

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»
Кафедра «Вагони та вагонне господарство»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Вагони
Рейдемейстер /Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР/
(підпис)

Дата 27.6.2023

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

на тему: «Проект універсального піввагона»
за освітньою програмою: «Вагони та вагонне господарство»
зі спеціальності: «273 Залізничний транспорт»

Виконав: студент
групи ВГ 20120»

Керівник:

Маркович
(підпис студента)
Рейдемейстер
(підпис)

/Владислав МАРКОВИЧ/
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
/Зав. каф., доц. Олексій
РЕЙДЕМЕЙСТЕР/
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

Маркович
(підпис)

Дніпро – 2023 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty «Transport Engineering»
Department «Railway Cars and Railway Car Maintenance»

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic: «The project of the universal open car»
according to educational curriculum «Railway Cars and Railway Car Maintenance»
in the Speciality: «273 Railway transport»

Done by the student of the group БГ 20120:	<u>/Vladyslav MARKOVYCH/</u>
Scientific Supervisor:	<u>/Oleksii REIDEMEISTER/</u>

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Факультет «Транспортна інженерія»

Кафедра: «Вагони та вагонне господарство»

Рівень вищої освіти: бакалавр

Освітня програма: «Вагони та вагонне господарство»

Спеціальність: «273 Залізничний транспорт»

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра

студенту Маркович Владислав Володимирович

1. Тема роботи: «Проект універсального піввагона»

Керівник роботи: Рейдемейстер Олексій Геннадійович, Завідувач кафедри,
доцент

затверджені наказом № 377 ст від 01.05.2023

2. Строк подання студентом роботи: 19.06.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи:

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1

4.2

4.3

4.4

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових
креслень):

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	30% роботи	01.05-07.05.23	
2	60% роботи	22.05-28.05.23	
3	100% роботи	12.06-18.06.23	
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	19.06.2023 р.	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	28.06.2023 р.	

Студент

(підпис)

Владислав МАРКОВИЧ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Зав. каф., доц. Олексій

РЕЙДЕМЕЙСТЕР

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Відгук керівника
кваліфікаційної роботи бакалавра

Студент групи «ВГ 20120» Маркович Владислав Володимирович

Тема випускної роботи: «Проект універсального піввагона»

1. Якісні відмінності кваліфікаційної роботи: _____

2. Зауваження: _____

3. Висновок щодо дотримання академічної доброчесності _____

Комплексна оцінка кваліфікаційної роботи: _____

Керівник: Зав. каф., доц. Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР _____

Дата: _____

Зміст

ВСТУП	7
4.1 Конструкція та техніко-економічні параметри вагона	9
4.2 Кузов вагона. Розрахунок на міцність	21
4.3 Ходові частини вагона. Опис візка.....	30
4.4 Ударно-тягові пристрої.....	40
ВИСНОВОК	57
ЛІТЕРАТУРА.....	58

					033.200205.ДРБ.000.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	Проект універсального піввагона					Літ.	Арк.	Акрушіє	
Розроб.		Маркович В.В.										6	64
Перевір.		Рейдемейстер О.Г.											
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.													
					УДУНТ, гр. ВГ 20120								

ВСТУП

Вагоном називається одиниця залізничного жвавого складу, призначена для перевезення пасажирів і вантажів. При всій різноманітності типів і конструкцій вагонів вони мають загальні основні елементи: кузов, ходові частини, ударно-тягові прилади і гальма.

У даний час сучасний парк вагонів являє собою різноманіття типів і конструкцій. Це необхідне для виконання вимог таких як: забезпечення комфорту пасажирам, збереження швидкопсувних вантажів, виключення пошкоджень крихких вантажів, захисти деяких вантажів від атмосферних осадків.

Залізничний транспорт є основним виглядом перевезень в економічній мережі України. На його частку доводиться більше за 70% вантажообіги і 40% пасажирооборота, що виконується транспортом загального користування країни. А це говорить про те, що в Україні залізничний транспорт має виключно важливе стратегічне і економічне значення.

Постійне вдосконалення вагонного парку дозволяє виконувати поставлені перед транспортом задачі: повне задоволення народного господарства і населення в перевезеннях, значне підвищення швидкостей руху поїздів, збільшення пропускної і провізної спроможності залізниць, підвищення продуктивності труда, зниження собівартості перевезень і зменшення капітальних вкладень.

Оскільки замовник пред'являє постійно нові вимоги до перевезень, то і вагонний парк постійно удосконалюється, т. є відбувається підвищення вантажопідйомності, осьового навантаження, пристосування конструкцій вагонів до перевезень різних видів вантажів (універсальність), поліпшення умов для навантажувально-розвантажувальних робіт і т. д.

					033.190108.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Всі нововведення допомогли залізничному транспорту підняти свої показники по забезпеченню перевезень вантажів і пасажирів:

У 2004 році відправлення вантажів на залізничному транспорті в порівнянні з 1999 роком зросло на 17%, вантажообіг збільшився на 20%.

Найважливішою проблемою для України при її інтеграції у європейську єдину залізничну систему є звуження ширини української залізничної колії (1520 мм) до європейського зразка (1435 мм). Зараз на кордоні з цими державами існують складні системи переведення локомотивів і рухомого складу поїздів з колії на колію, що значно знижує ефективність роботи залізничного транспорту, зокрема в часі.

Залізниці України до останнього часу забезпечували потреби економіки і населення у перевезеннях. Досягалось це, в основному, завдяки надлишку технічних потужностей, створених за часів СРСР за рахунок централізованого бюджетного фінансування. Проте на сьогодні технічний ресурс залізниць практично вичерпано. Пропускна спроможність окремих ділянок та напрямків залізниць перебуває на критичній межі.

Полувагон — залізничний вантажний вагон із кузовом без даху, призначений для перевезення вантажів, які не потребують захисту від атмосферних опадів. Полувагон з низьким бортом може бути використаний не тільки для сипких вантажів, але також для перевезення сталевих листів, промислових котушок та інших великих вантажів, що допускають перевезення у відкритому вигляді. Люкові — з розвантажувальними люками в підлозі і торцевими дверима, що відкриваються всередину вагона (або без дверей) Глухоні — з кузовом без люка та дверей (глухий кузов), які служать для перевезення сипких вантажів замкнутими маршрутами з розвантаженням на вагоноперекидачах.

4.1 Конструкція та техніко-економічні параметри вагона

Чотирихосний напіввагон моделі 12-783 універсальний перевезення сипких вантажів, у тому числі дрібнокускових, а також штучних та штабельних вантажів, що не потребують захисту від атмосферних опадів, по всій мережі залізниць України, держав-учасниць Співдружності Ради з залізничного транспорту колії 1520 мм і залізницями європейськими країн колії 1435 мм (при підкочуванні відповідних колісних пар та переобладнаною для цієї мети гальмівною важільною передачею) з можливістю розвантаження сипких вантажів через люки в підлозі та на вагоноперекидачах, а також іншими способами розвантаження за умови забезпечення безпеки напіввагону.

В якості вагона прототипу обрано піввагон моделі 12-783 (рисунок 1.1). Він складається з кузова ходових частин, ударно-тягових приладів та гальмівного обладнання.

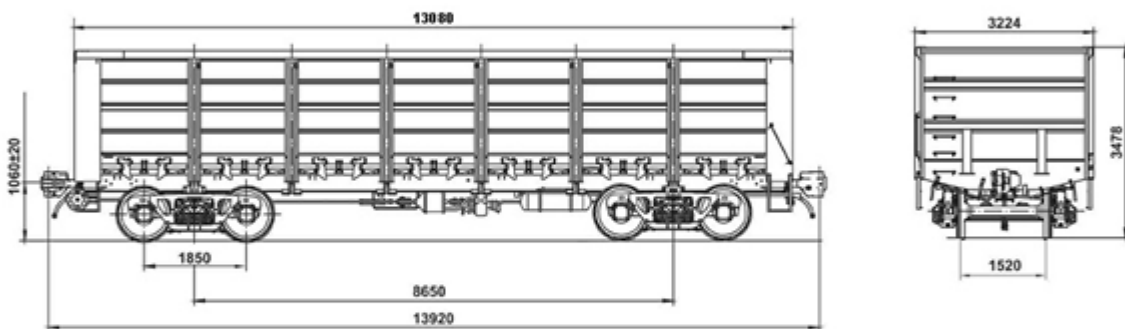


Рисунок 1.1 – напіввагон моделі 12-783

Технічні характеристики:

Габарит вагона - 1-ВМ.

Тара вагона складає 24,0 т.

Вантажопідйомність - 70,0 т.

Довжина вагона по осях зчеплення - 13920 мм.

Довжина кузова (внутрішня) - 12790 мм.

База вагону - 8650 мм.

Висота від РГР - 3300 мм.

Ширина - 3202 мм.

Осьове навантаження - 23,5 тс.

Опис основних вузлів

Кузов зварений з глухою підлогою, виготовлений з низьколегованої сталі 09Г2С або 09Г2Д. Розвантаження вагона здійснюється через розвантажувальні люки або на вагоноперекидачі. Гальма – автоматичне пневматичне (колодкове с одностороннім натисненням) та стоянкове. Ходова частина – два двовісних візки мод. 18-7055 тип 2 ГОСТ 9246 або інші візки тип 2 ГОСТ 9246. Автозчеп СА-3. Поглинаючий апарат класу Т1.

Кузов напіввагона моделі 12-783 суцільнометалевий, з розвантажувальними люками в підлозі та двостулковими торцевими дверима. Він складається з рами, двох бічних і двох торцевих стін, а також підлоги, утвореної кришками люків.

Торцеві стулки дверей навішуються трьома петлями на кронштейни кутових стійок бічних стінок і за потреби відкриваються всередину. Ліва стулка фіксується у закритому положенні нижнім запором у вигляді закидки, а права – верхнім клиновим запором.

Зовнішні сходи та поручень встановлені для зручності обслуговування вагона в експлуатації.

Для надання необхідної міцності кріплення кутових стійок до кінцевих балок рами та нижнім обв'язкам стін їх з'єднання посилено накладками.

					033.200205.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		10

З'єднання проміжних стійок з поперечними балками рами також посилені накладками. На кінцевих балках рами передбачено посадкові місця для постановки буферних склянок у разі зчеплення з вагонами ж.д. обладнаних гвинтовою стяжкою.

Універсальний напіввагон з металевою обшивкою кузова відрізняється від інших відсутністю розкосів, посиленням верхнього пояса та вузлів закладення стійок у рамі. Металева обшивка кузова - цільна панель з поздовжніми гофрами або періодичного коритоподібного профілю, а також окремі штамповані коритоподібні листи, з'єднані з каркасом контактноточковим зварюванням. Особливості рами: приварне з'єднання надп'ятникової коробки до хребтової балки, ущільнення в шкворневих проміжних і кінцевих балках, що запобігають візку, і додаткове ребро в кінцевій балці, що утворює коробчастий переріз і обмежує розвал кутових стійок від розпірних зусиль при відкритих.

Напіввагон спеціальної конструкції дозволяє перевозити насипні вантажі (окатиші та агломерат) з температурою до 700 градусів за Цельсієм. Кузов його суцільнометалевої конструкції складається з двох бічних вертикальних та двох торцевих нахилених до горизонту під кутом 41 градусів стін. У нижній частині кузова два поздовжні бункери з похилими внутрішніми стінами, люки яких розташовані по обидва боки шляху і перекриваються кришками довжиною 3,5 м. Каркас кузова, жорстко з'єднаний з рамою, виконаний з прокатних профілів. Обшивка – набір панелей із поздовжніми гофрами. Щоб при значних коливаннях температури каркас і обшивка кузова не деформувалися, кріплення панелей виконано плаваючим. Це дозволяє листам вільно подовжуватися за високої температури. Стики панелей перекриті накладками.

Кришка люка - це також каркас рамної конструкції, обшитий гофрованими листами. Ущільнення кришки забезпечують лабіринти та перекриші у місцях прилягання її до кузова.

Для порівняння вагонів між собою користуються параметрами, що представляють відносини зазначених величин: питомим обсягом кузова, питомою площею підлоги, коефіцієнтами тари, навантаженням від колісної пари на рейки, навантаженням на метр колії (погонне навантаження).

Правильний вибір параметрів забезпечує найменші витрати суспільної праці на перевезення вантажів.

Питомий об'єм – відношення об'єму кузова до вантажопідйомності вагона. Він показує, яка частина геометричного об'єму кузова припадати на одиницю вантажу, що перевозиться.

Значення питомого об'єму обчислюють за такою формулою:

$$V_y = V/P \quad (1.1)$$

де V - повний або геометричний кузов, м^3 ;

P – маса вантажу, т.

$$V_y = 120/68 = 0.658 \text{ м}^3/\text{т}$$

Крім повного об'єму, розрізняють вантажний об'єм кузова - об'єм вантажу, який може бути у кузові. При цьому вантажний об'єм може, як перевищувати повний (напів-вагони), так і бути менше за нього (цистерни).

$$V_{\Pi} = V\varphi, \quad (1.2)$$

де φ - коефіцієнт використання геометричного об'єму кузова

$$V_y = V_{\Pi}/P = V\varphi/P, \quad (1.3)$$

Коэффициент использования геометрического объема кузова введен для учета факторов, влияющих на использование геометрического объема вагонов. Величина φ зависит от конфигурации кузова, расположения и размеров дверей, люков, внутреннего оборудования, высоты и формы бортов, а также свойств груза. Установлено, что использование геометрического объема вагонов различных типов в зависимости от рода перевозимых в них грузов различно. Для полувагонов и хопперов 1.12-1.15 (при погрузке выше уровня стен). Принимаем $\varphi = 1.14$

$$V_y = (78 \cdot 1.14) / 70 = 1.27 \text{ м}^3/\text{т}$$

Зниження тари вагонів є одним із найважливіших завдань вагонобудівної промисловості. Це зумовлено не лише великим витратою матеріалу на будівництво вагонів, а й постійними витратами на пересування вагонів, що зростають із збільшенням тари.

Якщо зниження тари вагона здійснюється без зміни інших параметрів (вантажопідйомність, об'єм кузова, довжина тощо), таке зниження тари називають абсолютним. Якщо ж здійснюється зменшення тари вагона, що припадає на одиницю фактично перевезеного вантажу з обліком порожнього пробігу для вантажних вагонів або на одне пасажирське місце для пасажирських вагонів, то таке зниження тари називається відносним. Абсолютне зниження тари супроводжується відносним її зменшенням. Ефективність зниження тари вантажного вагона оцінюється коефіцієнтами тари: технічним, вантажним та експлуатаційним. Коефіцієнт тари показує, яка частина тари вагона посідає одиницю маси вантажу, що перевозиться.

Технічний чи конструкційний коефіцієнт тари – відношення тари вагона для його вантажопідйомності:

$$k_T = T/P \quad (1.4)$$

$$k_T = 24/70 = 0.342.$$

Навантажувальний коефіцієнт тари є відношенням тари до фактично використаної вантажопідйомності вагона:

$$k_{\Pi} = T/P\lambda \quad (1.5)$$

де λ – коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона показує, яку частину вантажопідйомності вагона використовує завантажений у його вантаж (якщо забезпечується повне використання вантажопідйомності $\lambda = 1$).

$$k_{\Pi} = 24/70 \cdot 1 = 0.342$$

Експлуатаційний коефіцієнт тари додатково враховує пробіг вагона в навантаженому та порожньому стані.

$$k_{\Sigma} = T(1 + \alpha_{\text{пор}})/P_{\text{дин}} \quad (1.6)$$

де $\alpha_{\text{пор}}$ - коефіцієнт пробігу рівний відношенню порожнього пробігу вагонів даного типу до їх навантаженого пробігу (мається на увазі порожній пробіг, зумовлений недостатньою універсальністю вагона),

$P_{\text{дин}}$ – середнє динамічне навантаження навантаженого вагона.

Дане навантаження враховує окремі види вантажу та відстань на які їх треба перевезти.

$$k_{\Sigma} = 24(1+0.42)/70 = 0.487$$

					033.200205.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		14

Найбільшою мірою ефективність вагона характеризується експлуатаційним коефіцієнтом тари та у найменшій – технічним. Навантаження від колісної пари на рейку P_o – показує, яке навантаження передається через вісь на рейку. Чим більше P_o , тим більше вантажу може перевезти вагон. До недавнього часу розробка нових та модернізація вже експлуатованих кузовів вантажних вагонів проводилася виходячи з обмеження щодо осьового навантаження $P_o = 23.5$ т на вісь. Це дозволяло використовувати під новими та модернізованими вагонами стандартних візків. В даний час прагнуть реалізувати навантаження від колеса на рейку для вантажних вагонів – 25.0 т на вісь, що дозволить перевозити більше вантажу, але потребує нової конструкції ходових частин.

$$P_o = (T+P)/n_{кп} \quad (1.7)$$

де $n_{кп}$ – кількість колісних пар у вагоні, $n_{кп} = 4$.

$$P_o = (24+70)/4 = 23.5, \text{ т/ось}$$

Погонне навантаження показує, яке статичне навантаження припадати на 1 м шляху. І визначається як відношення маси бруто вагона ($T + P$) до його загальної довжини, що вимірюється по осях зчеплення автозчіпок $2L_{зч}$:

$$g_{пог} = (T+P)/2L_{зч} \quad (1.8)$$

$$g_{пог} = (24+70)/13.92 = 6.75, \text{ т/м.}$$

Вписувати вагон будимо в габарит 1-ВМ.

Для вписування вагона в розмір необхідно визначити горизонтальні поперечні розміри верхнього будівельного контуру вагона.

Для цього визначають максимальну ширину верхнього будівельного обрису, що допускається для кузова вагона на деякій висоті H над рівнем головок рейок за формулами:

- для кінцевого сечення кузова:

$$2B1 = 2(B0 - E_k); \quad (1.9)$$

- для середнього сечення кузова:

$$2B2 = 2(B0 - E_v); \quad (1.10)$$

- для основного (шкворневого) сечення кузова:

$$2B3 = 2(B0 - E_o); \quad (1.11)$$

де $B1, B2, B3$ – значення максимальної половини ширини будівлі контур кузова автомобіля на розглянутій висоті H , мм;

$B0$ – половинчастина розглянутого розміру автомобіля по ГОСТ 9238-83 на однаковій висоті H , мм;

E_k, E_v, E_o – кінцева, середня і основна межа половини ширини вагон для відповідних перерізів кузова, мм.

Визначають межі половини ширини вагона (за умови, вписування в криву $R = 150$ м) для секцій кузова відповідно до наступних формул:

- для основного (шкворневого, направляючого) сечення кузова:

$$E_o = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k1 - k3] - k, \quad (1.12)$$

- для внутрішнього (середина бази вагона) сечення кузова

$$E_v = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k2 \cdot (2l - n) \cdot n + k1 - k3] - k + a \quad (1.13)$$

- для зовнішнього (кінцевого) сечення кузова

$$E_k = (0.5 \cdot (S - d_r) + q + w) \cdot (2l + 2n/2l) + [k2 \cdot (2l + n) \cdot n - k1 - k3] - k + \beta \quad (1.14)$$

де S - максимальна ширина колії в кривій розрахункового радіусу, мм;
 $dг$ – мінімальна відстань між зовнішніми гранями гранично зношених гребенів колісної пари, мм;
 q – найбільше можливе поперечне переміщення рами візка щодо колісної пари в напрямному перерізі, мм;
 w – найбільше можливе поперечне переміщення кузова щодо рами візка у напрямному перерізі, мм;
 $2l$ - база вагона, $2L = 8.6\text{м}$;
 n – відстань від аналізованого поперечного перерізу вагона до його найближчого напрямного перерізу, м (при обчисленні $E - n = 4.3\text{м}$; при обчисленні $E_k - n = 2.070\text{ м}$);
 k – величина допуску виходу рухомого складу, який проектується (для розміру 1-ВМ $k = 0$);
 k_1 - величина додаткового поперечного зміщення в кривій розрахункового радіусу (для габариту 1-ВМ $k_1 = 0.625p^2$);
 p – основа візка, м ($p = 1.85\text{ м}$);
 k_2 - коефіцієнт залежить від величини розрахункового радіусу кривої (Для габариту 1-ВМ $k_2 = 2.5$);
 k_3 - поширення габариту наближення будівель у розрахунковій кривій (Для габариту 1-ВМ $k_3 = 180$);
 α, β – додаткове обмеження внутрішнього та зовнішнього перерізів рухомого складу.

Для верхней части габарита 1-ВМ подвижного состава Числовые значения α и β принимают:

$$\alpha = 0, \text{ если } 2l \cdot n - n^2 + 0.25p^2 \leq 72 \text{ мм};$$

$\alpha = 0.833 \cdot (2l \cdot n - n^2 + 0.25p^2 - 72)$, если $2l \cdot n - n^2 + 0.25p^2 > 72$ мм;

$\beta = 0$, если $2l \cdot n + n^2 - 0.25p^2 \leq 72$ мм;

$\beta = 0.833 \cdot (2l \cdot n + n^2 - 0.25p^2 - 72)$, если $2l \cdot n + n^2 - 0.25p^2 > 72$ мм.

Якщо в формулах у квадратних дужках отриманий результат має знак мінус, то розрахунок виконується за умов вписування в розмір на прямий.

$$E_{оп} = E_{вп} = 0.5 \cdot (S_{п} - d_{г}) + q + w; \quad (1.15)$$

$$E_{кп} = [0.5 \cdot (S_{п} - d_{г}) + q + w] \cdot (2l + 2n)/2l \quad (1.16)$$

Величину максимального бічного зміщення $0.5 \cdot (S - d_{г})$ при проектуванні вагона за габаритом 01-ВМ приймають рівною 27.5 мм в кривую та 20.5 мм на прямому ділянці.

Величини горизонтальних поперечних переміщень $(q + w)$ наведено у табл. 1.1.

Таблица 1.1 Величини можливих переміщень елементів вагона

Види можливих переміщень	Частини вагона	Переміщення, мм
Зниження	Букси	53
	Рами візки	55
	Надресорні балки	104
	Кузова	110
горизонтальні поперечні переміщення	Букси	1
	Рами візка	3
	Надресорної балки	27
	Кузова	33

Таблиця 1.2 Обмеження напівширини вагона

Найменування	n – відстань від шкворневого перерізу, м	E – обмеження, мм	Позначення обмеження відповідної зони вагона
Консольна частина	1.610	67,2	E_K
Шкворень	0	49	E_0
Середина вагона	5.25	49	E_B

Визначаємо максимальну ширину верхнього будівельного контуру вагона, при $B_0 = 1700$ мм:

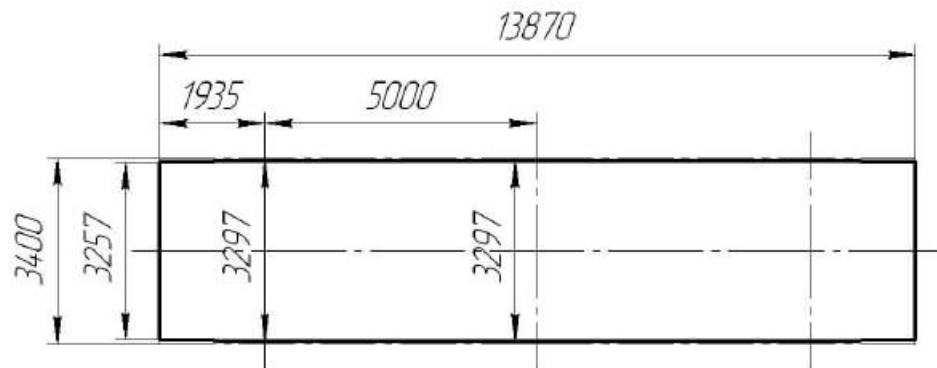
- для кінцевого перерізу кузова:

$$2B_1 = 2(1700 - 76.2) = 3248$$

- для середнього та сигаретного перетину кузова:

$$2B_1 = 2(1700 - 51.5) = 3297$$

По результатам розрахунку будуюмо горизонтальну габаритну рамку:



За допомогою розрахунків зрозуміло що вагон вписується в габарит 1-ВМ.

4.2 Кузов вагона. Розрахунок на міцність

Кузов напіввагона моделі 12-758 суцільнометалевий, з 14 розвантажувальними люками в підлозі та двостулковими торцевими дверима. Він складається з рами, двох бічних і двох торцевих стін, а також підлоги, утвореної кришками люків. Кузов напіввагона, що містить раму, на якій змонтовані бічні та торцеві стіни з верхніми та нижніми листами обшивки, каркас бічної стіни складається з верхньої обв'язки, двох кутових стійок, двох шкворневих стійок, чотирьох проміжних стійок, нижньої обв'язки, торцева стіна обв'язки, двох бічних стійок, що підсилюють стійок, нижньої обв'язки, горизонтальних поясів, що відрізняється тим, що бічні стіни забезпечені додатковими верхніми листами обшивки, які закріплені до верхніх листів обшивки бічних стін та їх каркасів, при цьому з додатковими верхніми листами обшивки бічних стін жорстко з'єднані. верхні обв'язки бічних стін кузова, причому верхні обв'язки бічних і торцевих стін виконані коробчастої конструкції, а одна з вертикальних внутрішніх стінок верхньої обв'язки торцевих стін збільшена пропорційно висоті додаткового верхнього листа обшивки бічної стіни, при цьому висота всіх згаданих стійок виконана з урахуванням вписування в габарит і висоти додаткового верхнього листа обшивки бічної стіни, а середня частина торцевої стіни посилена трьома горизонтальними поясами, які розташовані паралельно верхній і нижній обв'язках по всій ширині стіни, з підсилюючими стійками, призначеними для розподілу навантаження між верхніми горизонтальними поясами, а бічні стійки стіни виконані зі швелера, що забезпечують з'єднання торцевої стіни з кутової стійкою бокової стіни, шкворневі стійки додатково посилені пластинами, розміщеними на нижніх планках стійок.

Торцеві стулки дверей навішуються трьома петлями кронштейни кутових стійок бічних стін і при необхідності відкриваються всередину. Ліва стулка фіксується у закритому положенні нижнім запором у вигляді закидки, а права – верхнім клиновим запором. Зовнішні сходи та поручень встановлені для зручності обслуговування вагона в експлуатації.

Для надання необхідної міцності кріплення кутових стійок до кінцевих балок рами та нижнім обв'язуванням стін їх з'єднання посилені накладками.

З'єднання проміжних стійок із поперечними балками рами також посилені накладками. На кінцевих балках рами передбачено посадкові місця для постановки буферних склянок у разі зчеплення з вагонами.

Кузови напіввагонів, призначених для перевезення сипких, навалочних та штучних вантажів (кам'яного вугілля, руди, лісу, прокату металів та ін.), що не потребують укриття та захисту від атмосферних опадів, не мають даху. Вони є основним типом вагонів (35%) вантажного парку, оскільки мають найвищі показники використання. Відсутність даху дозволяє повністю механізувати навантаження та вивантаження, забезпечуючи зручність виробництва трудомістких операцій за допомогою ефективних засобів механізації (мостових кранів, вагоноперекидачів та ін.). Для механізації розвантаження у напіввагонах передбачені люки у підлозі, що закриваються кришками. Коли люки відчиняють, вантаж висипається під дією власної ваги.

Кузов напіввагону складається з бічних стін та торцевих дверей. Двостулкові торцеві двері, що відкриваються всередину, навішуються шарнірно на кутові стійки, верхні обв'язки кожної половинки дверей з'єднуються між собою спеціальним замком, а нижні упираються в поріг, укріплений на буферному брусі.

Така конструкція дверей дозволяє використовувати напіввагон для перевезення лісоматеріалів та прокату у тих випадках, коли вантаж по довжині дещо

виступає за межі кузова. Напіввагони мають також скоби для встановлення дерев'яних стійок та пристосування для кріплення вантажів.

Рама вагона представлена на малюнку 1. Підлога типового чотиривісного універсального піввагона складається з 14 штампованих кришок люків (по сім з кожного боку), шарнірно підвішених до балки хребта. Запірний механізм кришок люків включає запірний гак і скоби для підтискання люка до косинця нижньої обв'язки бічної ферми кузова.

В експлуатації знаходяться напіввагони з глухою підлогою з листа товщиною 6 мм, які побудовані на базі універсального суцільнометалевого напіввагону з торцевими дверима або з глухими стінками торцевими, і не мають люків в підлозі. Розвантаження таких вагонів проводиться на вагоноперекидачах.

Рама кузова утворена хребтовою, двома кінцевими, двома шкворневими та чотирма проміжними поперечними балками. Хребтова балка зварена з двох Z-подібних профілів, перекритих двотавром, що служить для кріплення петель та навішування на них кришок люків.

У консольній частині хребтової балки встановлені передні та задні упори автозчепів. Передні упори виконані разом з ударною розеткою. У зоні розміщення поглинаючих апаратів знизу до хребтової балки кріпляться підтримуючі планки, а в зоні задніх упорів – накладки, що підсилюють.

Для кріплення гальмівного циліндра на балці хребта встановлені кронштейни.

Кінцеві балки рами значно посилені в порівнянні з балками моделей напіввагонів, що випускалися раніше, так як на них передбачені посадкові місця для можливої установки буферних комплектів, через які передаються значні ударні навантаження.

Кінцева балка складається з Г-подібного елемента, нижнього горизонтального листа, опорної для кутової стійки планки та укороченого вертикального

листа.Лобовий вертикальний лист на всій своїй довжині має выштамповку глибиною 50 мм, що дозволило збільшити внутрішню довжину кузова та його об'єм без зміни довжини вагона по осях зчеплення автозчепів.

У зонах постановки буферних склянок балка додатково посилена накладками та ребрами.З зовнішнього боку на лобовому листі укріплені поручень та кронштейн гальма стоянки. Зверху на кінцевій балці приварено поріг, який служить упором дверей, перешкоджаючи відкриванню їх назовні кузова.

Для розрахунку елементів конструкції рухомого складу міцність, а також на стійкість та безпеку руху необхідно оцінити та розглянути всі сили, що діють на вагон:

- статичні (сили тяжіння вагона та його вантажу);
- динамічні (відцентрова сила, сили, що виникають при гальмуванні).

У розрахунках на міцність корисне навантаження зазвичай приймають постійної, що дорівнює вантажопідйомності вагона, а в деяких випадках враховують неповне використання вантажопідйомності вагона. Постійно навантаження часто називають статичними.

Статичне навантаження:

$$P_{\text{ст}} = (T + P) \cdot g; \quad (2.1)$$

де T - тара вагона, $T = 24\text{т}$;

P - вантажопідйомність вагона, $P = 70\text{ т}$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81\text{ м/с}^2$.

$$P_{\text{ст}} = (24+70) \cdot 9,81 = 922, \text{ кН}$$

Вертикальне динамічне навантаження:

$$P_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \cdot P_{\text{ст}} \quad (2.2)$$

де $k_{\text{дв}}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки розраховується за формулою:

$$k_{\text{дв}} = \frac{\bar{k}_{\text{дв}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1-P(k_{\text{дв}})}}, \quad (2.3)$$

β – параметр розподілу (для вантажних вагонів $\beta=1,13$);

$P(k_{\text{дв}})$ – при оцінці міцності вагонів на допустимі навантаження, прийнятих згідно з розрахунковими режимами (приймається);

$\bar{k}_{\text{дв}}$ – середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки при швидкостях руху вагона $v \geq 15 \text{ м/с}$ (55 км/год) визначається за формулою:

$$\bar{k}_{\text{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{v-15}{f_{\text{ст}}}, \quad (2.4)$$

a – коефіцієнт, який приймається на основі обробки результатів теоретичних та експериментальних дослідів (для елементів кузова $a = 0,05$; для обресорених частин візка $a = 0,10$; для необресорених частин візка $a = 0,15$);

b – коефіцієнт, який враховує вплив кількості осей у візку під одним кінцем вагона на значення коефіцієнта динаміки:

$$b = \frac{n+2}{2 \cdot n}, \quad (2.5)$$

n – кількість осей у візку під одним кінцем вагона, $n = 2$

$$b = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1;$$

v - розрахункова швидкість руху вагона, $v = 33,3$ м/с;

$f_{ст}$ - статичний прогин ресорного підвішування, для візка моделі

18-100 $f_{ст} = 0,045 \dots 0,055$ м. Оскільки максимальне значення коефіцієнта вертикальної динаміки досягається при мінімальному значенні статичного прогину ресора підвішування приймаємо $f_{ст} = 0,045$ м.

Тоді:

а) для кузова вагона:

$$\bar{k}_{дв} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,045} = 0,196,$$

$$k_{дв} = \frac{0,196}{1,13} \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,367,$$

$$P_{д} = 0,367 \cdot 892 = 327 \text{ кН.}$$

б) для обресорених частин візка:

$$\bar{k}_{дв} = 0,10 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,045} = 0,246,$$

$$k_{дв} = \frac{0,246}{1,13} \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,460,$$

в) для необресорених частин візка:

$$\bar{k}_{дв} = 0,15 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,045} = 0,296,$$

$$k_{дв} = \frac{0,296}{1,13} \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,554$$

Відцентрова сила, що виникає під час руху в кривих ділянках шляху, прикладена до центру ваги вагона та спрямована горизонтально, перпендикулярно до поздовжньої осі вагона і визначається за формулою:

$$H_{ц} = \eta \cdot P_{бр}, \quad (2.6)$$

де η - Коефіцієнт, для вантажних вагонів $\eta = 0,075$;

$P_{бр}$ – маса брутто вагона

$$H_{ц} = 0,075 \cdot 922 = 69,15 \text{ кН.}$$

Рівнодіюча сила тиску вітру:

$$H_{в} = \omega \cdot F, \quad (2.7)$$

де ω - тиск вітру, $\omega = 0.500$ кПа;

F – площа бічної проекції кузова:

$$F = (h_{к} - h) \cdot 2L, \quad (2.8)$$

$h_{к}$ – висота кузова, $h_{к} = 2,045$ м;

h – висота від рівня головок рейок до ковзунів, $h = 0,934$ м;

$2L$ - довжина кузова вагона, $2L = 8,6$ м.

$$F = (2,045 - 0,934) \cdot 8,6 = 26,6 \text{ м}^2,$$

$$H_{в} = 0,500 \cdot 9,5 = 4,7 \text{ кН.}$$

Вертикальна складова бічної сили, що припадає на букс. вагона визначається за формулою:

$$P_6 = \frac{H_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} + H_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}}}{m_0 \cdot 2b_2}, \quad (2.9)$$

де $2b_2$ - відстань між центрами буксових вузлів, $2b_2 = 1,85$ м;

$h_{\text{ц}}, h_{\text{в}}$ - відстань від осі колісної пари до центру ваги вагона таточки доклядання рівнодіючої бічної сили, що приймається для вантажних вагонів $h_{\text{ц}} = h_{\text{в}} = 1,7$ м.

$$P_6 = \frac{69,15 \cdot 1,7 + 4,7 \cdot 1,7}{4 \cdot 1,85} = 16,9 \text{ кН},$$

Додаток навантажень, що діють на вагон, показано на рис. 2.1.

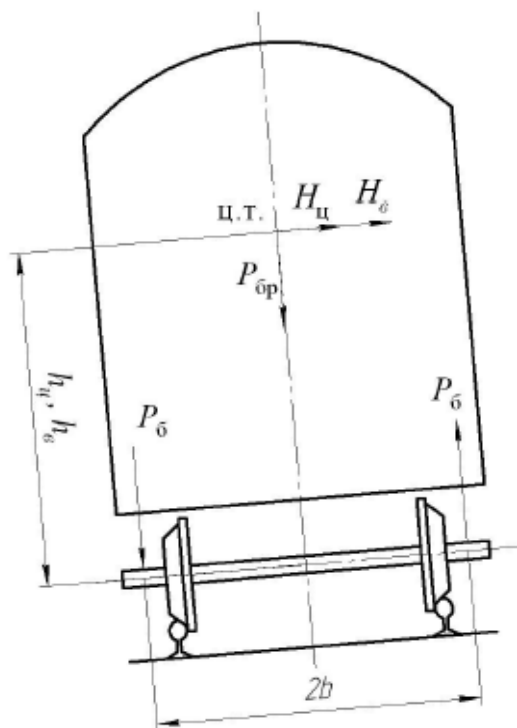


Рисунок 1.1 – Схема сил, що діють на вагон

Також при розрахунку вагонів необхідно враховувати поздовжні сили взаємодії між вагонами N , які згідно:

за I розрахунковим режимом:

$$N_I = {}^{+2,5}_{-3,0} \text{ МН},$$

за III розрахунковим режимом:

$$N_{III} = \pm 1,0 \text{ МН}.$$

Позитивне значення сили відповідає зусиллям розтягування, негативне – стискування.

Сили, що виникають при гальмуванні, визначають за такою формулою:

$$P_T = \eta_T \cdot P_{\text{бр}}, \quad (2.10)$$

$$\eta_T = \frac{j}{g}, \quad (2.11)$$

де j – уповільнення при гальмуванні;

При плавному гальмуванні у разі відсутності зіткнення вагонів у поїзді приймають $\eta_T = 0,2$, а при зіткненнях $\eta_T = 3,0$.

Тоді при плавному гальмуванні;

$$P_T = 0,2 \cdot 922 = 184,4 \text{ кН},$$

при зіткненнях;

$$P_T = 3,0 \cdot 922 = 2766 \text{ кН}.$$

4.3 Ходові частини вагона. Опис візка

Ходова частина вагонів включає колісні пари, букси з підшипниками і ресорне підвішування, що сприймають від вагона навантаження і забезпечують його безпечний і плавний рух. У чотиривісних та багатовісних вагонах ці елементи об'єднані у візки, що забезпечують легше проходження вагонів у кривих ділянках та більш плавний хід.

Колісні пари відносяться до ходових частин і є одним із відповідальних елементів вагона. Вони призначені для спрямування руху вагона рейковим шляхом і сприйняття всіх навантажень, що передаються від вагона на рейки при їх обертанні. Працюючи у складних умовах навантаження, колісні пари повинні забезпечувати високу надійність, тому що від них багато в чому залежить безпека руху поїздів. Тому до них пред'являють особливі, підвищені вимоги Держстандарту, Правила технічної експлуатації залізниць, Інструкція з огляду, ремонту та формування вагонних колісних пар, а також інші нормативні документи під час проектування, виготовлення та утримання. Конструкція та технічний стан колісних пар впливають на плавність ходу, величину сил, що виникають при взаємодії вагона та колії, та опір руху. Працюючи в сучасних режимах експлуатації залізниць та екстремальних умовах навколишнього середовища, колісна пара вагона повинна задовольняти наступним основним вимогам: мати достатню міцність, маючи при цьому мінімальну необресорену масу з метою зниження тари рухомого складу та зменшення безпосереднього впливу на рейковий шлях та елементи вагона при проходженні нерівностей рейкової колії; мати деяку пружність, що забезпечує зниження рівня шуму і пом'якшення поштовхів, що виникають при русі вагона рейковим шляхом; спільно з буксовими вузлами забезпечувати, можливо, менший опір при

русі вагона і можливо більший опір зношування елементів, що піддаються зношування в експлуатації.

Колісна пара складається з осі та двох укріплених на ній коліс. Типи, основні розміри та технічні умови на виготовлення вагонних колісних пар визначені Державними стандартами, а зміст та ремонт «Правилами технічної експлуатації залізниць» (ПТЕ) та «Інструкція з огляду, огляду, ремонту та формування вагонних колісних пар ЦВ/3429», а також іншими нормативними документами під час проектування, виготовлення та змісту. Конструкція та технічний стан колісних пар впливають на плавність ходу, величину сил, що виникають при взаємодії вагона та колії, та опір руху.

Колісні пари в переважній більшості є глухими, тобто обидва колеса жорстко насаджені на цільну вісь. Така конструкція фактично з однієї деталі відрізняється високою надійністю.

Вписування в криві великих радіусів (порядку 500 м і більше) здійснюється за рахунок різниці діаметрів колів по колах катання, що виникає при зміщенні колісної пари поперек колії. Ця різниця обумовлена тим, що поверхня катання коліс (профіль колеса) не циліндрична, а конічна або утворена обертанням деякої кривої навколо осі колісної пари. При зміщенні колісної пари поперек шляху, наприклад, праворуч важливо, щоб збільшувався радіус катання правого колеса, а лівого - зменшувався. У цьому випадку забезпечується стійкий рух коліс рухомого складу в дорозі і вписування в пологі криві, що не супроводжується інтенсивним зношуванням коліс та рейок. У крутих кривих колісна пара спрямовується силами, що виникають у контакті внутрішньої бічної поверхні рейки та гребенем зовнішнього колеса. Сили, що діють у контакті колеса і рейки і направляють рух рухомого складу, називаються силами крипа (від англ. Creep - повзти). Вони обумовлені тим, що матеріали колеса та рейки не є абсолютно твердими тілами, а є пружно-пластичними тілами. У контакті

спостерігаються мікродеформації рейки та колеса, це визначає поступове на-
ростання сили крипа зі зростанням відносного прослизання колеса по рейці.
Задля підтримки профілю ж.д. коліс, що забезпечують нормальний рух, засто-
совується обточування коліс, а у разі бандажних коліс – і зміна бандажів. Ос-
новний параметр колісної пари - це відстань між внутрішніми поверхнями гре-
бенів колісної пари. Для російських доріг (колії 1520 та 1524 мм) ця відстань
дорівнює 1440 мм з допусками ± 3 мм.

Зважаючи на високі вимоги щодо міцності та надійності, що пред'явля-
ються до колісних пар, розроблені та існують правила формування та ремонту
колісних пар, що строго нормують весь технологічний процес: токарну та фре-
зерну обробку заготовок (зокрема навіть радіуси жолобників, клас чистоти об-
робленої поверхні), температурні режими при формуванні колісних пар, допу-
ски, посадки тощо.

Букса є сполучною ланкою між колісною парою та рамою вагона, локомо-
тива або їх візком. Для обмеження переміщення буксу має напрямні, повідці,
шпинтони або жорстко з'єднується з рамою візка або коловою парою. Для за-
побігання забрудненню мастила буксу має ущільнюючий пристрій.

Щелепна букса - коли вона вільно вставлена в спеціальний виріз у рамі ві-
зка.

Безщелепний букс — коли зв'язок між візком і буксом забезпечують спеці-
альні повідці з шарнірами.

Другий спосіб кріплення (безщелепний букс) хороший відсутністю дета-
лей, схильних до тертя ковзання, такі букси надійніше щелепних.

Гасители коливань призначені створення сил, які забезпечують усунення
чи зменшення амплітуди коливань вагонів чи його частин. На дорогах найбі-
льшого поширення набули гідравлічні та фрикційні гасники коливань. Прин-

Бічна рама візка виконана у вигляді сталевого відливання , в середній частині якої розташований отвір для ресорного комплекту , а по кінцях - отвори для букс.

У верхній частині буксових прорізів є кільцеві приливи , якими бічні рами спираються на букси , а по бокам – буксові челюсті.

Перерізи похилих елементів (поясів) і вертикальних стержнів (колонок) бічної рами мають коритоподібну форму з деяким загином всередину кінців полиць.

Горизонтально ділянка нижнього пояса має замкнутий коробчастий перетин. Балки з таким профілем добре супротив вигину та кручення.

З боків середнього отвору у верхній частині рами розташовані напрямні для обмеження поперечного переміщення фрикційних клинів , а внизу є опорна поверхня для установки ресорного комплекту. З внутрішньої сторони до цієї поверхні примикають полиці , що є опорами для наконечників триангелів у разі обриву підвісок , якими триангелі підвішені до кранштейнів бічної рами. У місцях розташування клинів до колонок рами приклепані фрикційні планки. На похилому поясі відливають п'ять циліндричних виступів (шишок) , частина яких зрубасться в відповідності з фактичною відстанню між зовнішніми щелепами буксових прорізів. Підбір бічних рам при складанні візків виробляють за кількістю шишок , що гарантує дотримання необхідних допусків для забезпечення паралельності осей колісних пар.

Надресорна балка візка відлита заодно з підп'ятником, опорами для розміщення ковзунів , гніздами для фрикційних клинів і приливом для кріплення кронштейна мертвої точки важеля гальма. Балка виконана за формою бруса рівного опору згину відповідно до епюри згинальних моментів і має коробчастий замкнутий переріз.

Бічні рами та надресорні балки візки відлиті з ванної сталі, що має межу міцності не менше 500 МПа , межу текучості не менше 300 МПа , відносне подовження не менше 18% , поперечне звуження 25% , ударну в'язкість при + менше 0,5 МДж/м² , при -60 С не менше 0,25 Дж/м².

Розрахунок осі колісної пари виконати відповідно до спрощеного методу розрахунку ЦНДІ-НІБ. Осі поділяються на - порожні – не увійшли до масового виробництва через складність дефектоскопіювання внутрішніх поверхонь; - Цільнокатані. Цільнокатані осі також поділяються на: - осі для роликів підшипників; - осі для підшипників ковзання (не використовуються на магістральному транспорті з 1987 р). Осі для роликів підшипників бувають двох типів РУ1 та РУ1Ш. Виготовляються осі з вуглецевої сталі марки ОСВ – осьова вагонна сталь, що містить 0.37...0.45% вуглецю, 0.5...0.8% марганцю, 0.15 ... 0.5% кремнію.

Таблиця 3.1

Основні розміри осей

Тип осі,мм	D2	D2	D3	D4	11	L1	L2- база осі ,мм	Допустиме статичне навантаження від колісної пари на рельс , т	
РУ1	130	165	194	172	176	2294	2036	Гр. вагон	Пасс.ваг
РУ1ш					190	2216		23.5	18

Для розрахунку на міцність колісної пари, як і будь-якої іншої частини вагона, необхідно: - визначити чинні на неї сили; - встановити напруги, що виникають в її елементах; - оцінити міцність і довговічність даної конструкції. Існує кілька методів розрахунку осі колісної пари. Так спрощений метод розрахунку осі ЦНДІ-НІБ передбачає визначення необхідних діаметрів частин осі, а метод ОСЗ – визначення напруг в осі колісної пари при відомих діаметрах її елементів та і т.д. у цій роботі буде розглянуто спрощений метод розрахунку осі ЦНДІ-НІБ. Колісна пара відчуває вплив багатьох навантажень, що діють на вагон. Визначимо ті з них, які суттєво впливають на міцність колісної пари.

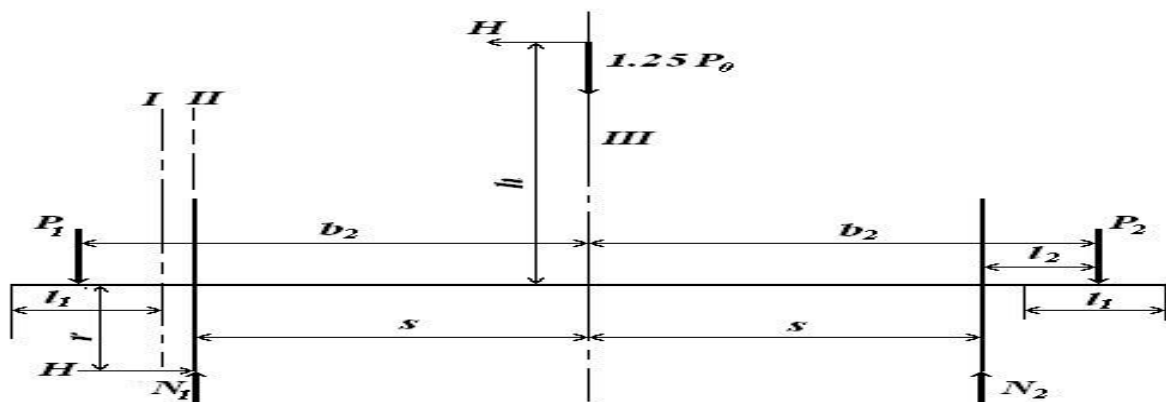


Рисунок 3.2 –

У методі ЦНДІ-НІБ прийнято навантаження осі двома силами: вертикальної $1.25P_o$ та горизонтальній $H = 0.5P_o$,

де 1.25 – коефіцієнт, що враховує дію вертикальної динамічного навантаження;

P_o - статичне навантаження на вісь від ваги вагона брутто, зазвичай обчислювана за формулою:

$$P_o = \frac{P_{бр} - m_{кп} * n_{кп}}{n_{кп}} * g \quad (3.1)$$

де $m_{кп}$ - маса колісної пари, $m_{кп} = 1.2$ т.

$n_{кп}$ – число колісних пар у вагоні, прим;

$P_{бр}$ - навантаження на вісь від ваги бруто вагона, т

$$P_{бр} = T + P, \quad (3.2)$$

де T - тара вагона, $T = 24$ т;

P - вантажопідйомність вагона, $P = 70$ т.

$$P_{бр} = 24 + 70 = 94 \text{ т.}$$

Тоді:

$$P_o = \frac{94 - 4 * 1.2}{4} * 9.81 = 218.76$$

Розрахункові сили викликають навантаження:

лівої шийки осі

$$P_1 = \frac{1.25 * P_o}{2} + H \frac{h}{2L_2} = \left(1.25 + \frac{h}{2L_2} \right) * \frac{P_o}{2}, K_H$$

Правої шийки осі

$$P_1 = \frac{1.25 * P_o}{2} - H \frac{h}{2L_2} = \left(1.25 - \frac{h}{2L_2} \right) * \frac{P_o}{2}, K_H$$

де $2L_2$ - Відстань між серединами шийок (база) осі, $2L_2 = 2.036$ м;

h – відстань від осі колісної пари до точки «0», м.

Приймають $h = 1.45$ м, якщо воно не задано технічним завданням.

Ці сили вважаються прикладеними до середин шийок. Вертикальні опорні реакції для лівого та правого коліс, обчислюються без урахування ваги колісної пари, відповідно:

$$N1 = \frac{1.25 * P0}{2} + H \frac{h+r}{2s} = \left(1.25 + \frac{h+r}{2s}\right) * \frac{P0}{2};$$

$$N2 = \frac{1.25 * P0}{2} - H \frac{h+r}{2s} = \left(1.25 - \frac{h+r}{2s}\right) * \frac{P0}{2};$$

де r - Радіус колеса, $r = 0.45$ м;

$2s$ - відстань між колами катання колісної пари, $2s = 1.580$ м.

До лівого колеса додається також горизонтальна реакція H .

Згинальні моменти обчислюються в трьох розрахункових перерізах I-I, II-II та III-III:

$$M1 = P1 \left(\frac{l1}{2} + \Delta l1\right) = \left(1.25 + \frac{h}{2L2}\right) \left(\frac{l1}{2} + \Delta l1\right) * \frac{P0}{2};$$

$$M2 = P1 l2 + Hr = \left[\left(1.25 + \frac{h}{2L2}\right)\right] (L2 - s) + r * \frac{P0}{2};$$

$$M3 = P1 L2 + Hr - N1s = \left[1.25(L2 - s) + \frac{r}{2}\right] * \frac{P0}{2}$$

де $\Delta l1$ - Допустимий знос по довжині шийки, $\Delta l1 = 0.0005$ м.

$$M1 = \left(1.25 + \frac{1.45}{2036}\right) \left(\frac{0.176}{2} + 0.0005\right) * \frac{218.76}{2} = 19.3 \text{ кН * м};$$

$$M2 = \left[\left(1.25 + \frac{1.45}{2036}\right)\right] (1018 - 0.79) + 0.45 * \frac{218.76}{2} = 101,7 \text{ кН * м};$$

$$M3 = \left[1.25(1.018 - 0.79) + \frac{0.45}{2}\right] * \frac{218.76}{2} = 55.9 \text{ кН * м}.$$

З рівняння міцності на вигин $M_i = W_i [\sigma_i]$,

де W_i - момент опору перерізу в i -му сечії

$$Wi = \frac{\pi di^2}{32}$$

$[\sigma_i]$ - допустимі напруги в перерізі; $i=1; 2; 3$, висловимо діаметр

$$di = \sqrt[3]{\frac{32Mi}{\pi[\sigma_i]}}$$

Допустиме напругу приймаємо по табл. 3.2

Вагон	Допустима напруга, МПа, в осі колісної пари		
	У шийці $[\sigma_1]$	У підступній частині $[\sigma_2]$	У середній частині $[\sigma_3]$
Пасажирський	120	140	130
Вантажний	140	165	155

Визначаємо найменші діаметри осі, що допускаються:

- шийки

$$d1 = \sqrt[3]{\frac{32 * 19.3}{3.14 * 140 * 1000}} = 0.112 \text{ м};$$

- підступічної частини

$$d2 = \sqrt[3]{\frac{32 * 101.7}{3.14 * 165 * 1000}} = 0.184 \text{ м};$$

середини осі

$$d3 = \sqrt[3]{\frac{32 * 55.9}{3.14 * 155 * 1000}} = 0.155 \text{ м};$$

Отримані в результаті розрахунку діаметри колісної осі менші максимально допустимих (табл. 6.1) відповідно під проектованим вагоном можна використовувати типові колісні пари.

4.4 Ударно-тягові пристрої

Ударно-тягові прилади призначені для зчеплення вагонів між собою і з локомотивом, утримання їх на певній відстані один від одного, сприйняття, передачі і пом'якшення дії розтягуючих (тягових) і стискають (ударних) зусиль, що виникають під час руху в поїзді і при маневрах. Сучасним ударно-тяговим приладом є автозчіпного пристрою, що виконує основні функції ударних (буфера) і тягових (зчіпка) приладів.

Від конструкції і справного стану ударно-тягових приладів багато в чому залежить надійність вагонів в експлуатації і безпеку руху поїздів. Тому до цих приладів пред'являється цілий ряд вимог, основними з яких є: автоматичне зчеплення і розчеплення рухомого складу, вільний прохід зчепів по кривих ділянках шляху мінімального радіуса і горбах сортувальних гірок, плавний рух при рушанні поїзда з місця і гальмуваннях на шляху прямування та ін.

Прилади призначені для безпосереднього з'єднання вагонів і локомотивів, називають зчіпкою, а сукупність частин, що передають і пом'якшують дію .

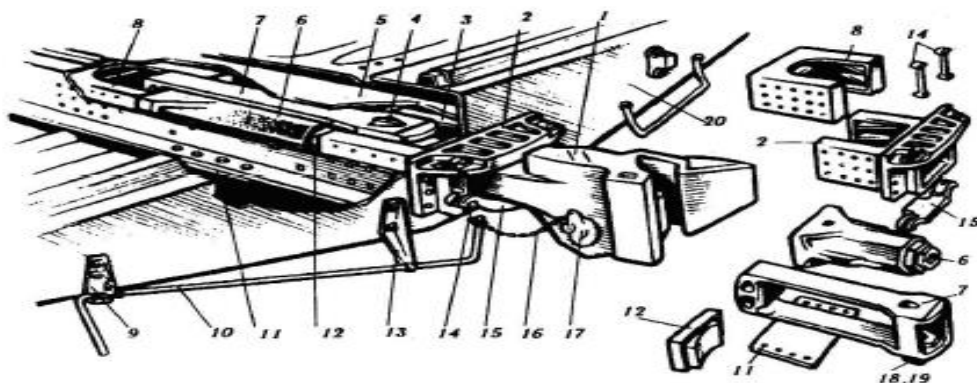


Рисунок 4.1 – Розміщення деталей автозчіпного обладнання вагона

Корпус 1 автозчеплення з механізмом призначений для зчеплення та розчеплення вагонів, сприйняття та передачі ударно-тягових зусиль упряжному пристрої. Корпус автозчеплення з деталями механізму встановлено у вікно ударної розетки 2 та своїм хвостовиком з'єднаний з тяговим хомутом 7 за допомогою клина 4, який вставляється знизу і спирається на два болти 18, закріплених запірними шайбами та гайками. Всередині корпусу автозчеплення розміщуються деталі механізму, що служать для виконання процесів зчеплення та розчеплення рухомого складу.

Розчіпний привід служить для розчеплення автозчеплень і закріплений на кінцевій балки рами. Він складається з двоплечого важеля, кронштейна з поличкою, державки і ланцюга для з'єднання важеля з приводом механізму автозчеплення.

Ударно-центруючий прилад приймає від корпусу автозчеплення надмірну енергію удару після повного стиснення поглинаючого апарату та центрує корпус автозчеплення. Він складається з ударної розетки, прикріпленої в середній частині до кінцевої балки рами, двох маятникових підвісок 14 та центруючої балочки, на яку спирається корпус автозчеплення 1.

Упряжний пристрій передає упорам поздовжні сили від корпусу автозчеплення та пом'якшує їх дію. Він включає тяговий хомут 7, клин 4, упорну плиту 12 і два болти 18 з планкою 19, запірними шайбами і шплінтом. Всередині тягового хомута 7 знаходиться поглинаючий апарат 6 який розміщується між задніми упорами 8 і упорною плитою 12, взаємодіє з передніми упорами 3. Упряжний пристрій оберігається від падіння підтримуючою планкою 11, прикріпленою знизу до горизонтальних полиць хребтової балки 5 вісьмома болтами.

Задні і передні упори служать передачі розтягуючих і стискаючих зусиль на раму та кузов вагона. Задні упори 8 об'єднані між собою перемичкою

і укріплені до вертикальних стінок хребтової балки 5 рами. Передні упори 3 об'єднані між собою за допомогою ударної розетки 2 і також жорстко прикріплені до вертикальних стінок хребтової балки 5.

Пристрій корпусу та механізму автозчеплення визначає її тип та конструкцію, тому корпус з механізмом часто називають автозчепленням.

Корпус автозчеплення є порожнисту виливок і складається з головної частини і хвостовика. Усередині головної частини, званої кишенею, розміщені деталі механізму автозчеплення. Корпус автозчеплення (рис. 3.48) має великий 1 та малий 4 зубці, між якими утворений зів. З зіву виступають замок 3 і Замкодержачи 2. Контур зачеплення стандартний і являє собою горизонтальну проекцію великого і малого зубів, зіва і виступає частині замку. Торцеві поверхні малого зуба і зіву називають ударними, а задні поверхні великого і малого зубів - тяговими. У верхній частині голови корпусу відлитий виступ 5, який, взаємодіючи з розеткою, сприймає жорсткий удар при повному стисненні поглинає апарату. Хвостова частина 6 корпусу автозчеплення порожниста, має отвір 7 для клина тягового хомута, перемичку 5 і торець 9 циліндричної форми для передачі ударних навантажень.

У порожнистій частині голови (кишені) розміщені деталі механізму автозчеплення. З боку малого зуба 4 корпусу встановлений замок 3, службовець для замикання двох зчеплених автозчепів. Його робоча частина в зчепленому стані виступає в зів. Замок 3 має шип а для навішування запобіжника від саморозчеплення (собачки) 77. Овальний отвір б замку служить для пропускання через нього валика підйомника 15. Знизу замок має радіальну поверхню г, по якій він перекочується при переміщенні всередину кишені, сигнальний відросток в червоного кольору, виступаючий з корпусу знизу при положенні розчеплення, і направляючий зуб д.

Запобіжник від саморозчеплення 77 навішується на шип а замку, своїм верхнім плечем е укладається на поличку 10, наявну на лівій бічній поверхні кишені. У зчепленому стані автосцепок торець верхнього плеча е розташовується проти упору противаги м Замкодержак 2, перешкоджаючи догляду замку 3 всередину кишені і оберігаючи автозчеплення від саморозчеплення. Нижня фігурне плече ж запобіжника 11 взаємодіє з підйомником 13 при расцеплении автосцепок.

Замкодержак 2 своїм овальним отвором навішується на шип 12, розташований на правій стінці всередині кишені з боку великого зуба 1 корпусу. Його лапа до виступає в зів під дією сили тяжіння противаги л. У зчепленому стані лапа до впирається у вертикальну поверхню зіва сусідній автозчеплення, при цьому положенні противагу знаходиться в піднесеному стані, а його упор м розташовується проти торця верхнього плеча е запобіжника 11. Розчіпна кут н, взаємодіючи з підйомником, утримує замок 3 в розчеплення положенні до розведення автозчепів.

Підйомник 13 замку вільно укладається на припливи 14, розташовані в правій нижній частині кишені з боку великого зуба 1 корпусу автозчеплення. Його широкий палець об знаходиться зверху і звернений у бік зіву. Широким пальцем про підйомник за нижнє плече ж повертає запобіжник 11, піднімаючи тим самим його верхнє плече е, і веде замок всередину кишені при расцеплении автосцепок. Вузкий палець п підйомника 13 взаємодіє з Розчіпна кутом н Замкодержак 2, заскакуючи за вертикальну його грань, і утримує замок всередині кишені до розведення автозчепів.

Валик підйомника 15 вставляється в корпус через ліве отвір 16, його циліндрична частина р проходить через овальний отвір 6 замку 3, квадратна частина з через квадратний отвір підйомника 13, а циліндрична частина т входить в отвір на правій стінці корпусу з боку великого зуба 7. В цьому положенні

валик підйомника 75 оберігає всі деталі механізму від випадання і їх неможливо вийняти з кишені. Отвір у служить для з'єднання балансира ф валика підйомника 75 з ланцюгом приводу, а виїмка х для розміщення запірної болта 17, що встановлюється в отвір припливу корпусу автозчеплення. Виїмка х дозволяє валика повертатися на необхідний кут і запобігає переміщенню його в поздовжньому напрямку від мимовільного випадання. Гайка болта внизу фіксується запірної шайбою 18 відгинанням її пелюсток.

Для проектованого вагона як автозчеплення вибираємо автоматичне зчеплення СА-3.

Корпус автозчеплення СА-3 (рис.12.2) призначений передачі ударнотягових зусиль упряжному пристрою і розміщення механізму. Корпус являє собою сталевий порожнистий виливок, який складається з головного частини та хвостовика. Головна частина має великий 1 і малий 4 зуби, які, з'єднуючись, утворюють зів. З зіва виступають частини деталей механізму - замку 3 і замкоутримувача 2. Горизонтальну проекцію зубів, зіва та виступаючої частини замку називають контуром зачеплення автозчеплення.

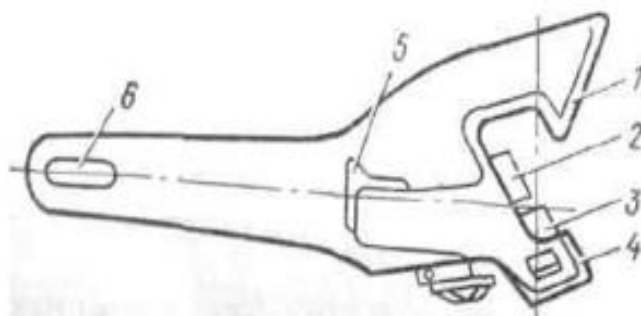


Рисунок 4.2 – Автоматична зчіпка СА-3

Головна частина корпусу має упор 5 для передачі стискаючого зусилля на раму кузова через розетку, укріплену на кінцевій балці, після повного стиснення поглинаючого апарату та деформацій деталей апарату та упряжного пристрою. У хвостовику корпусу є отвір для клину 6.

Автосцепка СА-3 забезпечує автоматичне зчеплення рухомого складу. Розчеплення здійснюється без заходу людини в міжвагонні простір, що створює безпечні умови роботи обслуговуючого персоналу. До розведення рухомого складу зберігається розчеплення положення деталей механізму автосцепок, а після розведення механізми автоматично приводяться до готовності зчеплення. У разі помилкового розчеплення передбачена можливість відновлення зчеплення без розведення рухомого складу. Передбачено також положення деталей механізму «на буфер», при якому автозчеплення не зчіплюються. Це положення використовується при виробництві маневрових робіт, коли рухомий склад переміщається штовханням без необхідності його зчеплення.

Надійне зчеплення здійснюється при відхиленні осей автозчеплень по вертикалі до 240 мм у нових і до 150 мм у гранично зношених, але ще відповідають нормам утримання в експлуатації. З метою забезпечення надійної роботи зчеплених автозчепів при формуванні поїздів різниця висот їх осей допускається до 100 мм у вантажних і 50 мм в пасажирських вагонах. Максимальні відхилення поздовжніх осей автозчеплень в горизонтальній площині, при яких в початковий момент зіткнення відбувається автоматичне уловлювання, становить 175 мм. Процес зчеплення відбувається наступним чином.

При зіткненні вагонів малий зуб корпусу однієї автозчеплення ковзає по направляючої ударної поверхні малого або великого зубів, прагнучи потрапити в зів, і натискає на виступаючу частину замку, а потім і на лапу замкодержаків. При незначному відхиленні поздовжніх осей автозчеплень або їх збігу замки взаємодіють один з одним.

У цих випадках кожен із замків починає вільно входити всередину кишені корпусу, так як верхнє плече запобіжника, навішений на шип замку, ковзає по полиці і проходить над упором противаги Замкодержаків. Просуваючись далі в зеві, малі зуби переміщують всередину кишені замки, які перекочуються своєї дуговою опорою по похилому дну кишені. Сигнальний відросток при цьому виходить з корпусу. Одночасно малі зуби натискають на лапи і утапливають їх, повертаючи Замкодержаків навколо шипів, розташованих на вертикальних стінках всередині кишені. При цьому противаги піднімаються і стають упорами для верхнього плеча запобіжників. Коли малі зуби повністю втоплять виступаючі частини замків і лапи Замкодержаків, вони почнуть ковзати по напрямних ударним поверхонь зіву і займати крайнє положення в упор до великих зубів.

У цей момент замки втратять свої опори (на малі зуби) і під дією власної сили тяжіння, перекочуючись дуговими опорами по дну кишені, випадуть в простір, що утворився між малими зубцями, забезпечуючи замикання автосцепок. Разом з замками просунуться в сторону зевів верхні плечі запобіжників, ковзаючи по противаги, і впадуть на полиці, забезпечуючи запобігання автосцепок від саморозчеплення. У такому положенні зчеплених автозчепів замки не можуть увійти всередину кишень, так як торці верхніх плечей запобіжників, розташованих на полицях, знаходяться проти упорів противаг Замкодержаків. При цьому верхнє положення противаг забезпечується постійним натисканням на лапи Замкодержаків малими зубцями зчеплених автозчепів. У положенні зчеплення сигнальні відростки замків не виступають назовні.

Процес розчеплення здійснюється людиною шляхом повороту проти годинникової стрілки рукоятки Розчіпна важеля, що за допомогою сполучної ланцюжка призводить до повороту валика підйомника і одягненого на його квадратну частину підйомника .

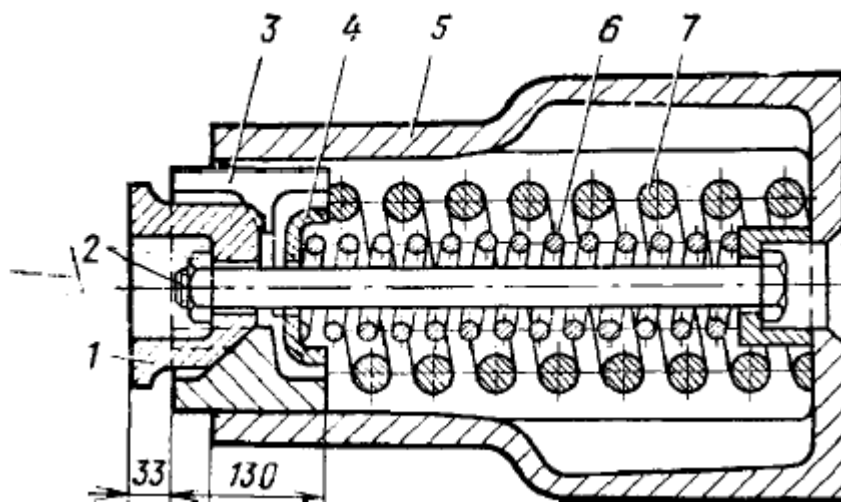


Рисунок 4.3 – Поглинаючий апарат

Поглинаючий апарат (рис. 4.3) також застосовується у ударнотягових приладах. Він має шестигранний корпус 5, конус натискний 1, три фрикційна клина 3, зовнішню 7 і внутрішню пружину 6. Апарати утримуються у зібраному стані стяжним болтом 2 з гайкою. Натискний конус з одного боку та пружини через натискну шайбу 4 с інший забезпечують розпір клинів. Такий розпір називають клиновим. Гасіння енергії в цих апаратах відбувається, в основному, за рахунок тертя фрикційних клинів об корпус апарату.

Розглянемо несприятливе розташування вагонів, коли один з них знаходиться в кривій малого радіуса, а інший – на прямій ділянці колії. При цьому

повздовжні осі автозчепів перетинаються під кутом, що погіршує умови автоматичного зчеплення вагонів. Для врахування цього погіршення вводять поняття про ефективну ширину захоплювання B , яка трохи менше

повної ширини захоплювання B' . У цьому випадку задача зводиться до визначення поперечного зміщення корпусу автозчепу відносно подовжньої осі вагона та порівнянню його з величиною ефективного захоплювання, тобто до перевірки умови

$$B \geq y_{\text{зовн}} + \lambda \quad (4.1)$$

де $y_{\text{зовн}}$ — зміщення корпусу автозчепу, обумовлене виносом частин вагона в кривій;

λ — зміщення корпусу автозчепу, обумовлене зазорами та зносами.

Перевірку забезпечення автоматичного зчеплення вагона, що проектується, та “еталонного” вагона (“еталонний” вагон — це типовий чотиривісний піввагон з базою $2l=8,65$ м, довжиною консолі до осі зчеплення автозчепу $n=2,635$ м, з візками базою $2l_{\text{віз}}=1,85$ м.) на ділянці спряження кривої та прямої виконується за формулою;

$$B \geq \frac{n \cdot (2l + n) - l_{\text{віз}}^2}{2R} + \lambda, \quad (4.2)$$

де B — ефективна ширина захвату автозчепу (розраховується за формулою, наведеною нижче), в метрах;

$2l$ — база вагона, в метрах;

n — довжина консолі від центру п'ятника до осі зчеплення автозчепу вагона, в метрах;

$$n = \frac{L_a - 2l}{2}; \quad (9.3)$$

L_a — довжина вагона, по осях зчеплення автозчепів, в метрах;

$l_{\text{віз}}$ — півбаза візка вагона, в метрах, для чотири вісних вантажних вагонів
 $l_{\text{віз}}=1,85$ м;

λ — додаткове поперечне відхилення центрів зчеплення автозчепів (табл.9.1), в метрах;

R — розрахункові радіуси кривих ділянок колії (табл. 4.2), в метрах.

Значення додаткових відхилень Таблица 4.1

Тип вагона	Значення λ , мм
Вантажний на дво- та чотиривісних візках з нежорсткою рамою	26
Вантажний на тривісних візках з нежорсткою рамою	13
Пасажирський та вантажний на візках з жорсткою рамою та колисковим підвішуванням	10

До I групи відносяться вантажні вагони масових типів, що експлуатуються на всіх коліях магістрального та промислового транспорту.

До II групи відносяться вантажні, ізотермічні та спеціальні вагони з довжиною по осях зчеплення автозчепів більше 21 м.

Ефективна ширина захвату автозчепу визначається за формулою:

$$B = B' [1,655 \cdot \sin (65^\circ - \beta_o) - 0,5], \quad (4.4)$$

де B' — повна ширина захвату при паралельних осях корпусів автозчепів, що зчіпляються: для автозчепу СА-3 $B'=0,175$ м., для автозчепу СА-3М $B'=0,2$ м.

Розрахункові радіуси кривих для перевірки зчеплення та прохідності вагонів
Таблиця 4.2

Транспортна операція	Розрахункова ділянка колії	Розрахунковий радіус кривої для вагонів, м		
		вантажних		Пасажирських
		групи I	групи II	
Автоматичне забезпечення	Спряження прямої та кривої без урахування радіуса	135	250	250
Прохід у зчепі	Спряження прямої та кривої без перехідного радіусу	80	110	120
	S-подібна крива без прямої вставки	120	160	170
Прохід одного вагона	Колова крива	60	80	80

$$\beta_0 = \frac{l+n}{R} \cdot 57,3^\circ \quad (4.5)$$

Якщо не забезпечується автоматична зчіплюваність масових типів вагонів, автозчепи обладнують пристроєм для їх примусового відхилення до центру кривої.

Спочатку знаходимо ліву частину із формули 4.2 а саме В;

Знаходимо n;

$$n = \frac{13,92 - 8,65}{2} = 2,64 \text{ м}$$

Із формули 4.5 знаходимо β_0 ;

$$\beta_0 = \frac{7,43 + 2,64}{135} \cdot 57,3^\circ = 4,27^\circ$$

Із формула 4.4 знаходимо В;

$$B = 0,175[1,655 \cdot \sin(65^\circ - 4,27^\circ) - 0,5] = 0,165 \text{ м}$$

Рахуємо праву частину формули 4.2;

$$\frac{2,64 \cdot (8,65 + 2,64) - 0,925^2}{2 \cdot 135} + 0,026 = 0,107 \text{ м}$$

Тоді ми отримуємо

$$0,165 \geq 0,107$$

Вантажні вагони масових типів, що призначені для обертання без обмежень всіма залізницями, проектують з урахуванням вільного їх проходження по кривих ділянках розрахункового радіуса (табл.4.2).

Методика розрахунку передбачає перевірку забезпечення проходу зчеплених вагонів для трьох випадків:

вагон, що проектується, в зчепі з “еталонним” вагоном на S-подібній кривій;

— зчеп з двох вагонів, що проектуються (однотипних) на S-подібній кривій;

вагон, що проектується, в зчепі з “еталонним” вагоном на ділянці спряження кривої та прямої. На прямій ділянці розташовується “еталонний” вагон, $R=\infty$.

За розрахункові критерії приймають кути поперечного відхилення подовжньої осі автозчепу від осі вагона (рис.4.4), які для кожного вагона зчепу визначаються за формулами:

$$\alpha = \beta + \gamma, \quad \alpha' = \beta' + \gamma, \quad (4.6)$$

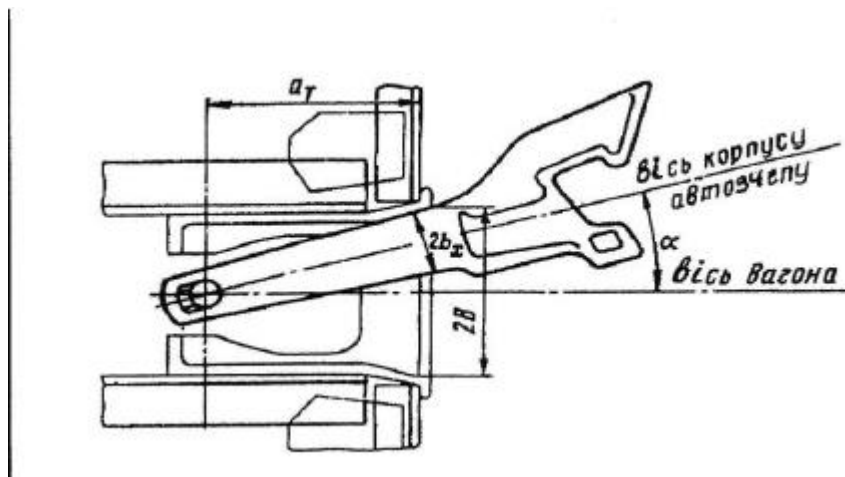


Рисунок 4.4 – Схема визначення ширини вікна розетки

При найбільш несприятливому розташуванні в S-подібній кривій (рис.4.5) кути відхилення осей вагонів β , β' і автозчепів α відносно горизонтальної осі визначаються так.

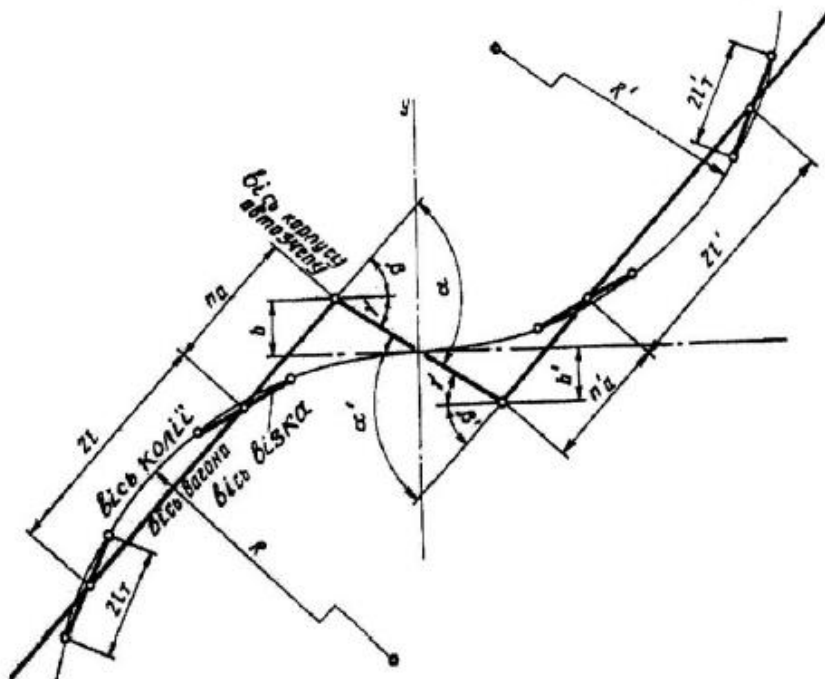


Рисунок 4.5 – Схема несприятливого розташування осей вагонів, візків і автозчепів відносно осі S-подібної кривої

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

033.200205.ДРБ.000.ПЗ

Арк.

52

$$\beta = \arctg \frac{l+n_a+a}{R}; \quad \beta' = \arctg \frac{l+n'_a+a}{R}; \quad \gamma = \arcsin \frac{b+b'+\xi}{2a}, \quad (4.7)$$

де l та l' — півбази вагонів, що зчеплені, в метрах;

n_a та n'_a — довжина консолей вагонів, що зчеплені, від центру п'ятника до центру шарніра хвостовика автозчепу, в метрах,

$$n_a = n - a;$$

$$n_a = 2,64 - 0,87 = 1,77 \text{ м}$$

де a — довжина корпусу автозчепу від центру шарніра хвостовика до осі автозчеплення, для типових зчіпок СА-3 та СА-3М $a=0,87$ м;

R та R' — розрахункові радіуси кривої (табл.9.2);

ξ — додаткові взаємні відхилення шарнірів автозчепів у поперечному на прямку, в метрах (табл.9.3);

b та b' — відхилення шарнірів автозчепів відносно горизонтальної осі.

Із формули 4.7 знаходимо β, β', γ ;

$$\beta = \arctg \frac{4,3+1,77+0,87}{135} = \arctg 0,051 \text{ м} = 4,09^\circ;$$

$$\beta' = \arctg \frac{4,3+1,77+0,87}{135} = \arctg 0,051 \text{ м} = 4,09^\circ;$$

$$\gamma = \arcsin \frac{0,062 + 0,062 + 0,002}{2 \cdot 0,87} = \arcsin 0,072 \text{ м} = 5,43^\circ.$$

Для того, щоб знайти b, b' використовуємо формулу 4.8;

$$b = \frac{(8,65+1,77) \cdot 1,77 - 0,925^2 - 0,87^2}{2 \cdot 135} = 0,062 \text{ м};$$

$$b' = \frac{(8,65 + 1,77) \cdot 1,77 - 0,925^2 - 0,87^2}{2 \cdot 135} = 0,062 \text{ м};$$

Додаткові взаємні відхилення шарнірів автозчепу в поперечному напрямку
Таблиця 9.3

Тип вагона	Значення ξ в мм, при проході		
	спряження прямої та кривої	S-подібна крива	
		у зчепі з “еталон- ним” вагоном	у зчепі з однотипним вагоном
Вантажний на дво- та чотиривісних візках з нежорсткою рамою	32	2	43
Вантажний на тривісних візках з нежорсткою рамою	19	-11	19
Пасажирський і вантажний на візках з жорсткою рамою, з люлечним піддушенням	-25	-57	-30

Відхилення шарнірів автозчепів відносно відносно горизонтальної осі розраховується за формулами:

$$b = \frac{(2l+n_a) \cdot n_a - l_{\text{Віз}}^2 - a^2}{2R}; \quad \hat{b} = \frac{(2\hat{l}+\hat{n}_a) \cdot \hat{n}_a - (l'_{\text{Віз}})^2 - a^2}{2\hat{R}}; \quad (4.8)$$

Для вагонів з чотиривісними візками замість $l_{\text{Віз}}^2$ та $(l'_{\text{Віз}})^2$ у формулі (4.8) треба підставити суму квадратів півбаз зчеплених вагонів:

$$l_{\text{Віз}}^2 = l_{\text{Віз2}}^2 + l_{\text{Віз4}}^2; \quad (l'_{\text{Віз}})^2 = (l'_{\text{Віз2}})^2 + (l'_{\text{Віз4}})^2, \quad (4.9)$$

де $l_{\text{Віз2}}^2$, $(l'_{\text{Віз2}})^2$ та $l_{\text{Віз4}}^2$, $(l'_{\text{Віз4}})^2$ — півбази двовісного та чотиривісного візка зчеплених вагонів відповідно.

Оцінка прохідності зчепу вагонів з типовими конструкціями автозчепу може робитися за допомогою обмежувального контуру (рис.4.3).

Прохідність забезпечування, якщо точка перетину значень кутів α та α' знаходиться всередині обмежувального контуру, утвореного відповідно обмежувальною лінією та осями координат, та не забезпечується при розташуванні зовні цього контуру.

Тепер знайдемо кут α та α' використавши формулу 4.6;

$$\alpha = 4,09^\circ + 5,43^\circ = 9,52^\circ$$

$$\alpha' = 4,09^\circ + 5,43^\circ = 9,52^\circ$$

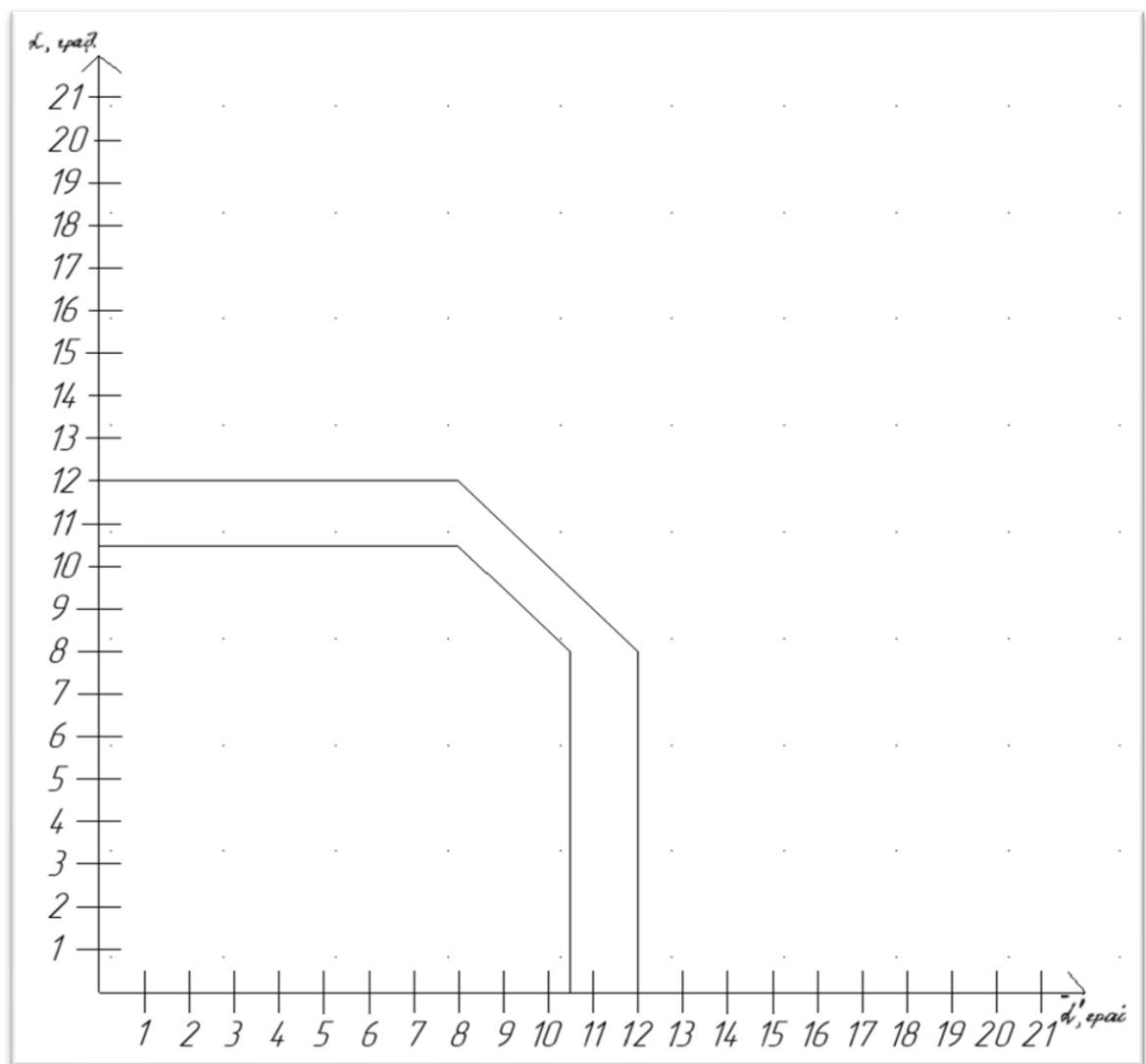


Рисунок 4.6 – Обмежувальний контур для оцінки прохідності зчепу

Після визначення кутів відхилення повздовжньої осі корпусів автозчепів розраховують мінімальну ширину вікна розетки 2В (рис.9.1), при якій зчеплені вагони проходять розрахункові радіуси та спряження ділянок колії без ускладнень.

Недостатня величина 2В може привести до вигину хвостовика корпусу або сходу вагона в кривій ділянки колії внаслідок поперечної сили в автозчехах. Тому перевірку ширини вікна розетки автозчепу при проектуванні вагона передбачено стандартом. З урахуванням отриманих за формулою (9.6) кутів відхилення можна виконати перевірку відповідності розрахункової та фактичної ширини розетки.

Розрахункова ширина вікна 2В визначається за формулою:

$$2B = 2 \cdot (a_m \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{B_x}{\cos \alpha}), \quad (4.10)$$

де 2В— розрахункова ширина вікна розетки автозчепу згідно з вимогами вона повинна бути не менше 240 мм;

a_m — відстань від центру повороту корпусу автозчепу до зовнішньої площини кінцевої (буферної) балки рами вагона, $a_m=285$ мм;

B_x — півширина хвостовика корпусу автозчепу в перетині, що співпадає з зовнішньою площиною кінцевої балки рами, $B_x=170$ мм.

Знайдемо 2В із формули 4.10;

$$2B = 2 \cdot \left(285 \cdot \operatorname{tg}(9,52^\circ) + \frac{170}{\cos(9,52^\circ)} \right) = 305,18 \text{ мм}$$

Робимо висновок, що все пораховано правильно и ширина вікна розетки автозчепу згідно з вимогами, більше 240 мм.

ВИСНОВОК

У дипломному проекті були розглянуті конструкція та техніко-економічні параметри вагона моделі 12-783 ,його призначення детальний опис та характеристика.

Також був розглянутий кузов вагона ,його ходові частини та опис і характеристика візка моделі 18-7055.Описано ударно-тягові пристрої, їх призначення та конструкція. Спроектовано та розроблено напіввагон моделі 12-783,а також його рама та бічна сторона. Також була спроектована та розроблена ось колісної при.

					033.200205.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

ЛІТЕРАТУРА

1. Шадур, Л. А. Вагоны: конструкция, теория и расчет: учеб. для вузов ж.-д. транспорта [Текст]/ Л.А.Шадур.– М.:Транспорт, 1980.– 439 с.

2.Лукин, В. В. Вагоны. Общий курс: Учебник для вузов ж.-д. транспорта [Текст]/ В.В. Лукин. – М.: Маршрут, 2004. – 424 с.

3. Вагони магістральні та промислового транспорту: Методичні вказівки до виконання лабораторних занять «Поглиналильні апарати рухомого складу залізниць» №664/Дніпропетр. націон. ун-т залізнич. трансп. імені академіка В.Лазаряна; Уклад.: М.О. Пастернак, А.Л. Пуларія, Л.П. Безовська.-Д.,2002. – 32с.

4. Методичні вказівки до лабораторних занять № 745 “Вписування вагона в габатит” та “Сили, що діють на вагон.” Мурадян Л.А., Безовська Л.П., В.О.Кушнір, Дн-ськ, 2006, 15с.