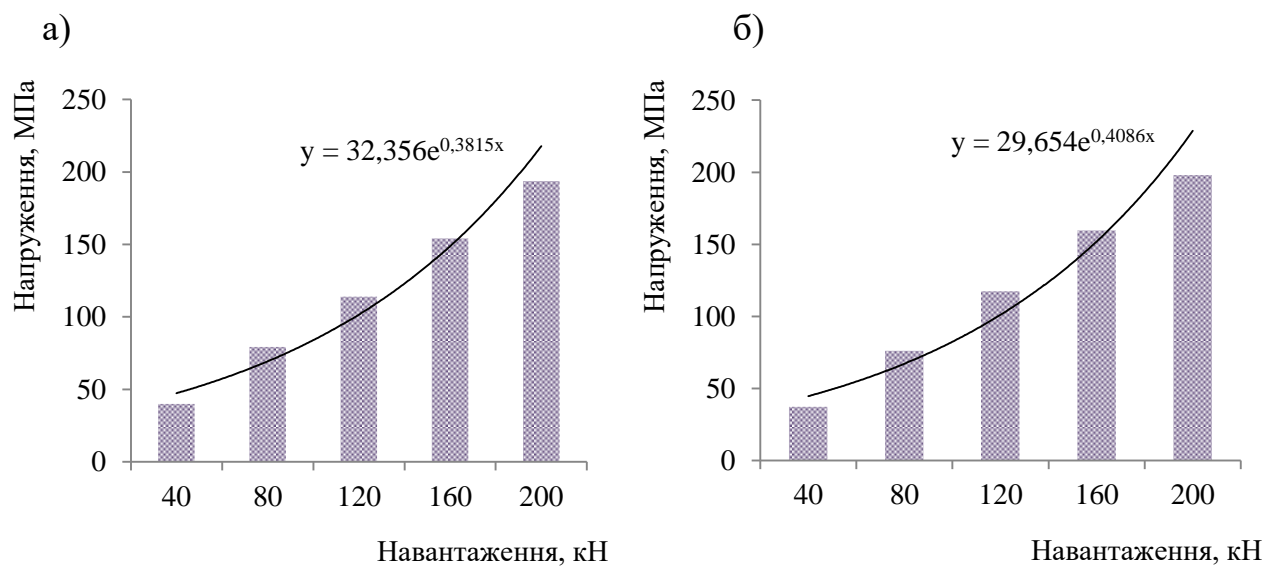


Рисунок 5.24 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ 32

а) міст 1; б) міст 2

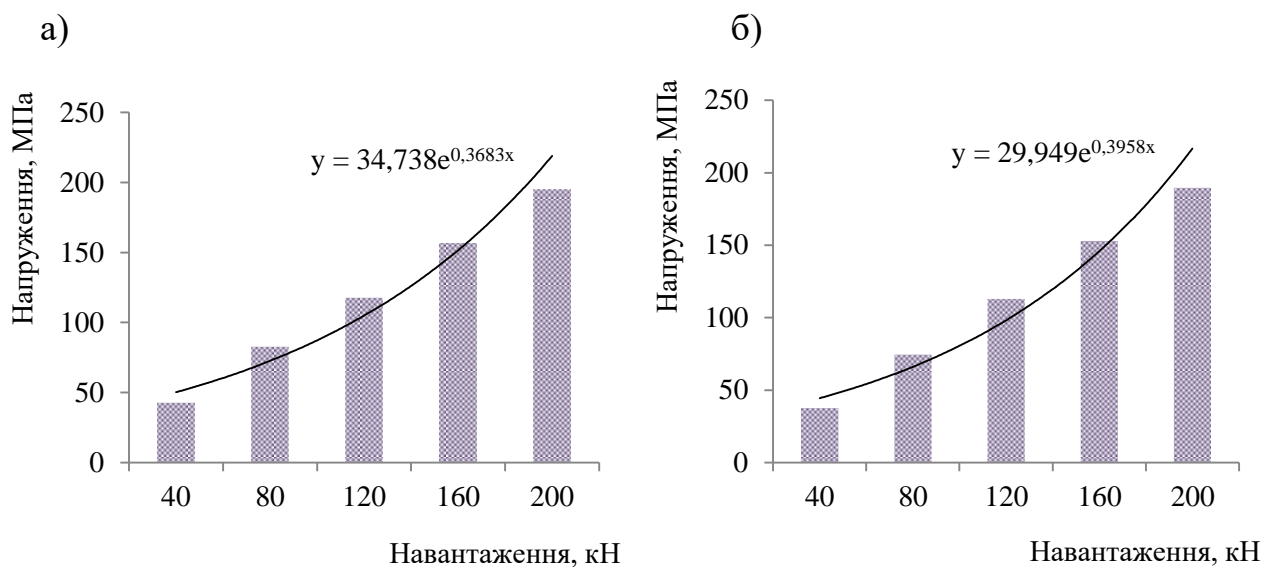


Рисунок 5.25 – Напруження, які виникають в дослідному зразку БХ 33

а) міст 1; б) міст 2

Результати проведених випробувань показали, що з урахуванням застосування наповнювача в дослідному зразку зменшуються напруження, які виникають в ньому на 5% у порівнянні з конструкцією без наповнювача (рисунки 5.26, 5.27).

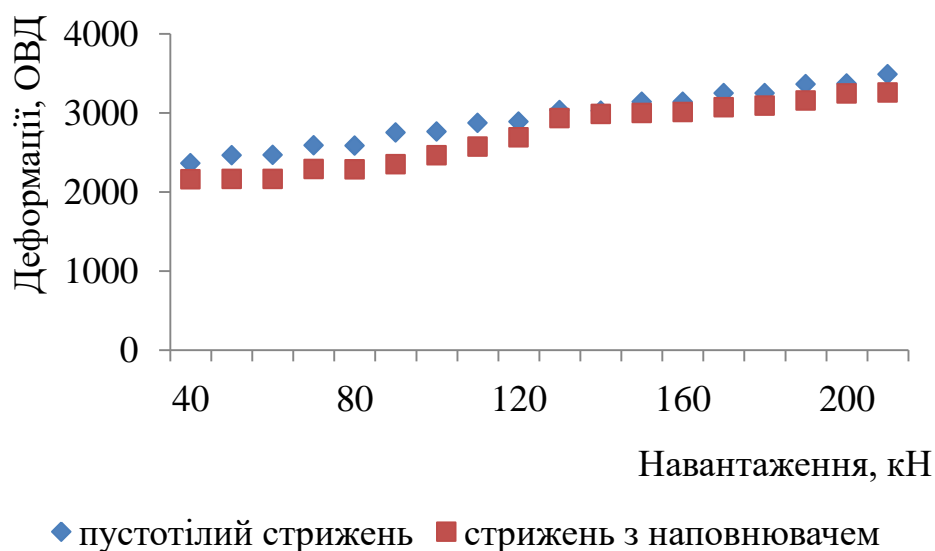


Рисунок 5.26 – Деформації, які виникають у стрижні замкнутого перерізу

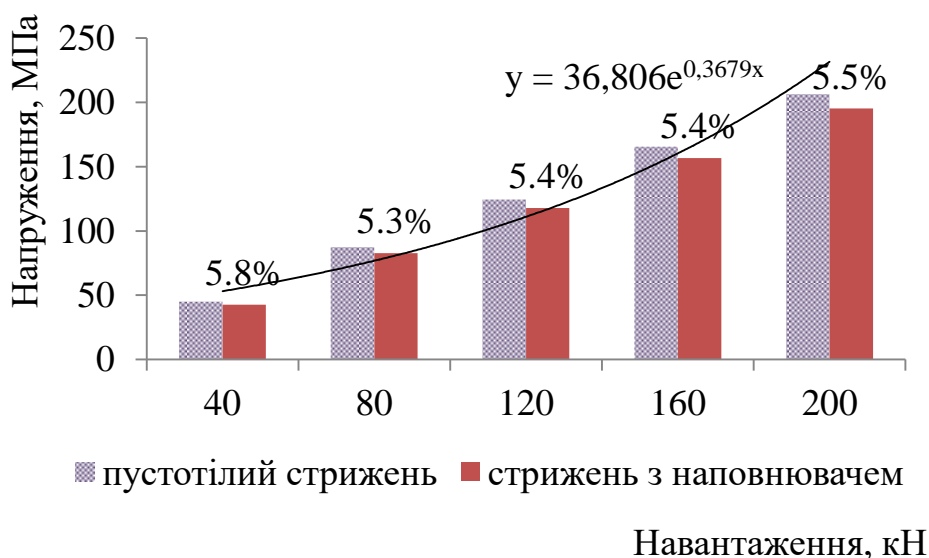


Рисунок 5.27 – Порівняльний аналіз максимальних напружень, які виникають у стрижні замкненого перерізу

Максимальна розбіжність при цьому виникає при навантаженні стрижня у 40 кН та складає 5,8%.

Навантаження, при яких відбувалося руйнування зразків наведено у таблиці 5.14.

Таблиця 5.14 – Навантаження, при яких відбувалося руйнування зразків

Дослідний зразок	Навантаження, кН
БХ П1	226
БХ П2	221
БХ П3	242

Зовнішній вигляд зразків після випробувань наведено на рисунку 5.28. Руйнування конструкції дослідних зразків серії БХ-З 1-3 відбулося внаслідок втрати місцевої стійкості стінки сталеві труби.



Рисунок 5.28 – Зовнішній вигляд дослідних зразків після випробувань
а) БХ-31; б) БХ-32; в) БХ-33

Отримані під час проведення випробувань результати дозволили визначити силу зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня. Дана сила врахована при теоретичних розрахунках стрижня з наповнювачем на міцність при стисненні. Розрахунок на міцність здійснено і для пустотілого стрижня. При цьому застосовано ПК Ліра-САПР. Скінчено-елементні моделі стрижнів наведені на рисунку 5.29.

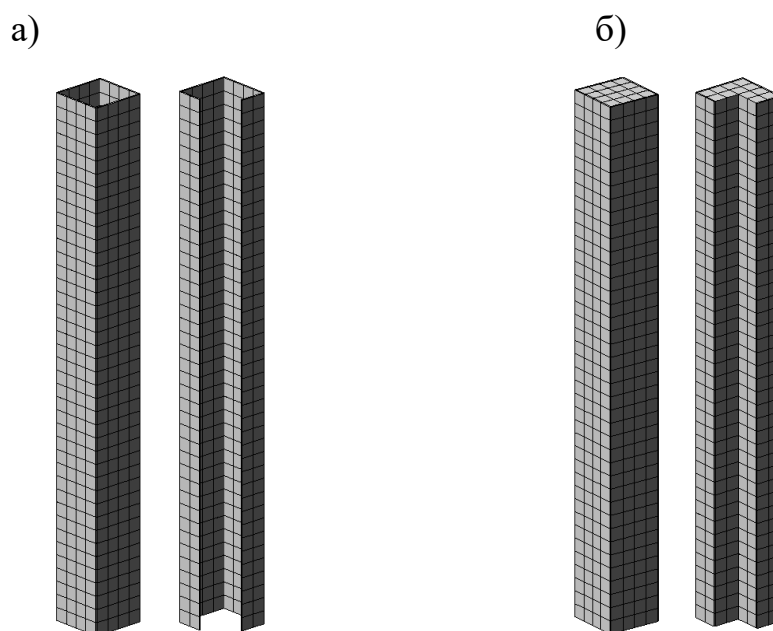


Рисунок 5.29 – Скінчено-елементні моделі стрижнів

а) пустотілого; б) з наповнювачем

При цьому повздовжня сила прикладалася через проміжний елемент – штамп по верхньої частини стрижня, а його закріплення здійснювалося у зонах взаємодії зі стаканом. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.30.

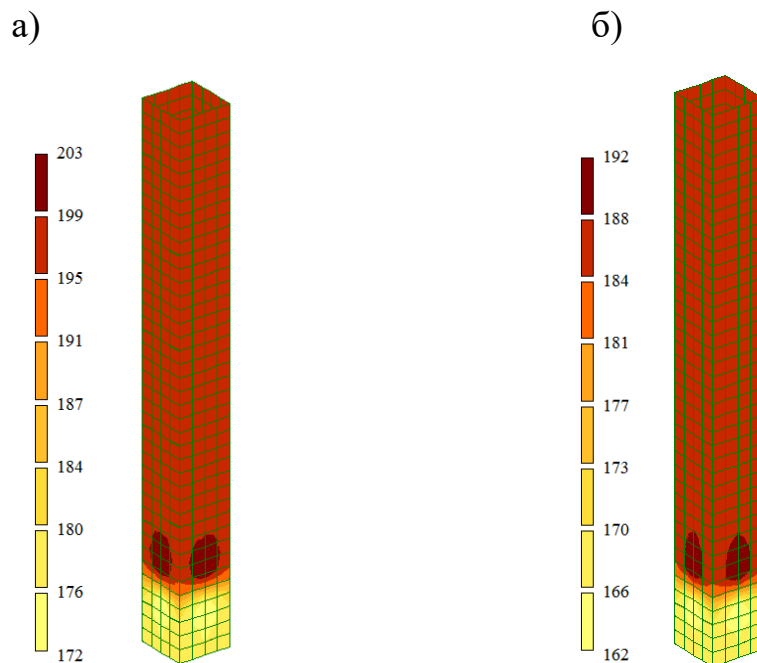


Рисунок 5.30 – Результати розрахунку стрижня на міцність

а) пустотілий; б) з наповнювачем

Встановлено, що з урахуванням сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня напруження, які виникають в ньому зменшуються на 5,4% у порівнянні з пустотілим стрижнем. При цьому розбіжність між експериментальними та теоретичними розрахунками стрижнів на міцність склала близько 3% (рисунки 5.31, 5.32).

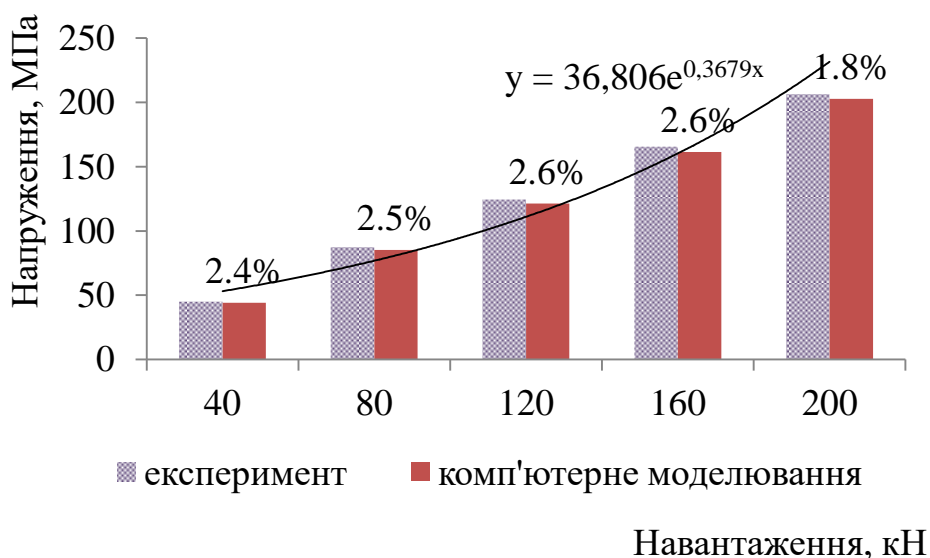


Рисунок 5.31 – Порівняльний аналіз напружень, які діють у пустотілому стрижні

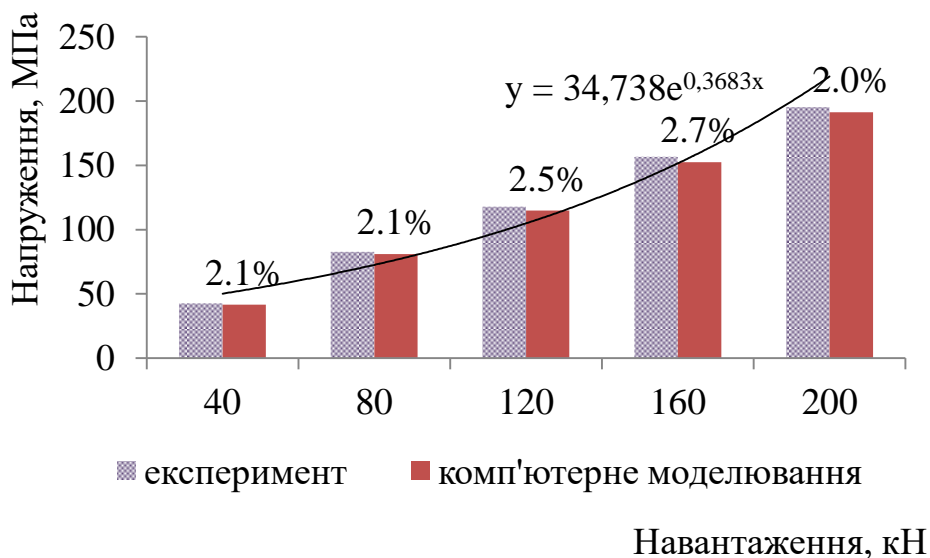


Рисунок 5.32 – Порівняльний аналіз напружень, які діють у пустотілому стрижні з наповнювачем

5.3 Висновки до розділу 5

1. Проведено експериментальне дослідження міцності стрижнів замкнутого перерізу. При цьому застосовано метод електричного

тензометрування. Дослідження проведені в лабораторних умовах на пресі. Підключення тензорезисторів здійснювалося за мостовою схемою. Стискання стрижнів проводилося в діапазоні 40 – 200 кН. На підставі проведених досліджень встановлено, що максимальні напруження в пустотілому стрижні при стисканні становить близько 206 МПа.

2. Проведено експериментальне визначення міцності наповнювача. Дослідження проводилися на зразках, розміром 100 x 100 мм до виникнення їх руйнування. Встановлено, що максимальні напруження, які виникають у наповнювачі знаходяться в діапазоні 2,89 – 3,04 МПа. Отримані результати сприятимуть створенню напрацювань щодо визначення оптимальних характеристик наповнювачів складових вагонних конструкцій.

Здійснено визначення сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня. При цьому відбувалося витискування наповнювача з форми на спеціальному стенді. Встановлено, що навантаження при яких відбувається переміщення наповнювача відносно металевої форми знаходяться в діапазоні 32,8 – 36,2 кН.

Проведено експериментальне визначення міцності стрижнів замкненого перерізу, заповнених наповнювачем. Дослідження проводилися у послідовності, ідентичної до випробування пустотілих стрижнів. Проведені дослідження показали, що максимальні напруження в стрижнях складають близько 195 МПа.

Результати досліджень встановили, що з урахуванням застосування наповнювача в стрижні зменшуються напруження, які виникають в ньому на 5% у порівнянні з конструкцією без наповнювача.

Проведено розрахунок на міцність стрижнів з урахуванням сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею в ПК Ліра-САПР.

З урахуванням сили зчеплення наповнювача з металевою поверхнею стрижня напруження, які виникають в ньому зменшуються на 5,4% у порівнянні з пустотілим стрижнем. При цьому розбіжність між експериментальними та теоретичними розрахунками складає близько 3%.

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано наукові дослідження з удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів для забезпечення їх міцності в експлуатації. Встановлено, що питання удосконалення несучих конструкцій вагонів є досить актуальними, але разом з цим потребують подальшого розвитку, оскільки досі заходам щодо покращення показників міцності вагонів шляхом зменшення їх динамічної навантаженості не приділялося належної уваги.

2. Досліджено особливості навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації. Визначено основні режими навантажень несучих конструкцій вагонів. Проведено розрахунок на міцність несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів. Встановлено, що найбільш навантаженим вузлом несучої конструкції вагонів є рама. Циклічність дії навантажень на неї в умовах експлуатації зумовлює пошкодження вагонів та необхідність здійснення позапланових видів ремонту. Тому виникає необхідність створення заходів щодо забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів в експлуатації.

3. Досліджено навантаженість типової несучої конструкції вагона з урахуванням використання наповнювачів в складових, що мають замкнений переріз. З урахуванням застосування наповнювача в складових типової несучої конструкції вагона максимальні еквівалентні напруження в них зменшуються на 12 – 38%.

Встановлено, що втомна міцність несучої конструкції напіввагона з наповнювачем збільшується на 7% у порівнянні з типовою конструкцією. Однак при цьому збільшується тара вагона. Тому використання наповнювача доцільно здійснювати в найбільш навантажених елементах несучої конструкції, а саме – хребтовій балці.

4. Запропоновано заходи щодо удосконалення хребтової балки вагона для зменшення її навантаженості при експлуатаційних режимах. При цьому пропонується замість типових профілів, які використовуються у рамах вагонів,

використання профілю замкнутого перерізу. Визначено оптимальні параметри товщини стінок хребтової балки за критерієм мінімуму матеріалоемності. Проведені розрахунки показали, що оптимальною з точки зору мінімальної матеріалоемності є товщина стінки профілю, яка дорівнює 8,97 мм при масі 1188,18 кг. Проведено розрахунок на міцність рами вагона з удосконаленою хребтовою балкою. Результати розрахунку на міцність підтвердили доцільність прийнятих рішень.

5. Сформовано математичну модель для визначення динамічної навантаженості вагона з замкнутою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем. До уваги прийнято наявність наповнювача з пружними, в'язкими та пружно-в'язкими властивостями. Результати проведеного розрахунку показали, що найбільш раціональним з точки зору зниження динамічної навантаженості вагона є використання наповнювачів з в'язкими або пружно-в'язкими властивостями. При використанні наповнювача з в'язкими властивостями максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають $36,8 \text{ м/с}^2$. Дана величина прискорення на 4% нижча за ту, що отримана для несучої конструкції без наповнювача.

Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. Встановлено, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с^2 . Проведено верифікацію сформованих моделей динамічної навантаженості напіввагона з наповнювачем в несучій конструкції. Результати розрахунків показали, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

6. Проведено теоретичне обґрунтування створення концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Така конфігурація бокових стін дозволяє підвищити корисний об'єм кузова на 8% у порівнянні з вагоном-прототипом.

Визначено міцність несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають при I розрахунковому режимі (удар) у зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою

та складають близько 340 МПа, отже не перевищують допустимі. Розраховано основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами. При цьому максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона в центрі мас не перевищують допустимі та складають близько 0,4g. Інші показники динаміки також знаходяться в межах допустимих. Хід руху напіввагона оцінюється як “відмінний”. Проектний строк служби несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами складає не менше 32 років.

Для зменшення динамічної навантаженості концепту несучої конструкції напіввагона з випуклими стінами пропонується впровадження замкненої конструкції хребтової балки з наповнювачем. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження при I розрахунковому режимі (удар) виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 315 МПа. Отримана величина максимальних еквівалентних напружень на 7% нижча за ту, що розрахована для конструкції без наповнювача.

7. Проведено експериментальне дослідження міцності пустотілого стрижня замкненого перерізу, а також з наповнювачем для обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучої конструкції вагона. Дослідження здійснено за методом електричного тензометрування у лабораторних умовах. В якості дослідних зразків використано пустотілі стрижні замкненого перерізу, а також з наповнювачем. Встановлено, що з урахуванням застосування наповнювача в пустотілих стрижнях зменшуються напруження, які виникають в них на 5,3% в порівнянні з конструкцією без наповнювача. Максимальні напруження, які виникають у наповнювачі знаходяться в діапазоні 2,89 – 3,04 МПа. Отримані результати сприятимуть створенню напрацювань щодо визначення оптимальних характеристик наповнювачів складових вагонних конструкцій.

Визначено силу зчеплення наповнювача з металеву поверхнею стрижня. Розрахунок на міцність стрижня замкненого перерізу з урахуванням сили зчеплення наповнювача з його поверхнею, здійснений в ПК “Ліра”, встановив,

що напруження, які виникають в стрижні зменшуються на 5,4% у порівнянні з пустотілим.

8. Проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів. Економічний ефект досягається за рахунок скорочення витрат на позапланові види ремонтів вагонів. Економічний ефект досягається на шостий рік реалізації проекту та складає 2366,496 тис. грн. Економічний ефект наростаючим підсумком в останній рік розрахункового періоду дорівнює 10338,89 тис. грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 8-вісний піввагон: пат. 146775 Україна: МПК В61D 3/00. № u202006036; заявл. 21.09.2020; опубл. 17.03.2021, бюл. №11.
2. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов. Москва: ДМК, 2007. 784 с.
3. Балака Є. І., Зоріна О. І., Колесникова Н. М., Писаревський І. М. Оцінка економічної доцільності інвестицій в інноваційні проекти на транспорті: Навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2005. 210 с.
4. Богомаз Г. И., Мехов Д. Д., Пилипченко О. П., Черномашенцева Ю. Г. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. *Збірник наукових праць “Динаміка та керування рухом механічних систем”*. 1992. С. 87 – 95.
5. Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М., Васильев С. Г., Смирнов Н. В. Инновационное решение – 120-футовая платформа сочлененного типа для перевозки трех 40-футовых крупнотоннажных контейнеров. *Транспорт Российской Федерации*. 2009. № 5 (24). С. 56–59.
6. Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М. , Кукушина Н. А. Выбор конструктивных решений сочлененных грузовых вагонов для колеи 1520 мм. *Транспорт Российской Федерации*. 2013. № 3 (46). С. 3–9.
7. Булычев М. А. Методика оптимизации несущей системы кузова вагона с учетом ограничений по прочности и сопротивлению усталости: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Брянск, 1999. 24 с.
8. Вагоны / Шадура Л. А. и др.; под ред. Л. А. Шадура. Москва: Транспорт, 1980. 139 с.
9. Вагон-платформа: пат. 2473437 Російська Федерація: МПК В61D3/08, В61F1/02. Заявл. 07.05.2008; опубл. 27.01.2013.
10. Вагон-платформа для перевезення контейнерів: пат. 134913 Україна: МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01). № u201813016; заявл.

28.12.2018; опубл. 10.06.2019, бюл. №11.

11. Вагон-хопер для мінеральних добрив з пружними елементами в несучій конструкції: пат. 148121 Україна: МПК В61D 7/00. № u202100204; заявл. 20.01.2021; опубл. 07.07.2021, бюл. №27.

12. Вагон-цистерна: пат. 118481 Україна: МПК В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01), В61D 17/10 (2006.01), В61D 17/12 (2006.01), В61F 1/00. № a201700044; заявл. 03.01.2017; опубл. 25.01.2019, бюл. №15.

13. Візняк Р.І. Визначення характеристик міцності кузову піввагона при вивантаженні сипучих вантажів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Харків, 2003. 20 с.

14. Візняк Р. І., Чепурченко І. В., Яценко А. О. Особливості визначення експлуатаційних навантажень кузова напіввагона та шляхи удосконалення його конструкції з метою забезпечення міцності і збереження. Збірник наукових праць УкрДУЗТ. 2016. Вип. 159. С. 91 – 97.

15. Городецкий А. С. Метод конечных элементов в проектировании транспортных сооружений. Москва: Транспорт, 1981. 143 с.

16. ГОСТ 33788-2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества. [25.05.2016]. Москва: Стандартинформ, 2016. 40 с.

17. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. [22.12.2014]. Москва: Стандартинформ, 2016. 54 с.

18. ГОСТ 20259-80. Контейнеры универсальные. Общие технические условия. [07.2002]. Москва: ИПК стандартов, 2002. 17 с.

19. Довгобазний вагон-платформа з пружними елементами в несучій конструкції: пат. 146847 Україна: МПК В61D 3/00. № u202007247; заявл. 13.11.2020; опубл. 24.03.2021, бюл. №12.

20. Донченко А. В., Федосов-Ніконов Д. В. Методика розрахунково-експериментальних досліджень конструкції довгобазної платформи. Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Серія : Транспортні системи і технології. 2016. Вип. 28. С. 53–60.

21. Дьомін, Р. Ю. Розвиток методів і засобів досліджень з забезпечення технічної експлуатації залізничного рухомого складу: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Сєвєродонецьк, 2018. 40 с.

22. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [01.07.2015]. Київ, 2015. 162 с.

23. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. Основи динаміки вагонів: навч. посіб. Київ: КУЕТТ, 2003. 269 с.

24. Дьяконов В. MATHCAD 8/2000: специальный справочник. СПб.: Питер, 2000. 592 с.

25. Ермоленко И. Ю., Железняк В. Н. Исследование динамики подвижного состава с использованием экспериментального вагона-лаборатории при движении по сложным участкам дороги ВСЖД. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2016. № 4 (52). С. 199–203.

26. Забродин В. П., Серегин А. А., Суханова М. В., Портаков А. Б. Экспериментальные методы определения напряжений и деформаций: учебное пособие. зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. 104 с.

27. Залізничний піввагон: пат. 89330 Україна: МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/04 (2006.01), В61F 1/00, В61D 17/00, Е06С 5/00 . № а200813255; заявл. 17.11.2008; опубл. 11.01.2010, бюл. №1.

28. Залізничний піввагон універсальний: пат. 99052 Україна: МПК В61D 3/00, В61D 17/04 (2006.01), В61F 1/00. № а201104152; заявл. 06.04.2011; опубл. 10.07.2012, бюл. №13.

29. Залізничний вагон-платформа: пат. 112239 Україна: МПК В61D 3/00, В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/00, В61F 1/08 (2006.01). № а201501317; заявл. 17.02.2015; опубл. 10.08.2016, бюл. №15.

30. Залізничний вагон-хопер відкритого типу: пат. 118389 Україна: МПК В61D 7/00, В61F 1/10 (2006.01), В61F 1/02 (2006.01). № а201701810; заявл. 27.02.2017; опубл. 10.08.2017, бюл. №15.

31. Ивченко Г. И., Медведев Ю. И. Математическая статистика. Москва: Книжный дом “Либроком”, 2014. 352 с.
32. Инновационный подвижной состав производства «Уралвагонзавода» для железных дорог «пространства 1520 мм. Транспорт Российской Федерации. 2010. №3(28). С. 20–21
33. Кебал Ю. В., Шатов В. А., Тьокотев О. М., Мурашова Н. Г. (2017). Удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна. Збірник наукових праць ДЕГУТ. Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 30. С. 113 – 122.
34. Кельріх М. Б., Федосов-Ніконов Д. В. Дослідження на міцність конструкції довгобазної платформи. Вісник Східноукраїнського Національного університету імені Володимира Даля. 2016. № 1 (225). С. 90–94.
35. Кирьянов Д. В. Mathcad 13. СПб.: БХВ. Петербург, 2006. 608 с.
36. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика. Москва: Физматлит, 2006. 816 с.
37. Конструирование и расчет вагонов / Лукин В. В и др.; под. ред. В. В. Лукина. Москва: УМК МПС России, 2000. 731 с.
38. Контейнер-цистерна: пат. 119563 Україна: МПК В65D 88/12 (2006.01), В65D 90/20 (2006.01), В61D 3/00, В61D 5/00. № а201700025; заявл. 03.01.2017; опубл. 10.07.2019, бюл. №13.
39. Космин В.В. Основы научных исследований. Москва: ГОУ “Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте”, 2007. 271 с.
40. Критий вагон-хопер для перевезення цементу: пат. 146774 Україна: МПК В61D 3/00, В61D 3/18 (2006.01). № u202006035; заявл. 21.09.2020; опубл. 17.03.2021, бюл. №11.
41. Кудрявцев И. А. Применение метода конечных элементов для расчета конструкций на транспорте. Гомель, 1985. 67 с.

42. Кулагин Н. Н. Нормирование труда на железнодорожном транспорте: Учебник для техникумов ж.-д. трансп. Москва: Транспорт, 1985. 320 с.

43. Литвинов В. П. Моделирование нагруженности при ударах в автосцепку кузовов вагонов как двумерных механических систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22. Днепропетровск, 1984. 20 с.

44. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення доцільності використання наповнювачів в несучій конструкції напіввагона. Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту». (Харків – Миргород, 23 – 24 вересня). Харків – Миргород, 2021. С. 77 – 78.

45. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення навантаженості рами напіввагона із замкненою конструкцією хребтової балки. Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. 2021. № 2 (21). С. 12 – 19.

46. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2021. № 3 (93). С. 59 – 66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>.

47. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В., Лебідь Г. О. Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем. Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки. Том 32 (71). № 4, 2021. С. 255 – 259.

48. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Особливості визначення динамічних навантажень, які діють на кузов напіввагона з наповнювачем в хребтовій балці. IV Международная научно-практическая конференция “THEORY AND PRACTICE OF SCIENCE: KEY ASPECTS”. (Рим, 19-20 июля). Рим, 2021. Р. 396 – 399.

49. Макаров Р. А. Тензометрия в машиностроении. Москва: Машиностроение, 1975. 288 с.

50. Масленников А.М. Расчет строительных конструкций методом конечных элементов. Ленинград: ЛИСИ, 1977. 71 с.

51. Методика выполнения измерений статических и динамических деформаций при испытаниях изделий машиностроения. Мариуполь, 1998 г.

52. Мехеда В. А. Тензометрический метод измерения деформаций: учебное пособие. Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2011. 56 с.

53. Недужа Л. О., Швець А. О. Теоретичні та експериментальні дослідження міцнісних якостей хребтової балки вантажного вагона. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2018. № 1 (73). С. 131 – 147.

54. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Москва: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 319 с.

55. Панченко С. В., Фомін О. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Павлюченков М. В., Рибін А. В. Обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію напіввагона. Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки. 2021. №42. С. 174 – 183. doi: 10.31498/2225-6733.42.2021.240690.

56. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е, доп. и переработ. Ленинград: Машиностроение, 1976. 320 с.

57. Піввагон: пат. 111112 Україна: МПК В61D 3/00, В61F 1/02 (2006.01), В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/06 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01). № а201409649; заявл. 03.09.2014; опубл. 25.03.2016, бюл. №6.

58. Піввагон глуходонний: пат. 111317 Україна: МПК В61D 3/00, В61D 3/16 (2006.01), В61D 17/00, В61D 17/08 (2006.01), В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61F 1/00. № а201509004; заявл. 18.09.2015; опубл. 10.11.2016, бюл. №21.

59. Піввагон глуходонний: пат. 130258 Україна: МПК В61D 3/00. №

u201807212; заявл. 26.06.2018; опубл. 26.11.2018, бюл. №22.

60. Піввагон з глухим кузовом: пат. 122775 Україна: МПК В61D 3/00, В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/06 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01). № а201702702; заявл. 23.03.2017; опубл. 06.01.2021, бюл. №1.

61. Піввагон зі складовими типу "сендвіч": пат. 145833 Україна: МПК В61D 3/00. № u202004427; заявл. 16.07.2020; опубл. 06.01.2021, бюл. №1.

62. Піввагон із алюмінієвих сплавів: 2345918 Російська Федерація: МПК В61D17/00, В61F1/00, В61D3/00. Заявл. 06.07.2007; опубл. 10.02.2009.

63. Піввагон із гофробалками в несучій конструкції: пат. 149128 Україна: МПК В61D 3/00. № u202102610; заявл. 18.05.2021; опубл. 20.10.2021, бюл. №42.

64. Проектирование подъемных барабанов в SolidWorks Simulation / К. Заболотный, А. Жупиев, Е. Панченко, И. Протыняк, С. Калюжный, Ю. Овчинников. *САМ-СИСТЕМЫ*. 2010. № 1. С. 16 – 21.

65. РД 24.050.37-95. “Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества”, ГосНИИВ, 1995 г.

66. Рама вагона: пат. 2116920 Російська Федерація: МПК В61F1/02. Заявл. 05.06.1996; опубл. 10.08.1998.

67. Рама вагона-цистерни: пат. 2081017 Російська Федерація: МПК В61F1/02. Заявл. 21.10.1994; опубл. 10.06.1997.

68. Рама кузова вантажного вагона: пат. 127720 Україна: МПК В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/10 (2006.01). № u201709742; заявл. 06.10.2017; опубл. 27.08.2018, бюл. №16.

69. Рама кузова піввагона: пат. 128286 Україна: МПК В61F 1/00. № u201803343; заявл. 30.03.2018; опубл. 10.09.2018, бюл. №17.

70. Рама піввагона з вентиляційним отвором в шворневій балці: пат. 77215 Україна: МПК В61F 1/02 (2006.01). № u201206513; заявл. 29.05.2012; опубл. 11.02.2013, бюл. №3.

71. Рама піввагона: пат. 61133 Україна: МПК (2011.01): В61F 1/00,

B61F 1/02 (2006.01). № u201015014; заявл. 13.12.2010; опубл. 11.07.2011, бюл. №13.

72. Рама суцільнометалевого вантажного вагона: пат. 45354 Російська Федерація: МПК В61F 1/02 (2006.01). № RU187694U1; заявл. 06.12.2018; опубл. 14.03.2019.

73. Рама суцільнометалевого вантажного вагона: пат. 94038 Україна: МПК В61F 1/02 (2006.01). № u201405190; заявл. 16.05.2014; опубл. 27.10.2014, бюл. №20.

74. Рама універсального піввагона з люками в підлозі кузова: пат. 34367 Україна: МПК В61D 17/00. № u200802743; заявл. 03.03.2008; опубл. 11.08.2008, бюл. №15.

75. Руденко В. М. Математична статистика. Київ: Центр учбової літератури, 2012. 304 с.

76. Соколов А. М., Савушкина Ю. В., Новоселов А. Ю., Коротков Д. С. Универсальный профиль для хребтовой балки вагонов. Транспорт Российской Федерации. 2019. №1(80). С. 50 – 55.

77. Спосіб підвищення втомної міцності несучої конструкції довгобазного вагона-платформи: пат. 148108 Україна: МПК В61D 3/00. № u202007248; заявл. 13.11.2020; опубл. 07.07.2021, бюл. №27.

78. Сучасні технології в науці та освіті. Колективна монографія / під. ред. О. Б. Целіщева, Г. О. Татарченко, Г. М. Хорошун. – Сєвєродонецьк : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2021. – 320 с. doi: [https://doi.org/10.33216/MonographSNU\(978-617-11-0211-8\)-2021-320](https://doi.org/10.33216/MonographSNU(978-617-11-0211-8)-2021-320).

79. Третьяков А. В., Третьяков О. А., Зимакова М. В., Петров А. А. Экспериментальная оценка спектров ударного отклика подвижного состава. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2017. № 3 (69). С. 147–159.

80. Устич П. А., Карпыч В. А., Овечников М. Н. Надежность рельсового нетягового подвижного состава. Москва: УМЦ МПС России, 1999. 416 с.

81. Федосов-Ніконов Д.В. Покращення міцнісних якостей довгобазних вагонів-платформ шляхом удосконалення їх конструкцій та методів розрахунків: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Київ, 2018. 23 с.

82. Фомін, О. В. Аналіз доцільності застосування шестигранних порожнистих профілів в якості складових елементів несучих систем напіввагонів / О. В. Фомін // Наука та прогрес транспорту. – 2014. – № 6 (54).– С. 146–153.

83. Фомін, О. В. Використання профілю з перерізом у вигляді прямокутної труби в якості елементів каркасів кузовів залізничних напіввагонів / О. В. Фомін, В. В. Фомін // Зб. наук. пр. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 3 (174). – С. 244–250.

84. Фомін О. В. Розвиток наукових основ створення та ефективного використання вантажних вагонів: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Сєверодонецьк, 2016. 40 с.

85. Фомін О.В. Модернізація елементів стіни бокової універсальних напіввагонів вітчизняного виробництва. Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. 2011. Вип. 26. С. 111–115

86. Фомін О. В., Ловська А. О. Визначення вертикальних прискорень несучої конструкції вагона-платформи з в'язкими зв'язками у повздовжніх балках. Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – 2021, Том 32 (71). № 1, Частина 2, С. 135-140.

87. Фомін О. В., Ловська А. О., Горбань А. В., Скок П. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при перевезенні залізничним поромом. Актуальні проблеми інженерної механіки: Тези доповідей VI Міжнародної конференції. (Одеса, 20–24 травня 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 198–200.

88. Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження доцільності застосування круглих труб в якості елементів несучих систем залізничних вагонів-платформ.

Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2015. №1(218). С. 38–45.

89. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона з пружно-фрикційною хребтовою балкою. Міжнародна науково-практична конференція «НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ». (Прага, 12–13 березня). Прага, 2021. С. 220 – 223.

90. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності рами напіввагона з замкненою конструкцією хребтової балки. III International Scientific and Practical Conference: SCIENCE, EDUCATION, INNOVATION: TOPICAL ISSUES AND MODERN ASPECTS. (Tallinn, June 25-26). Tallinn, 2021. P. 255 – 257.

91. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження повздовжньої навантаженості вагона-платформи з наповнювачем в несучій конструкції. Наукові вісті Далівського університету. 2021. №21. doi: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-17>

92. Фомін О. В., Ловська А. О., Чимшир В. І., Букатова О. М., Яренчук Л. Г. Особливості визначення навантаженості несучої конструкції кузова напіввагона зчленованого типу з круглих труб. Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті: тези доповідей 8-ої Міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 20 –22 листопада 2019 р.). Харків, УкрДУЗТ, 2019. С. 95–96

93. ЦВ-0142. Вагони вантажні залізниць України колії 1520 (1524) мм. Настанова з деповського ремонту. [26.12.2013]. Київ: Девалта, 2014. 159 с.

94. ЦВ-0016. Вантажні вагони залізниць України колії 1520 мм. Правила капітального ремонту. [20.06.2006]. Київ, 2006. 173 с.

95. ЦВ-0019. Інструкція по зварюванню та наплавленню при ремонті вантажних вагонів та контейнерів. Київ, 2007. 229 с.

96. ЦВ-0063. Правила виключення вантажних вагонів з інвентарного парку. [151-ЦЗ 11.05.2005]. Київ, 2005. 38с.

97. ЦВ-0065. Норми витрат матеріалів та запасних частин на ремонт вагонів у вагонних депо залізниць України. Київ, 2010. 113с.

98. Чепурной А. Д., Литвиненко А. В., Шейченко Р. И., Граборов Р. В., Чубань М. А. Ходовые прочностные и динамические испытания вагона-платформы. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". 2015. Вип. 31 (1140). С. 111–128

99. Шам Тику. Эффективная работа SolidWorks 2005. Официальное руководство. СПб.: Питер, 2006. 720 с.

100. Шевченко В.В., Горбенко А. П. Вагоны промышленного железнодорожного транспорта. Киев: Вища школа, 1980. 224 с.

101. Яблонский А. А., Никифорова А. А. Курс теоретической. Москва: Высшая школа, 1977. 368 с.

102. Antipin D.Ya., Racin D.Yu., Shorokhov S.G. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the Open-top Wagon Frame by means of Computer Simulation. Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 150–154.

103. Bhattacharyya, Rudraprasad. A study on stress analysis of ISO tank container / Rudraprasad Bhattacharyya, Abhishek Hazra. // 58th Congress of The Indian Society of Theoretical and Applied Mechanics. - 2013. P. 1-5.

104. Bulychev Mihail, Antipin Dmitriy. (2019). Improvement of strength calculation procedure of car side upper framing in gondola cars. Bulletin of Bryansk State Technical University, 3 (76). 58 – 64.

105. Divya Priya G., Swarnakumari A. Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley. Intern. J. of Innovative Technology and Research. 2014. Vol. 2. No. 6. P. 1568–1580.

106. EN 12663–2. Railway applications – structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. [01.07.2010]. Bulgaria: BIS, 2010. 54 с.

107. Haraka S.S. Structural dynamic analysis of freight railway wagon using finite element method / S.S. Haraka, S.C. Sharma, S.P. Harshaa // Procedia Materials Science. – 2014. – Vol. 6. –Pp. 1891-1898.

108. Improvement of the open wagon for cargoes which imply loading with a «hat» / A. Reidemeister, L. Muradian, V. Shaposhnyk, O. Shykunov, O. Kyryl'chuk, V. Kalashnyk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985, 012034. – Pp. 1-7.

109. Fomin, O. V. Increase of the freight wagons ideality degree and prognostication of their evolution stages / O. V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University. - 2015. - 3. P. 68-76.

110. Fomin O. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry / O. Fomin, A. Lovska // Engineering Science and Technology an International Journal. – 2020. – Vol. 23. –Iss. 6. – Pp. 1455-1465.

111. Fomin O/ Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model. Scientific and technical journal “Metallurgical and Mining Industry”. 2015. №1. P.45-48.

112. Fomin Oleksij, Lovska Alyona. Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6. Issue 7 (108). P. 21 – 29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217162
<http://journals.uran.ua/eejet/article/view/217162>

113. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Gorobchenko Oleksandr, Turpak Serhii, Kyrychenko Iryna, Burlutski Oleksii. Analysis of dynamic loading of improved construction of a tank container under operational load modes. EUREKA: Physics and Engineering. 2019. 2. P. 61–70.

114. Fomin O., Lovska A., Medvediev I., Shatkovska H. Establishing patterns in the dynamic loading on the body of a semi-wagon with an elastic middle part of the girder beam. EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies. – 2020. № 5/7 (107), P. 30 – 37.

115. Fomin O., Lovska A., Rybin A. Peculiarities of determination of strength of universal open wagon frame with girder beam of short-shaped profiles. The scientific heritage. 2021, No. 67. C. 44 – 50.

116. Hecht Markus. Innovative rail freight wagons - A precondition to increase the market-share of rail freight / Markus Hecht // Archives of Transport. – 2015. – Vol. 29 (1). – Pp. 17-26.

117. Kelrykh M., Fomin O. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas. Scientific and technical journal “Metallurgical and Mining Industry”. 2014. №6. P.64-67.

118. Kitov Y., Verevicheva M., Vatulia G., Orel Y., Deryzemlia S. Design solutions for structures with optimal internal stress distribution. *MATEC Web of Conferences*. 2017, Vol. 133(1–3) 03001 DOI: 10.1051/mateconf/201713303001

119. Lovska Alyona. A new fastener to ensure the reliability of a passenger coach car body on a railway ferry / Alyona Lovska, Oleksij Fomin // Acta Polytechnica. – 2020. – Vol. 60. – Iss. 6. – Pp. 478-485.

120. Lovskaya A., Rybin A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016. № 3 P. 4 – 8. (видання індексується в базі Scopus).

121. Milovanovic V., Dunic V., Rakic D., Zivkovic M. (2013). Identification causes of cracking on the underframe of wagon for containers transportation – Fatigue strength assessment of wagon welded joints. *Engineering Failure Analysis*, 31. 118 – 131.

122. Oleksij Fomin, Oleksandr Logvinenko, Oleksiy Burlutsky, Andriy Rybin. Scientific substantiation of thermal leveling for deformations in the car structure. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. No. 7 (4.3). P. 125 – 129. (видання індексується в базі Scopus).

123. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Substantiation of improvements for the bearing structure of an open car when unloading with grab bucket. III International Scientific and Practical Conference: GLOBAL AND REGIONAL ASPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT. (Denmar, May 4-5). Denmar, 2021. P. 545 – 547.

124. Panchenko S., Fomin O., Vatulia G., Ustenko O., Lovska A., Rybin A., Voloshyna L. Determination of loading of a hopper car with an improved design of

the spine beam. VIRTUAL INTERNATIONAL CONFERENCE “IN-SERVICE DAMAGE OF MATERIALS, ITS DIAGNOSTICS AND PREDICTION”. (Ternopil, October 11 – 13). Ternopil, 2021. P. 10.

125. Płaczek M., Wróbel A., Buchacz A. (2016). A concept of technology for freight wagons modernization. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 161. doi:10.1088/1757-899X/161/1/012107.

126. Pavol Šťastniak, Pavol Kurčík, Alfréd Pavlík. Design of a new railway wagon for intermodal transport with the adaptable loading platform. MATEC Web ofConferences. 2018. Vol. 235(2). 00030.

127. Research into a possibility to prolong the time of operation of universal open top wagon bodies that have exhausted their standard resource / Okorokov A., Fomin O., Lovska A., Vernigora R., Zhuravel I., Fomin V. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 3, Issue 7 (93). P. 20–26.

128. Sandu N., Zaharia N. L. Static and dynamic tests performed on a flat wagon. Problemy kolejnictwa. 2014. Zeszyt 163 (2014). P. 67–77.

129. The next generation material for lightweight railway car body structures: Magnesium alloys / Woo Geun Lee, Jung-Seok Kim, Seung-Ju Sun, Jae-Yong Lim // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2016. – Vol. 232. – Iss. 1. –Pp. 25 – 42.

130. Vatulia G., Falendysh A., Orel Y., Pavliuchenkov M. Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. Procedia Engineering. 2017. Vol. 187. P. 301–307. doi: 10.1016/j.proeng.2017.04.379

131. Wiesław Krason, Tadeusz Niezgoda, Michał Stankiewicz. Innovative Project of Prototype Railway Wagon and Intermodal Transport System. Transportation Research Procedia. 2016. Vol. 14. P. 615–624.

132. Wójcik K., Malachowski J., Baranowski P., Mazurkiewicz L., Damaziak K., Krason W.. Multi-body simulations of railway wagon dynamics. J. of KONES Powertrain and Transport. 2012. Vol. 19. No. 3. P. 499–506.

133. WBN. Wagonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons. Intern. Edition. 2016. №1. P.46.

134. Yoon S. C. et al. Evaluation of Structural Strength in Body Structure of Freight Car. *Key Engineering Materials*. 2010. Vol. 417–418. P.181–184.

135. Yuan Y.Q., Li Q., Ran K. Analysis of C80B Wagons Load-Stress Transfer Relation. *Applied Mechanics and Materials*. 2012. Vol. 148-149. P. 331–335.

Додаток А

Акти про впровадження результатів дисертації

Затверджую:

Директор філії «Дарницький
вагоноремонтний завод»

АТ «Українські залізниці»

Кузнецов Є. М.



« 03 » 06 2021р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Рибіна Андрія Вікторовича «Удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових»

Цим Актом підтверджується, що в період з 2020 р. по 2021 р. у філію «Дарницький вагоноремонтний завод» АТ «Українські залізниці» були рекомендовані до впровадження розроблені Рибіним А. В. науково-технічні рішення з удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів, а саме, розрахункові схеми та уточнені скінчено-елементні моделі несучих конструкцій вантажних вагонів при експлуатаційних режимах навантаження.

В результаті впровадження результатів дисертаційної роботи очікується забезпечення міцності, збереження, а також підвищення безпеки руху вагонів. В разі розповсюдження результатів зазначених розробок на базові конструкції вантажних вагонів філії «Дарницький вагоноремонтний завод» АТ «Українські залізниці» може бути отримано зниження собівартості їх експлуатації на 2-3%.

Від УкрДУЗТ:

Проректор з наукової роботи,
д.т.н., професор

Г.Л. Ватуля

Провідний науковий співробітник
кафедри інженерії вагонів та якості
продукції, д.т.н., доцент

Ловська А. О.

Старший викладач кафедри інженерії
вагонів та якості продукції

Рибін А. В.

Від філії «ДВРЗ»
АТ «Укрзалізниця»:Заступник директора філії
з технічних питань

О.Г. Дмитренко

Головний конструктор

О.О. Пономарьов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної

роботи УкрДУЗТ

К.Т.Д. Оцінювач



В. В. Панченко

06 _____ 2021 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**результатів дисертаційного дослідження****Рибіна Андрія Вікторовича**

на тему «Удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових» у навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту

Цим Актом підтверджується, що в період з 2020 р. по теперішній час у навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту при викладанні навчальних дисциплін «Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу» та «Динаміка вагонів», а також при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт використовуються наступні результати дисертаційної роботи Рибіна А. В.:

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів при експлуатаційних режимах;

комп'ютерні моделі для визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів при експлуатаційних режимах;

комп'ютерні моделі для визначення міцності типових несучих конструкцій вантажних вагонів при експлуатаційних режимах, а також з урахуванням удосконалень.

декан механіко-енергетичного факультету
д.т.н., професор



О. В. Устенко

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної
роботи УкрДУЗТ
К.Т.Н.

А. О. Каграманян

06 2021 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційного дослідження

Рибіна Андрія Вікторовича

на тему «Удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом використання наповнювачів в їх складових» у навчальному процесі навчально-наукового центру підвищення кваліфікації кадрів інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації кадрів Українського державного університету залізничного транспорту

Актуальність дослідження Рибіна Андрія Вікторовича визначається необхідністю покращення ефективності функціонування вантажних вагонів в експлуатації шляхом використання наповнювачів в їх складових. З огляду на це, викладання розроблених Рибіним А. В. теоретичних і методичних положень та підходів при отриманні вищої освіти є своєчасними.

До основних результатів дисертаційної роботи Рибіна А. В., які використовуються у навчальному процесі навчально-наукового центру підвищення кваліфікації кадрів інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації кадрів Українського державного університету залізничного транспорту належать:

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів при експлуатаційних режимах;

комп'ютерні моделі для визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів при експлуатаційних режимах;

комп'ютерні моделі для визначення міцності типових несучих конструкцій вантажних вагонів при експлуатаційних режимах, а також з урахуванням удосконалень.

Дані розробки з 2020 року по теперішній час використовуються:

1) при проведенні занять у групах факультету підвищення кваліфікації для:

- фахівців відділів ремонту та експлуатації служб вагонного господарства, головних механіків та технологів вагонного депо, інженерів з приймання вагонів, інженерів-технологів вагонного депо, начальників ПТО, фахівців з безпеки руху.

2) при підготовці спеціалістів за спеціальністю «Вагони та транспортна інженерія» з дисциплін «Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу» та «Динаміка вагонів».

3) при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт.

В.о. заступника директора ІППК УкрДУЗТ

к.т.н., доцент

В. В. Захарченко

Додаток Б

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Lovskaya A., Rybin A. The study of dynamic load on a wagon-platform at a shunting collision. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. № 3 P. 4 – 8. (видання індексується в базі Scopus).

2. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення навантаженості рами напіввагона із замкненою конструкцією хребтової балки. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. 2021. № 2 (21). С. 12 – 19.

3. Панченко С. В., Фомін О. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Павлюченков М. В., Рибін А. В. Обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію напіввагона. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*. 2021. №42. С. 174 – 183. doi: 10.31498/2225-6733.42.2021.240690

4. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В., Лебідь Г. О. Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. Том 32 (71). № 4, 2021. С. 255 – 259.

5. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження повздовжньої навантаженості вагона-платформи з наповнювачем в несучій конструкції. *Наукові вісті Далівського університету*. 2021. №21. doi: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-17>

6. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського*

національного університету залізничного транспорту. 2021. № 3 (93). С. 59 – 66.
doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>

Публікації у виданнях інших держав:

7. Oleksij Fomin, Oleksandr Logvinenko, Oleksiy Burlutsky, Andriy Rybin. Scientific substantiation of thermal leveling for deformations in the car structure. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. No. 7 (4.3). P. 125 – 129. (видання індексується в базі Scopus).

8. Fomin O., Lovska A., Rybin A. Peculiarities of determination of strength of universal open wagon frame with girder beam of short-shaped profiles. *The scientific heritage*. 2021, No. 67. С. 44 – 50.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

9. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Визначення доцільності використання наповнювачів в несучій конструкції напіввагона. Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту». (Харків – Миргород, 23 – 24 вересня). Харків – Миргород, 2021. С. 77 – 78. (очна участь).

10. Panchenko S., Fomin O., Vatulia G., Ustenko O., Lovska A., Rybin A., Voloshyna L. Determination of loading of a hopper car with an improved design of the spine beam. VIRTUAL INTERNATIONAL CONFERENCE “IN-SERVICE DAMAGE OF MATERIALS, ITS DIAGNOSTICS AND PREDICTION”. (Ternopil, October 11 – 13). Ternopil, 2021. P. 10. (очна участь).

11. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності рами напіввагона з замкненою конструкцією хребтової балки. *III International Scientific and Practical Conference: SCIENCE, EDUCATION, INNOVATION: TOPICAL ISSUES AND MODERN ASPECTS*. (Tallinn, June 25-26). Tallinn, 2021. P. 255 – 257. (заочна участь).

12. Ловська А. О., Фомін О. В., Рибін А. В. Особливості визначення динамічних навантажень, які діють на кузов напіввагона з наповнювачем в хребтовій балці. *IV Международная научно-практическая конференция*

“THEORY AND PRACTICE OF SCIENCE: KEY ASPECTS”. (Рим, 19-20 июля). Рим, 2021. Р. 396 – 399. (заочна участь).

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

13. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Substantiation of improvements for the bearing structure of an open car when unloading with grab bucket. III International Scientific and Practical Conference: GLOBAL AND REGIONAL ASPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT. (Denmar, May 4-5). Denmar, 2021. Р. 545 – 547.

14. Фомін О. В., Ловська А. О., Рибін А. В. Дослідження динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона з пружно-фрикційною хребтовою балкою. Міжнародна науково-практична конференція «НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ». (Прага, 12–13 березня). Прага, 2021. С. 220 – 223.

15. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Andrij Rybin. Improving to a passenger car body to ensure reliability of its fastening on a railway ferry. VIII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ: SCIENTIFIC HORIZON IN THE CONTEXT OF SOCIAL CRISES. (Токуо, 11-12 квітня). Токуо, 2021. Р. 595 – 597.

16. Піввагон із гофробалками в несучій конструкції: пат. 149128 України, МПК (2006) B61D 3/00. u202102610; заявл. 18.05.21; опубл. 21.10.21, Бюл. № 42/2021.

Додаток В

Результати розрахунку на міцність стрижнів замкнутого перерізу

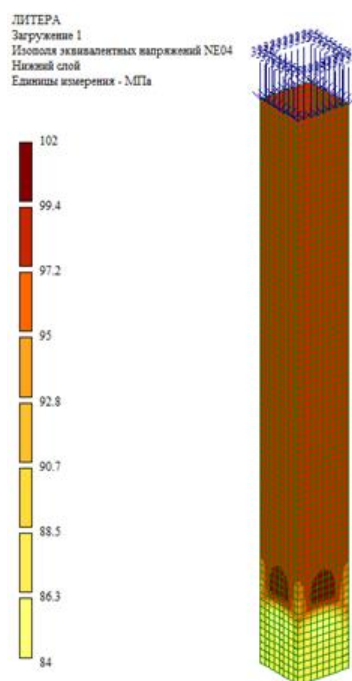


Рисунок В.1 – Напружений стан пустотілого стрижня (ПК “Ліра”)

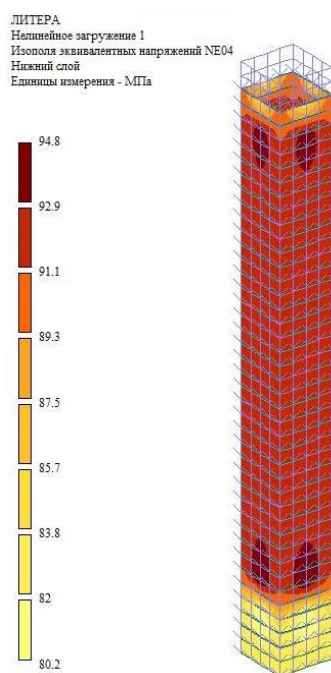


Рисунок В.2 – Напружений стан пустотілого стрижня з наповнювачем (ПК “Ліра”)

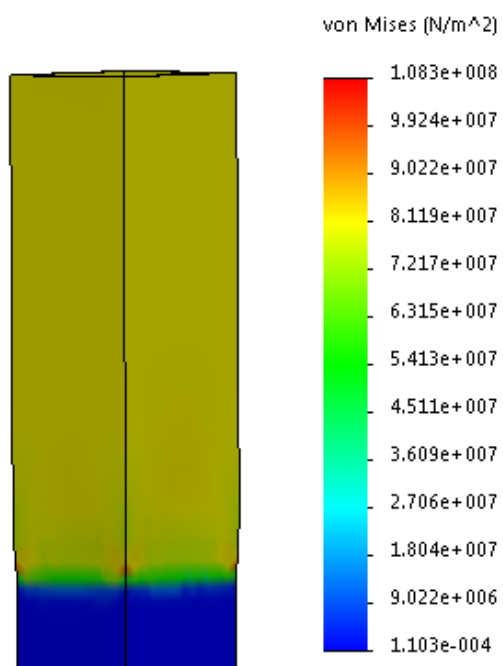


Рисунок В.3 – Напружений стан пустотілого стрижня
(SolidWorks Simulation)

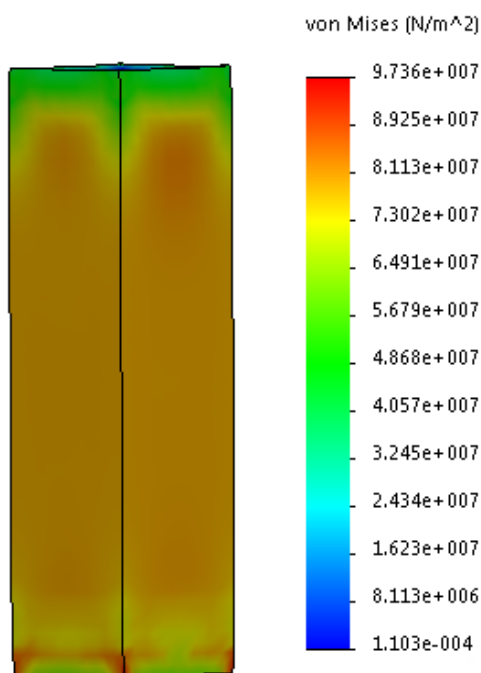


Рисунок В.4 – Напружений стан пустотілого стрижня з наповнювачем
(SolidWorks Simulation)