

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

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

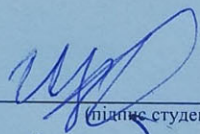
ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Вагони
 /Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР/
(підпис)

Дата 29.6.2023

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

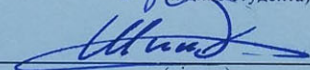
на тему: «Проект піввагона з поглибленою розробкою елементів ударно-тягових приладів»
за освітньою програмою: «Вагони та вагонне господарство»
зі спеціальності: «273 Залізничний транспорт»

Виконав: студент
групи «ВГ
20120»


(підпис студента)

/Володимир ШУМЄЄВ/
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/доц. Олександр ШИКУНОВ/
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент


(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: «Project of a gondola car with in-depth development of elements of shock-traction devices »

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:

/Volodymyr SHUMIEIEV/

Scientific Supervisor:

/Oleksandr SHYKUNOV/

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 Шумєєв Володимир Володимирович

1. Тема роботи: «Проект піввагона з поглибленою розробкою елементів ударно-тягових приладів»

Керівник роботи: Шикунів Олександр Анатолійович, доцент
затверджені наказом № 377 ст від 01.05.2023

2. Строк подання студентом роботи: 19.06.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вагон-прототип моделі 12-7019

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

4.1 Основна частина: Огляд конструкції вагона, розрахунок основних параметрів

4.2 Дослідна частина: Огляд пошкоджен автозчерного приладу

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)
1, 2	Шикунов О.А.		

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)

Володимир ШУМСЬВ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

доц. Олександр ШИКУНОВ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Відомість кваліфікаційної роботи

Кваліфікаційна робота першого (бакалаврського) рівня вищої освіти Шумєєва В.В. на тему: Проект піввагона з поглибленою розробкою елементів ударно-тягових приладів, складається з пояснювальної записки та 4 аркушів креслень.

Пояснювальна записка виконана на 60 сторінках, містить 11 ілюстрації, 6 таблиць, список літератури з 8 джерел.

Реферат

Шумєєв В.В Проект піввагона з поглибленою розробкою елементів ударно-тягових приладів: Кваліфікаційно робота – Український державний університет науки і технологій :Дніпро, 2023. 64с.

Кваліфікаційна робота виконана на 64 сторінках, містить 19 ілюстрації, 8 таблиць, список літератури з 4 джерел.

Робота складається з вступу, двох основних розділів, загальних висновків, списку літератури.

У вступі наведено актуальність, сучасний стан проблеми та ступінь її розв'язання. Визначено мету кваліфікаційної роботи.

В розділах розглянуто конструкцію піввагона на базі моделі 12-7019, виконано визначення техніко-економічних параметрів вагону, проведено вписування вагону в габарит 1-ВМ, виконано розрахунок вісі колісної пари та розрахунок поглинального апарату. Розглянуто конструкцію візків та ударно-тягових приладів.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. Напіввагон моделі 12-7019.....	8
1.1 Конструкція вагона	8
1.2 Техніко-економічні параметри вагона	10
1.3 Вписування вагоні в габарит.....	14
1.4 Розрахунок сил що діють на вагон.....	19
1.5 Ходові частини вагона.....	24
1.6 Розрахунок осі колісної пари.....	29
1.6 Ударно-тягові пристрої	34
1.7 Розрахунок проходження вагоном криволінійних ділянок колії.....	42
Висновок за розділом.....	52
2 Аналіз ударно-тягових приладів	53
2.1 Пошкодження автозчепу	53
2.2 Пошкодження інших елементів ударнотягових приладів	55
Висновок за розділом.....	56
Загальні висновки.....	58
Список літератури.....	60

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект піввагона з поглибленою розробкою елементів ударно-тягових приладів		
Розроб.		Шумеев В.					
Перевір.		Шикунов О.					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.		Рейдемейстер О.					
					Літ.	Арк.	Акрушіє
						6	55
					УДУНТ гр. ВГ20120		

ВСТУП

Вагоном називається одиниця залізничного складу, яка 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.

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

Напіввагон — 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)

Мета кваліфікаційної роботи — ознайомитись з характеристиками та конструкцією піввагона моделі 12-7019. В роботі буде визначено техніко-економічні показники вагона, проведення вписування проектного вагона в горизонтальну габаритну рамку. Також буде проведено розрахунки колісної пари та поглинального апарату. До всього вищеописаного буде представлений аналіз пошкоджень автозчепного обладнання.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Напіввагон моделі 12-7019

1.1 Конструкція вагона

Чотирихосний напіввагон моделі 12-7019 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 12-7019 (Рисунок 1.1.1). Він складається з кузова ходових частин, ударно-тягових приладів та гальмівного обладнання.

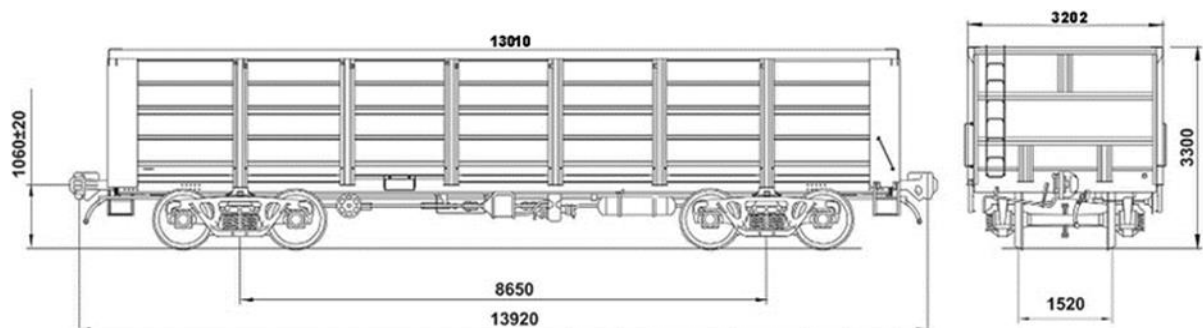


Рисунок 1.1 – Чотирихосний напіввагон моделі 12-7019

Технічні характеристики:

Габарит вагона - 1-ВМ.

Тара вагона складає 22,0 т.,

Вантажопідйомність - 72,0т.

Довжина вагона по осях зчеплення - 13920 мм,

Довжина кузова (внутрішня) - 12690 мм ,

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

База - 8650 мм ,

Висота від РГР - 3300 мм ,

Ширина -3202 мм.

Осьове навантаження - 23,5 тс.

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 ДСТУ 7530 або інші візки тип 2 ДСТУ 7530. Автозчеп СА-3.

Поглинаючий апарат класу Т1. Кузов напіввагона моделі 12-7019 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 об'язкам стін їх з'єднання посилено накладками.

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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, 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.

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.

1.2 Техніко-економічні параметри вагона

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:

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$V_y = \frac{V}{P} \quad (1.1)$$

де V - повний або геометричний кузов, м³;

P – маса вантажу, т.

$$V_y = \frac{77.5}{72} = 1.076 \frac{\text{м}^3}{\text{т}}$$

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

$$V_y = \frac{V_{\Pi}}{P} = \frac{V_{\varphi}}{P}$$

Коэффициент использования геометрического объема кузова введён для учёта факторов, влияющих на использование геометрического объёма 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 объёма 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 $\varphi = 1.14$

$$V_y = \frac{(75.5 \cdot 1.13)}{72} = 1.21 \frac{\text{м}^3}{\text{т}}$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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

$$k_T = \frac{T}{P} \quad (1.4)$$

$$k_{II} = \frac{22}{72 \cdot 1} = 0.305 \quad k_T = \frac{22}{72} = 0.305$$

Навантажувальний коефіцієнт тари є відношенням тари до фактично використовуваної вантажопідйомності вагона.

$$k_{II} = \frac{T}{P\lambda} \quad (1.5)$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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

$$k_{\Pi} = \frac{22}{72 \cdot 1} = 0.305$$

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.

$$P_o = \frac{T + P}{n_{\text{кп}}} \quad (1.7)$$

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

$$P_o = \frac{22 + 72}{4} = 23.5 \frac{\text{т}}{\text{ось}}$$

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 $2L_{\text{зч}}$:

$$g_{\text{пог}} = \frac{(T + P)}{2L_{\text{об}}} \quad (1.8)$$

$$g_{\text{пог}} = \frac{(22 + 72)}{13,92} = 6.752 \frac{\text{т}}{\text{м}}$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.3 Вписування вагоні в габарит

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 перерізу кузова:

$$2B1 = 2(B0 - E_k); \quad (3.1)$$

- для середнього перерізу кузова:

$$2B2 = 2(B0 - E_B); \quad (3.2)$$

- для основного (шкворневого) перерізу кузова:

$$2B3 = 2(B0 - E_o); \quad (3.3)$$

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

$B0$ – половина частина розглянутого розміру вагона по ДСТУ Б В.2.3-29:2011 на однаковій висоті H , мм;

E_k, E_B, 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) перерізу кузова:

$$E_o = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k1 - k3] - k, \quad (3.4)$$

- для внутрішнього (середина бази вагона) перерізу кузова

$$E_B = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k2 \cdot (2l - n) \cdot n + k1 - k3] - k + a \quad (3.5)$$

- для зовнішнього (кінцевого) перерізу кузова

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$E_k = (0.5 \cdot (S - d_r) + q + w) \cdot (2l + 2n/2l) + [k_2 \cdot (2l + n) \cdot n - k_1 - k_3] - k + \beta \quad (3.6)$$

Де S - максимальна ширина колії в кривій розрахункового радіусу, мм;

d_r – 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, $2L = 8,65$;

n – відстань від аналізованого поперечного перерізу вагона до його найближчого напрямного перерізу, м - $n = 4,325$;

при обчисленні E_k – $n = 2,18$ 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 ($p = 1.85$ 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 верхньої частини габарита 1-ВМ рухомого складу числові значення α и β приймають:

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

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\beta = 0$, якщо $2l \cdot n + n^2 - 0.25p^2 \leq 72$ 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 у формулах 3.4 – 3.6 у квадратних дужках отриманий результат має знак мінус, то розрахунок виконується за умов вписування в розмір на прямий.

$$E_{оп} = E_{вп} = 0.5 \cdot (S_{п} - d_{г}) + q + w; \quad (3.7)$$

$$E_{кп} = [0.5 \cdot (S_{п} - d_{г}) + q + w] \cdot (2l + 2n) / 2l. \quad (3.8)$$

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

Величини горизонтальних поперечних переміщень $(q + w)$ наведено у табл. 3.1.

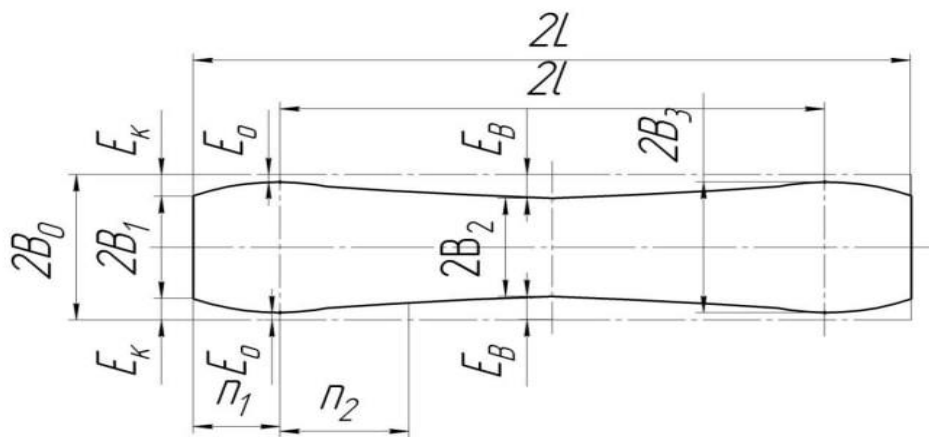


Рис. 3.1 Горизонтальная габаритная рамка строительного очертания вагона.

Таблиця 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

Определяем знак в квадратных скобках формул 3.4 – 3.6:

$$[k1-k3]=0.625*1.85*1.85-180=-178<0$$

$$[k2 \cdot (2l - n) \cdot n + k1 - k3] = 2.5 \cdot (8.65 - 5) \cdot 5 + 0.625 \cdot 1.85 \cdot 1.85 - 180 = -132,2 < 0$$

$$[k2 \cdot (2l + n) \cdot n - k2 - k3] = 2.5 \cdot (8.65 + 5) \cdot 5 - 0.625 \cdot 1.85 \cdot 1.85 - 180 = -136,5 < 0$$

Оскільки вирази в дужках мають знак мінус, розрахунок обмеження півширини вагона в цих секціях будуть проводитися за формулами 3.7, 3.8:

$$E_{оп} = E_{вп} = 20.5 + 31 = 51.5 \text{ мм.}$$

$$E_{кп} = [20.5 + 31] \cdot (8,65 + 2 \cdot 2,5) / 8,65 = 5 \text{ мм}$$

Зменшення відстані до розділу терміналу з кроком 1 м, розрахунок обмеження половини ширини на ділянці від основного до кінцевого розділу по формулі 3.8. Результати заносимо в таблицю. 4.1.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Таблиця 1.2 – Обмеження напівширини вагона

Найменування	n – відстань від шкворневого перерізу, м	E – обмеження, мм	Позначення обмеження відповідної зони вагона
Консольна частина	2,5 1,5	5 4	E_K
Шкворень	0	51,5	E_0
Середина вагона	7,3	51,5	E_B

Визначаємо максимальну ширину верхнього будівельного контуру вагона, за формулами 3.1–3.3 при $B_0 = 1700$ мм:

- для кінцевого перерізу кузова:

$$2B1=2(1700-5) = 3390 \text{ MM}$$

- для середнього та шворневого перерізу кузова:

$$2B1=2(1700-51.5) = 3297 \text{ MM}$$

По результатам розрахунку будемо горизонтальну габаритну рамку

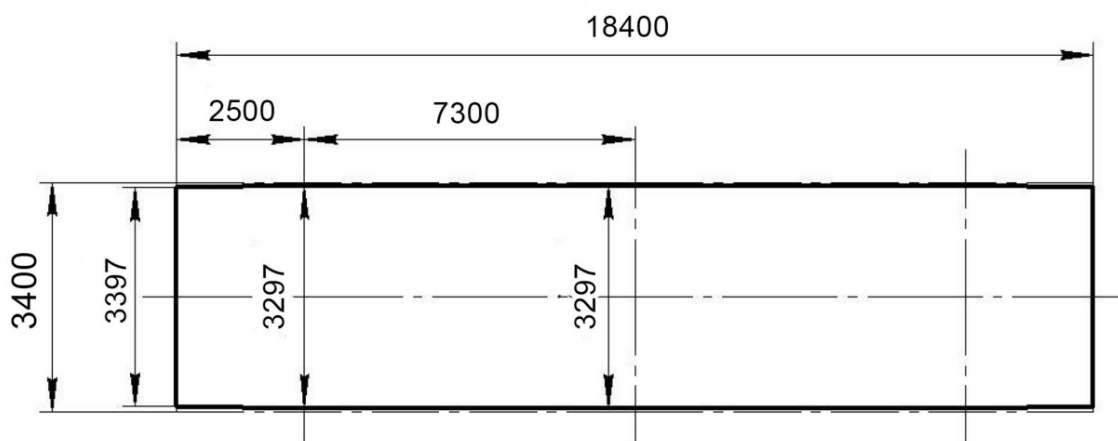


Рисунок 4.1 — Горизонтальна габаритна рамка.

За результатами розрахунків вагон вписується в габарит 1-ВМ.

1.4 Розрахунок сил що діють на вагон

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:

$$P_{\text{ст}} = (T + P) \cdot g; \quad (5.1)$$

де T - тара вагона, $T = 22\text{т}$;

P - вантажопідйомність вагона, $P = 72\text{ т}$;

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

$$P_{\text{ст}} = (22+72) \cdot 9,81 = 922 \text{ , кН}$$

Вертикальне динамічне навантаження:

$$P_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \cdot P_{\text{ст}} \quad (5.2)$$

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

$$k_{\text{дв}} = \frac{\bar{k}_{\text{дв}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1-P(k_{\text{дв}})}}, \quad (5.3)$$

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$P(k_{\text{дв}})$ – 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:

$$\bar{k}_{\text{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{v-15}{f_{\text{ст}}}, \quad (5.4)$$

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:

$$b = \frac{n+2}{2 \cdot n}, \quad (5.5)$$

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

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

v - розрахункова швидкість руху вагона, $v = 33,3 \text{ м/с}$;

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

Тоді:

а) для кузова вагона:

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$P_{\text{д}} = 0,367 \cdot 922,14 = 338 \text{ кН.}$$

б) для обресорених частин візка:

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

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

в) для необресорених частин візка:

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

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

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:

$$H_{\text{ц}} = \eta \cdot P_{\text{бр}}, \quad (5.6)$$

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

$P_{\text{бр}}$ – маса брутто вагона

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

Рівнодіюча сила тиску вітру:

$$H_{\text{в}} = \omega \cdot F, \quad (5.8)$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

де ω – тиск вітру, $\omega = 0.500$ кПа;
 F – площа бічної проекції кузова:

$$F = (h_k - h) \cdot 2L, \quad (5.9)$$

h_k – висота кузова, $h_k = 2,045$ м; Тут треба брати висоту габариту.

Для 1-ВМ = 4,7 м

h – висота від рівня головок рейок до ковзунів, $h = 1,060$ м;

$2L$ – Довжина кузова вагона, $2L = 12,69$ м.

$$F = (2,06 - 1,060) \cdot 12,69 = 12,69 \text{ м}^2,$$

$$H_B = 0,500 \cdot 12,69 = 6,345 \text{ кН}.$$

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

$$P_6 = \frac{H_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} + H_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}}}{m_0 \cdot 2b_2}, \quad (5.10)$$

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 докладання рівнодіючої бічної сили, що приймається для вантажних вагонів

$h_{\text{ц}} = h_{\text{в}} = 1,7$ м.

$$P_6 = \frac{69,15 \cdot 1,7 + 6,345 \cdot 1,7}{4 \cdot 1,85} = 17,3 \text{ кН},$$

Дію навантажень, що діють на вагон, показано на рис. 5.1.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

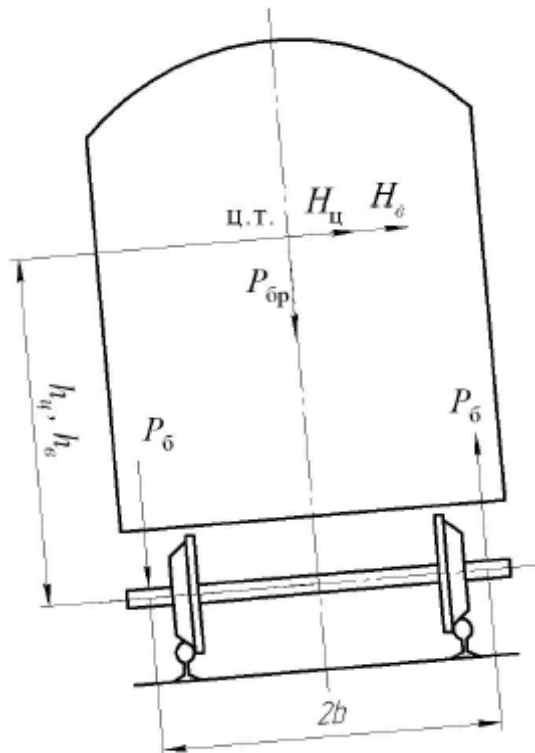


Рис.5.1 Схема сил, що діють на вагон

Також при розрахунку вагонів необхідно враховувати поздовжні сили взаємодії між вагонами N , які згідно [1]:

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:

$$P_T = \eta_T \cdot P_{бр}, \quad (5.11)$$

де η_T - коефіцієнт,

$$\eta_T = \frac{j}{g}, \quad (5.12)$$

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;

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

1.5 Ходові частини вагона

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 зношуванню 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-ЦЛ-0062», 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.

Вписування в криві великих радіусів (порядку 500 м і більше) здійснюється за рахунок різниці діаметрів коліс 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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

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 гребнем 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 наростання сили крипа зі зростанням відносного прослизання колеса по рейці. Задля підтримки профілю ж.д. коліс, що забезпечують нормальний рух, застосовується обточування коліс, а у разі бандажних коліс – і зміна бандажів. Основний параметр колісної пари - це відстань між внутрішніми поверхнями гребнів 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'являються до колісних пар, розроблені та існують правила формування та ремонту колісних пар, що строго нормують весь технологічний процес: токарну та фрезерну обробку заготовок (зокрема навіть радіуси жолобників, клас чистоти обробленої поверхні), температурні режими при формуванні колісних пар, допуски, посадки тощо.

Букса є сполучною ланкою між колісною парою та рамою вагона, локомотива або їх візком. Для обмеження переміщення буксу має напрямні, повідці, шпінтони або жорстко з'єднується з рамою візка або коловою парою. Для запобігання забрудненню мастила буксу має ущільнюючий пристрій. Щелепна букса - коли вона вільно вставлена в спеціальний виріз у рамі візка.

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

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

Гасителі коливань призначені створення сил, які забезпечують усунення чи зменшення амплітуди коливань вагонів чи його частин.

На дорогах найбільшого поширення набули гідравлічні та фрикційні гасники коливань. Принцип дії гідравлічних гасників полягає в послідовному переміщенні в'язкої рідини під дією сил, що розтягують або стискають, за допомогою поршневої системи з однієї порожнини циліндра в іншу.

У фрикційних гасителях коливань сили тертя виникають при вертикальному та горизонтальному переміщеннях клинів гасника, що труться об фрикційні планки, укріплені на колонках боковин візків.

В якості ходових частин вагону вибираємо візки моделі 18-7055.

Візок складається з колісних пар з циліндричними роликовими підшипниками або здвоєними циліндричними підшипниками CRU-Дуплекс в корпусі букси; бокових рам і надресорної балки посиленої конструкції; комплекту центральної лінійної ресорної підвіски, до якого входять циліндричні пружини з клиновими гасниками коливань; гальмівної важільної передачі.

За вимогою візок комплектується зносостійкими елементами та ковзунами постійного контакту. Передачі вертикальних зусиль від кузова вагону на візок відбувається через підп'ятник і скользуны, а горизонтальних через підп'ятник і шкворень. Для регулювання швидкості рух використовується гальмівне устаткування з одностороннім натисненням на колесо.

					ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

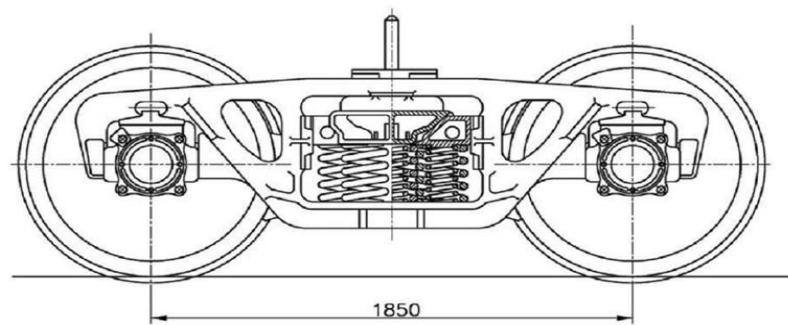


Рис. Візок моделі 18-7055

Бічна рама візка виконана у вигляді сталевих відливаних, в середній частині якої розташований отвір для ресорного комплексу, 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 супротивляються 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 комплексу. 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 зрубається в відповідності з фактичною відстанню між зовнішніми щелепами буксових прорізів. Підбір бічних рам при складанні візків виробляють за кількістю шишок, що гарантує дотримання

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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.

1.6 Розрахунок осі колісної пари

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.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Таблиця

Основні розміри осей

Тип осі, мм	<11 - диаметр шейки, мм	(12 - диаметр предподсту- пичной части, мм	(13 - диаметр подступичной	(14 - диаметр оси в средней части, мм	11 - длина шейки, мм	11 - общая длина оси, мм	b2 - база оси, мм	Допустимая статическая нагрузка от колесной пары на рельс, т	
								гр. вагон	пассе, вагон
РУ1	130	165	194	172	176	2294	2036	23,5	18
РУ1Ш					190	2216			

Для розрахунку на міцність колісної пари, як і будь-якої іншої частини вагона, необхідно: - визначити чинні на неї сили; - встановити напруження, 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.

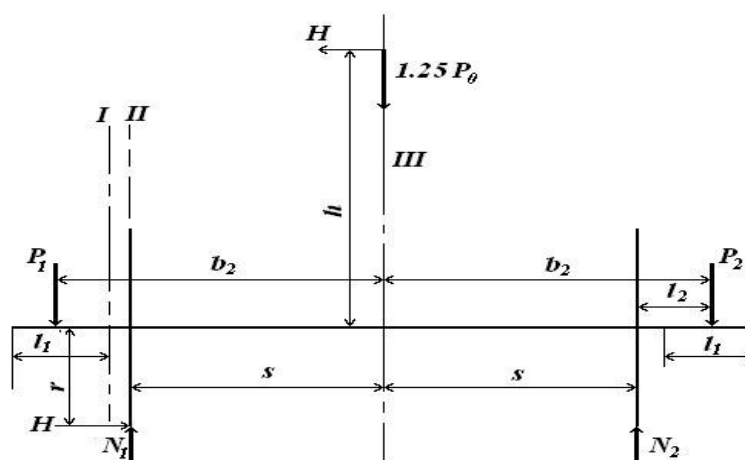


Рис. Розрахункова схема

У методі ЦНДІ-НІБ прийнято навантаження осі двома силами: вертикальній $1.25P_0$ та горизонтальній $H = 0.5P_0$, де 1.25 – коефіцієнт, що враховує дію вертикальної динамічного навантаження;

P_0 - Статичне навантаження на вісь від ваги вагона брутто, зазвичай обчислювана за формулою

$$P_0 = \frac{P_{бр} - m_{кп} \cdot n_{кп}}{n_{кп}} \cdot g \quad (6.1)$$

Використовуйте можливості редактора формул, бо у вас індекси стоять не вірно тут і по тексту взагалі

$$P_0 = \frac{P_{бр} - m_{кп} n_{кп}}{n_{кп}} \cdot g \quad (6.1)$$

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

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

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

$$P_{бр} = T + P, \quad (6.2)$$

T - тара вагона, $T = 22$ т;

P - вантажопідйомність вагона, $P = 72$ т.

$$P_{бр} = 22 + 72 = 94 \text{ т.}$$

Тоді:

$$P_0 = \frac{94 - 4 \cdot 1.2}{4} \cdot 9.81 = 218$$

Розрахункові сили викликають навантаження:
лівої шийки осі

$$P_1 = \frac{1.25 \cdot P_0}{2} + H \frac{h}{2L_2} = \left(1.25 + \frac{h}{2L_2} \right) \cdot \frac{P_0}{2}, \text{ Кн}$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Правої шийки осі

$$P1 = \frac{1.25 * P0}{2} - H \frac{h}{2L2} = \left(1.25 - \frac{h}{2L2}\right) * \frac{P0}{2}, \text{ Кн}$$

Де: $2L2$ - Відстань між серединами шийок (база) осі, $2L2 = 2.036$ 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.

$$M1 = \left(1.25 + \frac{1.45}{2036}\right) \left(\frac{0.176}{2} + 0.0005\right) * \frac{218}{2} = 18,9 \text{ кН} * \text{м};$$

$$M2 = \left[\left(1.25 + \frac{1.45}{2036}\right)\right] (1018 - 0.79) + 0.45 * \frac{218}{2} = 97,8 \text{ кН} * \text{м};$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$M_3 = \left[1.25(1.018 - 0.79) + \frac{0.45}{2} \right] * \frac{218}{2} = 55,5 \text{ кН} * \text{м}.$$

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

де W_i - момент опору перерізу в i -му сеченні

$$W_i = \frac{\pi d_i^3}{32}$$

$[\sigma_i]$ - допустимі напруги в перерізі;

$i=1; 2; 3$,

висловимо діаметр

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 M_i}{\pi [\sigma_i]}}$$

Допустиме напруження приймаємо по табл.

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

Визначаємо найменші діаметри осі, що допускаються:

- шийки

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 * 19.3}{3.14 * 140 * 1000}} = 0.112 \text{ м};$$

- підступічної частини

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

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

середини осі

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

Отримані в результаті розрахунку діаметри колісної осі відповідно під проєктованим вагоном можна використовувати типові колісні пари.

1.6 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.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Прилади призначені для безпосереднього з'єднання вагонів і локомотивів, називаються зчіпкою.

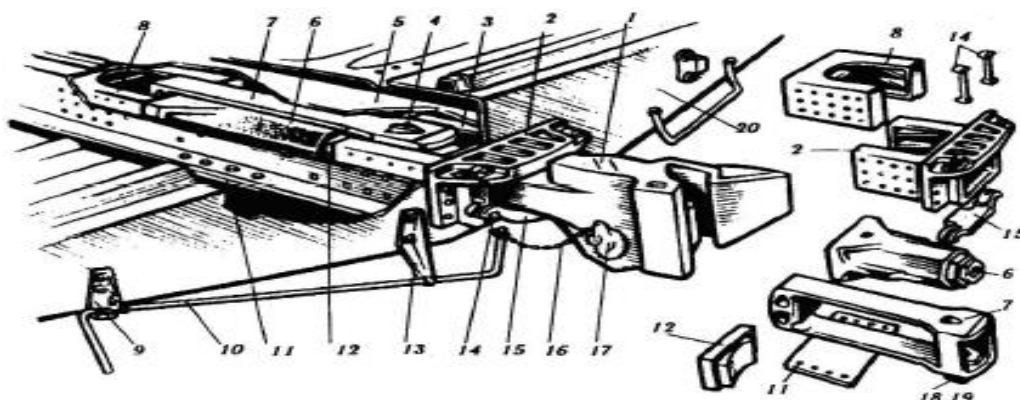


Рис. 12.1. Розміщення деталей автозчіпного обладнання вагона

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 полочкою, 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 Замкодержак 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.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

У порожнистої частини 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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пальцем про підйомник за нижнє плече ж повертає запобіжник 11, піднімаючи тим самим його верхнє плече е, і веде замок всередину кишені при автозчепу.

Розчіпна кутон н Замкодержаки 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 проектного 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.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

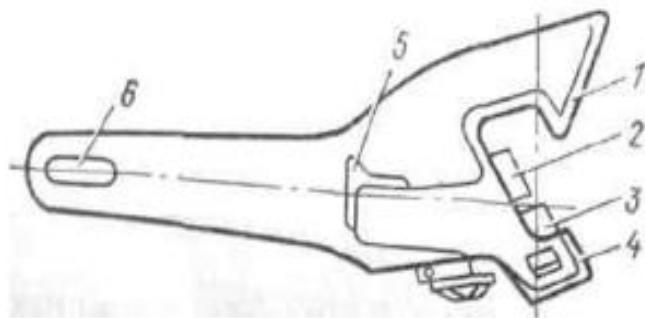


Рис.12.2 Автозчеплення

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 упругого 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 поличці і проходить над упором противаги Замкодержаків. Просуваючись далі в зев, малі зуби переміщують всередину кишені замки, які перекочуються своєї дугового 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 полички, забезпечуючи запобігання автосцепок від саморозчеплення. У такому положенні зчеплених автозчепів замки не можуть увійти всередину кишень, так як торці верхніх

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

плечей запобіжників, розташованих на поличках, 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.

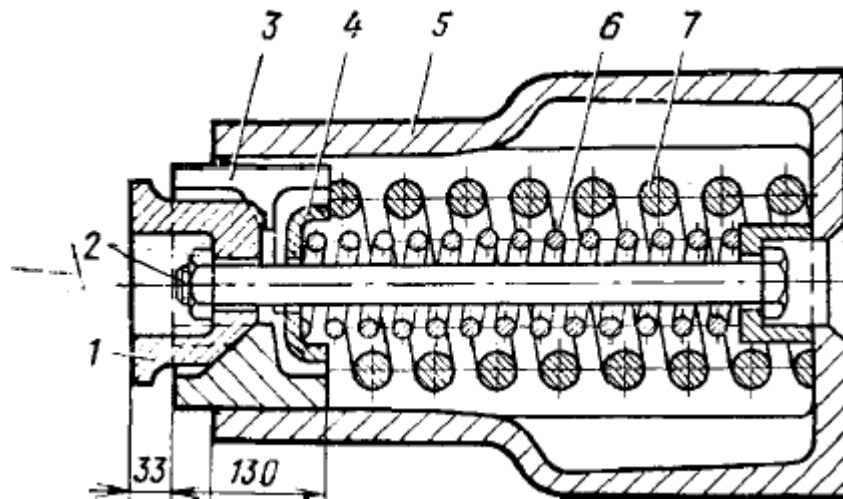


Рис. 12.3 Поглинаючий апарат

Поглинаючий апарат (рис. 12.3) 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 з інший забезпечують розпір клинів. Такий розпір називають клиновим. Гасіння енергії в цих апаратах відбувається, в основному, за рахунок тертя фрикційних клинів об корпус апарату.

1.7 Розрахунок проходження вагоном криволінійних ділянок колії

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 $\dot{B}$. 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.

$$B \geq y_{\text{зовн}} + \lambda \quad (9.1)$$

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 чотирирівнісний 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;

$$B \geq \frac{n \cdot (2l+n) - l_{\text{віз}}^2}{2R} + \lambda, \quad (9.2)$$

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

$2l$ — база вагона, в метрах;

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

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;

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 колісковим підвішуванням	10

R — розрахункові радіуси кривих ділянок колії (табл.9.2), в метрах.

Розрахункові радіуси кривих для перевірки зчеплення та прохідності вагонів

Таблиця 9.2

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

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:

$$B = \dot{B}[1,655 \cdot \sin(65^\circ - \beta_o') - 0,5], \quad (9.4)$$

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

$$\beta_0 = \frac{l+n}{R} \cdot 57,3^\circ \quad (9.5)$$

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

Спочатку знаходимо ліву частину із формули 9.2 а саме B ;

Знаходимо n ;

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

Із формули 9.5 знаходимо β_0 ;

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

Із формули 9.4 знаходимо B ;

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

Рахуємо праву частину формули 9.2;

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

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.9.2).

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.9.1), які для кожного вагона зчепу визначаються за формулами:

$$\alpha = \beta + \gamma, \quad \acute{\alpha} = \acute{\beta} + \gamma, \quad (9.6)$$

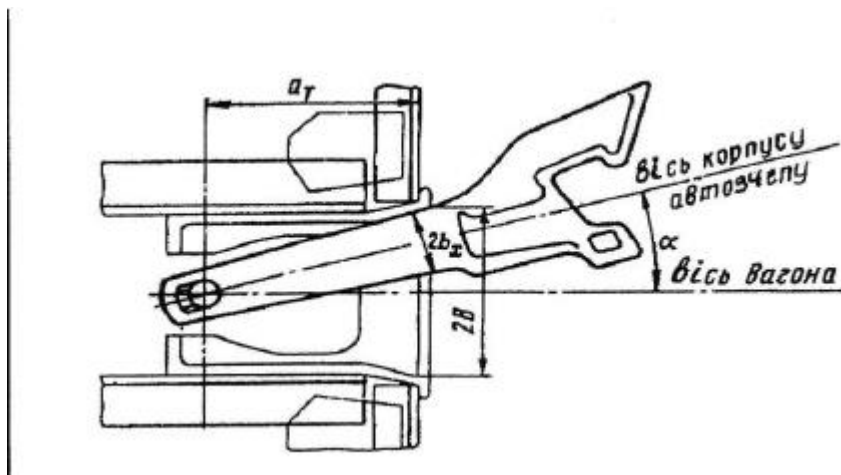


Рис.9.1 Схема визначення ширини вікна розетки

При найбільш несприятливому розташуванні в S-подібній кривій (рис.9.2) кути відхилення осей вагонів β, β' і автозчепів γ відносно горизонтальної осі визначаються так.

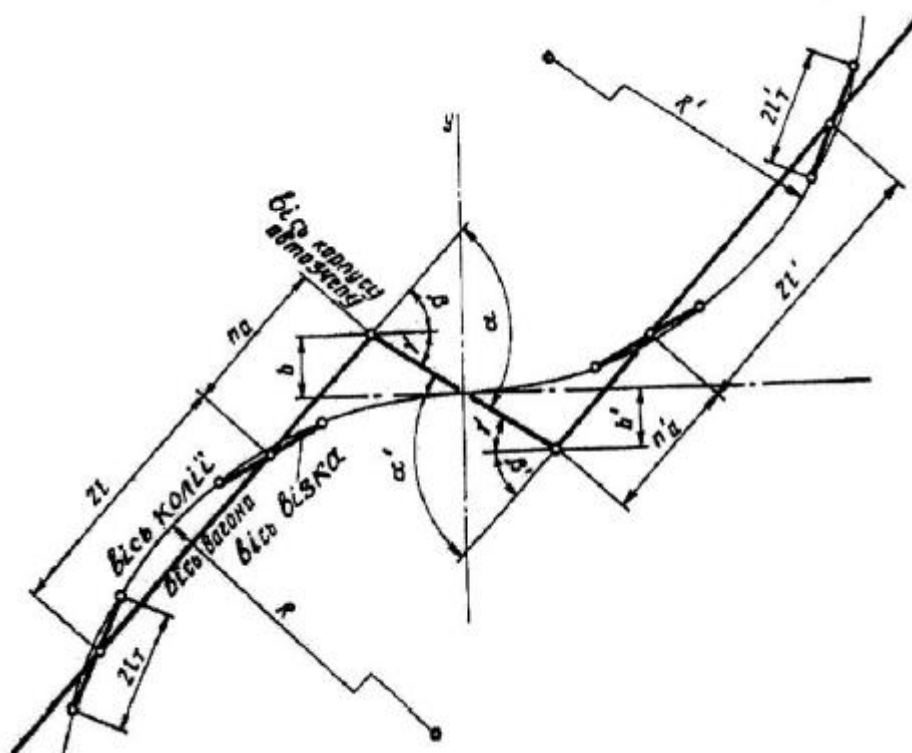


Рис. 9.2 Схема несприятливого розташування осей вагонів, візків і автозчепів відносно осі S-подібної кривої

$$\beta = \arctg \frac{l+n_a+a}{R}; \quad \beta' = \arctg \frac{l'+n'_a+a}{R}; \quad \gamma = \arcsin \frac{b+b'+\xi}{2a}, \quad (9.7)$$

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,

$$n_a = n - a;$$

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

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 $\dot{R}$ — розрахункові радіуси кривої (табл.9.2);

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

b та $\dot{b}$ — відхилення шарнірів автозчепів відносно горизонтальної осі.

Із формули 9.7 знаходимо $\beta, \dot{\beta}, \gamma$;

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

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

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

Для того, щоб знайти $b, \dot{b}$ використовуємо формулу 9.8;

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

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

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Таблиця 9.3

Тип вагона	Значення ξ в мм, при проході		
	спряже- ння 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 підвешанням	-25	-57	-30

Відхилення шарнірів автозчепів відносно відносно горизонтальної осі розраховується за формулами:

$$b = \frac{(2l+n_a) \cdot n_a - l_{\text{вiз}}^2 - a^2}{2R}; \quad \hat{b} = \frac{(2\hat{l}+\hat{n}_a) \cdot \hat{n}_a - (l'_{\text{вiз}})^2 - a^2}{2\hat{R}}; \quad (9.8)$$

Для вагонів з чотиривісними візками замість $l_{\text{вiз}}^2$ та $(l'_{\text{вiз}})^2$ у формулі (9.8) треба підставити суму квадратів півбаз зчеплених вагонів:

$$l_{\text{вiз}}^2 = l_{\text{вiз2}}^2 + l_{\text{вiз4}}^2; \quad (l'_{\text{вiз}})^2 = (l'_{\text{вiз2}})^2 + (l'_{\text{вiз4}})^2, \quad (9.9)$$

де $l_{\text{вiз2}}^2$, $(l'_{\text{вiз2}})^2$ та $l_{\text{вiз4}}^2$, $(l'_{\text{вiз4}})^2$ — півбази двовісного та чотиривісного візка зчеплених вагонів відповідно.

Оцінка прохідності зчепу вагонів з типовими конструкціями автозчепу може робитися за допомогою обмежувального контуру (рис.9.3).

Прохідність забезпечування, якщо точка перетину значень кутів α та $\acute{\alpha}$ знаходиться всередині обмежувального контуру, утвореного відповідно обмежувальною лінією та осями координат, та не забезпечується при розташуванні зовні цього контуру.

Тепер знайдемо кут α та $\acute{\alpha}$ використавши формулу 9.6;

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

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

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

Недостатня величина $2B$ 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 $2B$ визначається за формулою:

$$2B = 2 \cdot (a_m \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{B_x}{\cos \alpha}), \quad (9.10)$$

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

де $2B$ — 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 $2B$ із формули 9.10;

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

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

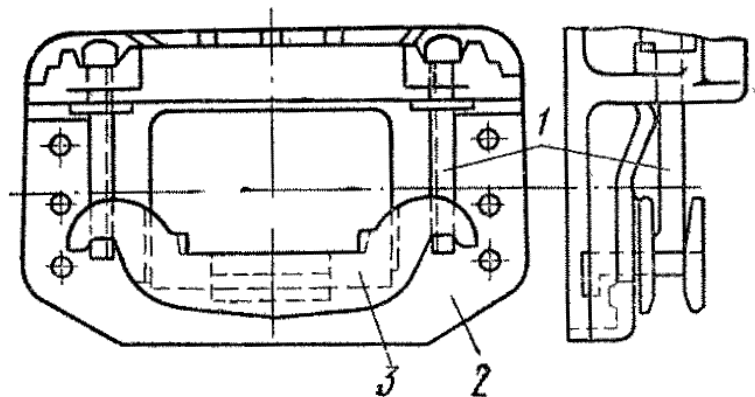


Рис. Розетка автозчепу

Висновок за розділом

В першому розділі було розглянуто конструкцію піввагону моделі 12-7019 та його основних вузлів.

Для вагону визначено основні технічні та техніко-економічні параметри: конструктивний коефіцієнт тари вагону склав 0,305; питомий об'єм кузова – 1,076 м³/т; погонне навантаження від вагону на рейки 6,752 кН/м; осьове навантаження – 23,5 кН.

Виконано вписування вагону в габарит 1-ВМ. Максимальна ширина кузова піввагона моделі 12-7019 – $2B = 2986$ мм, що менше розрахованих розмірів будівельного верхнього обрису основного та внутрішнього перерізів – 3297 мм, та зовнішнього перерізу – 3297 мм. Отже вагон моделі 12-7019 вписується в габарит 1-ВМ.

Розглянуто конструкцію ходових частин, що використовуються під вагоном.

Проведено перевірку можливості використання типових осей під вагоном моделі 12-7019. Для цього визначені необхідні діаметри шийки, підматочинної та середньої частини осі. Вони склали відповідно 111 мм, 182 мм та 153 мм, що менше за діаметри типових осей 130 мм, 194 мм та 172 мм. Отже під проєктованим вагоном можна використовувати колісні пари з типовими осями.

Розглянуто конструкцію ударно-тягових приладів, що використовуються на вагоні. Для них виконано перевірку працездатності автозчепного приладу на криволінійних ділянках клоії.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

2 Аналіз ударно-тягових приладів

Якщо розподілити види несправностей за функціональними вузлами: корпус автозчепу, механізм автозчепу, упряжний пристрій, поглинальний апарат, ударно-центруючий пристрій та розчіпний привод, маємо, що більшість несправностей, характерних для поглинального апарату та корпусу автозчепу, складає близько 85 %. Близько 7 % відсотків займають несправності ударно-центруючого пристрою, 6 % — несправності упряжного пристрою, та близько 1 % — пошкодження механізму автозчепу та розчіпного приводу.

2.1 Пошкодження автозчепу

З моменту впровадження автозчеплення СА-3 і подальшого переведення на нього всього рухомого складу минуло більше 90 років. За цей час конструкція не отримала значних змін.

В останні роки у зв'язку зі збільшенням маси поїздів і збільшенням обсягів вантажів посилено елементи зчеплення. Запропоновано нову конструкцію розчепленого приводу, щоб запобігти падінню зчепленого кузова на колію при його розриві. Проходить експлуатаційні випробування автозчепний пристрій типу СА-4, розробки ВНИИЖТ та Уралвагонзаводу. З'явилися нові типи поглинальних апаратів, значно підвищеної енергоємності. Але аналіз стану несправностей автозчепів СА-3, що потрапили до технічного обслуговування, показує необхідність додаткової уваги до окремих вузлів з метою підвищення їх надійності.

Перелік дефектів корпусу автозчепу, що ремонтується:

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

а) наплавлення зношеної торцевої поверхні хвостовика, дефект 1, якщо довжина хвостовика менше 645 мм для автозчеплення СА-3. Після наплавлення довжина хвостовика повинна бути не менше 650 мм;

б) наплавлення зношених поверхонь хвостовика, дефекту 2 і дефекту 3, з глибиною зносу від 3 мм до 8 мм.

в) зварювання тріщини в хвостовику на ділянці від головки автомуфти (включаючи перехідну зону) до отвору для клина тягового хомута загальною довжиною до 100 мм для корпусів, які пропрацювали більше 20 років і не більше 150 мм для інших корпусів. Раніше вирізані і зварені тріщини враховуються, якщо на цій зварюванні є повторна тріщина. При цьому загальний розмір тріщин включає всю довжину раніше виконаної зварювання; Дефект 4.

г) наплавлення зношених тягових поверхонь малого, дефекту 8 і великого зуба, дефекту 5. Наплавлення ударної поверхні дрібного зуба, дефект 7, а глотка, дефект 6, за умови зносостійкості або твердості шару металу при усуненні дефектів 5; 7;8, повинен бути не менше 250 НВ для вантажних вагонів і не менше 450 НВ для рефрижераторних вагонів. Глибина зносу від 3 мм до 8 мм.

д) зварювання тріщин в кутах вікон для замку і дефекту замка 9, за умови, що після різання вони не виходять: - у верхніх кутах вікна для замку на горизонтальній стінці поверхні головки; - у верхньому кутку вікна - для верхнього ребра збоку великого зуба.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

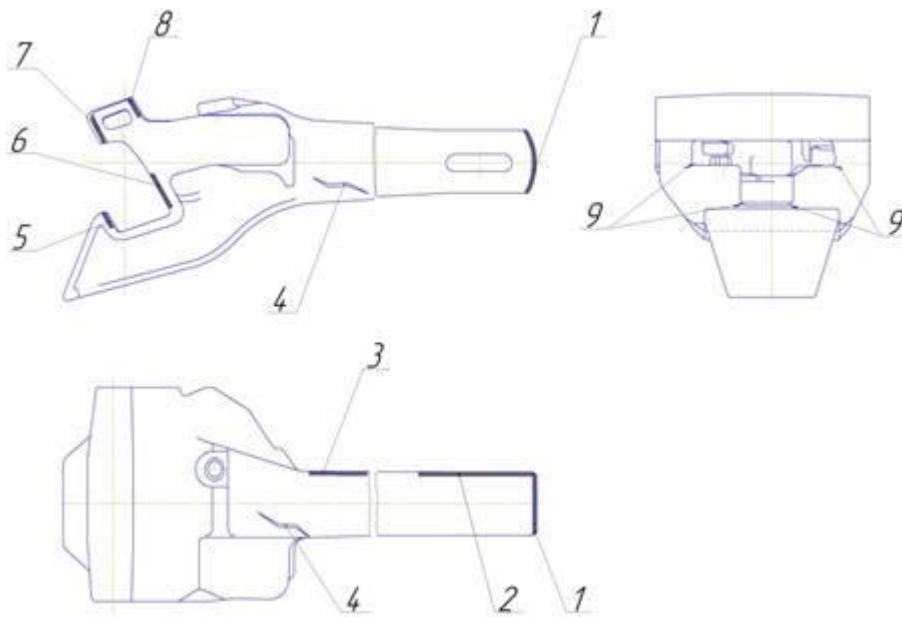


Рис. Дефекти корпусу автозчепу

2.2 Пошкодження інших елементів ударнотягових приладів

До несправностей поглинального апарату відносяться: тріщини корпусу апарату, причинами яких є дефекти металу під час виготовлення, зноси та перевищення допустимих навантажень під час співударяння вагонів, злам пружин, викликаний механічними пошкодженнями від діючих сил. Необхідно зазначити, що несправності такого типу ремонту не підлягають.

Найбільш небезпечними з точки зору забезпечення безпеки руху є тріщини в корпусі автозчепу, виникає можливість обриву та падіння частини корпусу на колію, причиною появи тріщин є дефекти матеріалу, перевищення норм повздовжніх зусиль під час виконання маневрових робіт, помилки машиніста при управлінні потягом. Допускається ремонтувати корпус автозчепу, якщо тріщина не перевищує певних норм.

Найбільша частка несправностей припадає на пошкодження тягового хомута 37 %, причиною таких несправностей є дефекти виготовлення та механічні пошкодження від навантажень. Близько 23 % несправностей

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

пов'язані зі зломом або тріщиною клина тягового хомута, що викликано механічними пошкодженнями останнього. Злами та тріщини упорної плити викликані, як і попередні несправності, дефектами матеріалів та великими динамічними навантаженнями, що притаманні роботі автозчепного пристрою.

Обриви та послаблення болтів підтримуючої балки, а також порушення кріплення клина переважно обумовлені допустимими зміщеннями та перекосами упряжного пристрою у вертикальній і горизонтальній площинах, що викликані різницею висот автозчепів, та приводять до додаткових динамічних навантажень на елементи кріплення та їх руйнування.

Тріщини та злами підтримуючої планки можуть бути викликані дефектами матеріалу, а також значними зусиллями у вертикальній площині ударного характеру. Знос підтримуючої планки та нижньої штаби тягового хомута виникає безпосередньо за рахунок їх прямого контакту і становить приблизно 11 % від несправностей упряжного пристрою.

Вказані несправності та їх наслідки потребують додаткових досліджень і розробки ряду заходів із запобігання, а також створення удосконаленої конструкції з метою зменшення витрат на ремонт та відновлення вузлів автозчепу

Висновок за розділом

У другому розділі розглянуто несправності, що виникають елементах ударно-тягових приладів. При цьому основну увагу приділено корпусу автозчепу, як одному з найвідповідальніших вузлів.

Визначено, що для корпусу автозчепу можна виділити три групи пошкоджень, а саме

- тріщини хвостовика;

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- знос поверхонь зеву та зубів голови автозчепу;
- знос поверхонь хвостовика.

Були розглянуті причини виникнення пошкоджень інших елементів ударно-тягових приладів.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальні висновки

В першому розділі було розглянуто конструкцію піввагону моделі 12-7019 та його основних вузлів.

Для вагону визначено основні технічні та техніко-економічні параметри: конструктивний коефіцієнт тари вагону склав 0,305; питомий об'єм кузова – 1,076 м³/т; погонне навантаження від вагону на рейки 6,752 кН/м; осьове навантаження – 23,5 кН.

Виконано вписування вагону в габарит 1-ВМ. Максимальна ширина кузова піввагону моделі 12-7019 – $2B = 2986$ мм, що менше розрахованих розмірів будівельного верхнього обрису основного та внутрішнього перерізів – 3297 мм, та зовнішнього перерізу – 3297 мм. Отже вагон моделі 12-7019 вписується в габарит 1-ВМ.

Розглянуто конструкцію ходових частин, що використовуються під вагоном.

Проведено перевірку можливості використання типових осей під вагономх моделі 12-7019. Для цього визначені необхідні діаметри шийки, підматочинної та середньої частини осі. Вони склали відповідно 111 мм, 182 мм та 153 мм, що менше за діаметри типових осей 130 мм, 194 мм та 172 мм. Отже під проєктованим вагоном можна використовувати колісні пари з типовими осями.

Розглянуто конструкцію ударно-тягових приладів, що використовуються на вагоні. Для них виконано перевірку працездатності автозчепного приладу на криволінійних ділянках клонії.

В другому розділі розглянуто насправності, що виникають елементах ударно-тягових приладів. При цьому основну увагу приділено корпусу автозчепу, як одному з найвідповідальніших вузлів.

Визначено, що для корпусу автозчепу можна виділити три групи пошкоджень, а саме

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

- тріщини хвостовика;
- знос поверхонь зеву та зубів голови автозчепу;
- знос поверхонь хвостовика.

Були розглянуті причини виникнення пошкоджень інших елементів ударно-тягових приладів.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список літератури

1. Вагони / Под ред. Шадура Л.А., М.: Транспорт, 1980, 433с.
2. Методичні вказівки №945 «Вписування вагона в габарит» та «Сили, що діють на вагон». Мурадян Л.А., Рейдемейстер О.Г., Кушнір В.О., Днськ, 2006, 15с.
3. Методичні вказівки №708 "Автозчеи рухомого складу залізниць". Пастернак М.О., Безовська Л.П., Дн-ськ, 2002, 34с.
4. Методичні вказшки №664 "Поглинаючі апарати рухомого складу залізниць". Пастернак М.О., Пуларія А.Л., Безовська Л.П., Дн-ськ, 2002, 32с.

					033.200204.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		