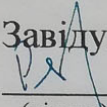


Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Вагони

(підпис) /Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР/

Дата 22.6.23

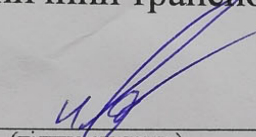
Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

на тему: «Проект критого вагона з поглибленою розробкою ударно-тягових приладів»

за освітньою програмою: «Вагони та вагонне господарство»

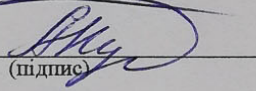
зі спеціальності: «273 Залізничний транспорт»

Виконав: студент
групи «ВГ 1911»


(підпис студента)

/Кирило ІВЧЕНКО/
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/доц. Андрій ПУЛАРІЯ/
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

(підпис)

//

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Консультанти:

(назва розділу)

(підпис)

//

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу)

(підпис)

//

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу)

(підпис)

//

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу)

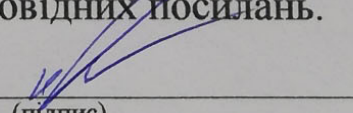
(підпис)

//

(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: «The project of a covered car with in-depth development of impact and 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 1911:

/Kyrylo IVCHENKO/

Scientific Supervisor:

/Andrii PULARIIA/

Normative controller:

//

Supervisors

(Chapter title heading)

// _____
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

// _____
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

// _____
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

// _____
(position, name, surname)

Dnipro – 2023

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»

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу бакалавра
студенту Івченко Кирило Геннадійович

1. Тема роботи: «Проект критого вагона з поглибленою розробкою ударно-тягових приладів»

Керівник роботи: Пуларія Андрій Луарсабович, доцент
затверджені наказом № 377 ст від 01.05.2023

2. Строк подання студентом роботи: __.__.202__ р.

3. Вихідні дані до роботи: _____

1. Аналіз конструкції, техніко економічні параметри та вписування вагона в габарит

2. Ходові частини вагона

3. Рама та кузов вагона

4.4 Економічна частина:

4. Ударно-тягові прилади

Зміст

Вступ.....	5
1.Аналіз конструкції, техніко економічні параметри та вписування вагона в габарит.....	7
1.1 Аналіз конструкції вагона.....	7
1.2Техніко-економічне обосновання типу та вибраних параметрів вагона.	8
1.3. Вписування вагона в габарит.....	11
1.4. Розрахунок сил які діють на вагон.....	17
2. Ходові частини вагона.....	21
2.1 Конструкція візка.....	21
2.2. Розрахунок буксових підшипників на міцність та надійність.....	23
2.3 Розрахунок надресорної балки візка.....	27
3. Рама та кузов вагона.....	33
4.Ударно-тягові прилади.....	35
4.1 Опис ударно-тяговх приладів.....	35
4.2 Поглинаючі апарати.....	39
4.3 Розрахунок корпусу автозчеплення на міцність.....	41
4.4.Розрахунок енергоємності пружинно-фрикційного поглинаючого апарату.....	45
Висновок.....	48
Література.....	49

Вступ

Залізничному транспорту приділяється важлива роль організації перевізного процесу перевезень. Залізничний транспорт один з головних перевізників вантажу в Україні. Не один з видів перевезень не може порівнятися з залізницею по кількості перевозимого вантажу. А зараз під час військової інтервенції у нашу країну вона відіграє найважливішу роль у житті України. Укрзалізниця та її незмінна роль у перевезенні вантажів завжди знаходяться на передовій, незалежно від обставин, які можуть виникнути. У період війни ця роль стає ще більш надзвичайною та важливою, оскільки ефективне та безперебійне функціонування логістичних систем стає однією з ключових умов успішного забезпечення потреб армії, населення та економіки країни.

В контексті війни, перевезення вантажів Укрзалізницею набувають особливого значення для забезпечення різноманітних потреб. Вона відіграє роль в оснащенні армії бойовою технікою, амуніцією, медичними засобами та іншим необхідним обладнанням. Завдяки своїй величезній мережі залізничних ліній та потужному парку локомотивів та вагонів, Укрзалізниця здатна забезпечити масштабні поставки вантажів до потрібних точок в країні, що є вирішальною у забезпеченні фронтових ліній та інших важливих об'єктів.

Крім військових потреб, Укрзалізниця також забезпечує цивільне населення під час війни. Вона перевозить продовольство, паливо, будівельні матеріали, медикаменти та інші необхідні товари, що допомагають забезпечити життєво важливі потреби населення та підтримати функціонування виробничих підприємств.

Йдуть розробки зі створення вагонів нового покоління, які відрізнятимуться надійністю, економічністю, оптимально-меншим впливом на шлях, що зрештою призведе до суттєвого скорочення експлуатаційних витрат, що призведе до зниження собівартості. Парк рухомого складу залізничного транспорту характеризується різноманітністю типів та конструкцій вагонів, що використовуються у перевізному процесі вантажів та пасажирів.

У першому розділі дипломного проекту буде проведено опис та розрахунок техніко-економічних параметрів вагона. Будуть розраховані вантажопідйомність, проведемо визначення можливості вписування вагона в габарит, побудована габаритна рамка, також будуть розраховані сили які діють на вагон.

У другому розділі буде описано ходові частини вагона. Також буде проведено розрахунок буксових підшипників для переконання у їхній

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

міцності та надійності. У цьому розділі також буде проведено розрахунок надрессорної балки візка для забезпечення необхідної міцності конструкції.

У третьому розділі буде проведено опис конструкції рами та кузова вагона, яка є ключовим елементом для забезпечення міцності, стійкості та безпеки під час перевезення вантажу.

У четвертому розділі буде описано конструкцію ударно-тягових приладів. Проведено розрахунок корпусу автозчеплення вагона з метою забезпечення його міцності та стійкості під час зчеплення з іншими вагонами. Також буде проведено розрахунок енергоємності поглинального апарату

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

1.Аналіз конструкції, техніко економічні параметри та вписування вагона в габарит

1.1 Аналіз конструкції вагона

Критий вагон призначений для перевезення широкої номенклатури вантажів що потребують захисту від атмосферних опадів.

В якості вагона прототипу обрано критий вагон моделі 11-7045 (Рис 1.1). Він складається з кузова, ходових частин, ударно-тягових приладів та гальмівного обладнання.

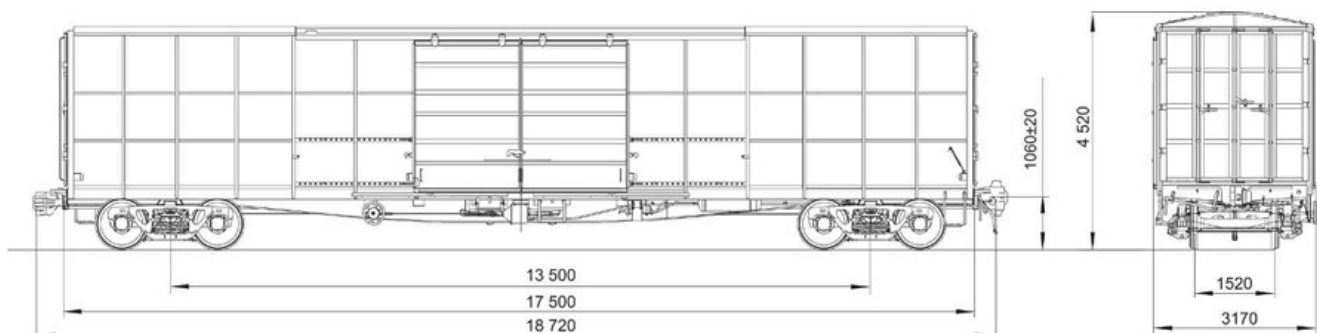


Рис 1.1- Критий вагон моделі 11-7045

Габарит вагона – 1-Т. Тара вагона складає 26,5 т, вантажопідйомність - 67,5т. Довжина вагона по осях зчеплення -13920мм, довжина кузова(внутрішня)- 17492мм, база вагона- 13500мм,висота вагона від РГР- 4520мм,ширина- 3170мм,Осьове навантаження-23,5тс.

Кузов зварний з двома двустворчатими дверями, виготовлений з низьколегової сталі 09Г2С або 09Г02Д. Розвантаження вагона здійснюється роклою,автокаром,або вручну через бокові двері. Гальма-автоматичні пневматичні (колодкові з односторннім натисканням) та стоянкові. Ходова частина- два двухвісних візка 18-7055. Для зчеплення вагонів між собою використовується автозчеп СА-3.

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		7

1.2 Техніко-економічне обосновання типу та вибраних параметрів вагона.

Основними технічними параметрами вантажного вагона є

Вантажопідйомність- це максимальна вага вантажу який можна перевозити безпечно.

$$P=67,5\text{т}$$

Тара-маса порожнього вагону

$$T=26,5\text{т}$$

Геометричні показники показники вагона:

Довжина по осях зчеплення автозчепних пристроїв - 18.72м

Довжина кузова вагона – 17.50м

База вагона – 13.50м

Наружна ширина кузова – 3.170м

Висота вагона від рівня головок рельсу – 4.520м

Об'єм кузова – 150м³

Діаметер колеса- 0.95м

Для порівняння вагонів між собою використовують параметрами відношення вказаних розмірностей:

Удільний об'єм кузова, удільна площа пола, коефіцієнт тари, навантаження колісної пари на рельси навантаження на метр путей.

Удільний об'єм відношення об'єма кузова до його вантажопідйомності. Цей розмір показує яка частина геометричного об'єма кузова приходить на одиницю перевозимого вантажу.

Значення об'єма вираховують по формулі:

$$V_y = \frac{V}{P} \quad (1.2.1)$$

Де V - повний або геометричний об'єм кузова

P -маса вантажу

$$V_y = \frac{150}{67.5} = 2.2\text{м}^3\text{т}, \quad (1.2.2)$$

Крім повного об'єму, розрізняють вантажний об'єм кузова - об'єм вантажу, який може бути у кузові. При цьому вантажний об'єм може, як

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

перевищувати повний (напів-вагони), так і бути менше за нього (цистерни).

$$V_y = \frac{V_{\pi}}{P} = \frac{V_{\varphi}}{P} \quad (1.2.3)$$

Коефіцієнт використання геометричного об'єму кузова існує для використання факторів які впливають на використання геометричного об'єму кузова.

Величина φ залежить від конфігурації кузова, розположення та розміру дверей люків та іншого обладнання. Для критих вагонів φ у межах від 0.6 до 0.93.

Приймаємо $\varphi = 0.7$

$$V_y = \frac{150 \cdot 0.7}{67.5} = 1.5$$

Зниження тари вагонів є одним з найважливіших завдань вагонобудівної промисловості. Це обумовлено не лише великою витратою матеріалу на спорудження вагонів, але і постійними витратами на пересування вагонів, що зростають зі збільшенням тари. Якщо зниження тари вагона здійснюється без зміни інших його параметрів (вантажопідйомність, об'єм кузова, довжина і тому подібне), то таке зниження тари називають абсолютним. Якщо ж здійснюється зменшення тари вагону, що доводиться на одиницю фактично перевезеного вантажу з обліком порожнього пробігу для вантажних вагонів або на одно пасажирське місце для пасажирських вагонів, то таке зниження тари називається відносним. Абсолютне зниження тари супроводжується відносним її зменшенням.

Ефективність зниження тари вантажного вагону оцінюється коефіцієнтами тари : технічним, навантажувальним і експлуатаційним.

Коефіцієнт тари показує, яка частина тари вагону доводиться на одиницю маси вантажу, що перевозиться.

Технічний або конструкційний коефіцієнт тари - відношення тари вагону до його вантажопідйомності.

$$k_T = \frac{T}{P} \quad (1.2.4)$$

$$k_T = \frac{26.5}{67.5} = 0.392$$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Вантажний коефіцієнт тари - це співвідношення між вагою тари та фактично використаною вантажопідйомністю вагона.

$$k_{\Pi} = \frac{T}{P\lambda} (1.2.5)$$

Коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона - це важлива характеристика, яка визначає, наскільки ефективно використовується потенційна вантажопідйомність вагона.

λ - коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона показує, яку частину вантажопідйомності вагона займає завантажений в нього вантаж (якщо забезпечується повне використання вантажопідйомності, $\lambda = 1$).

$$k_{\Pi} = \frac{26.5}{67.5 * 1} = 0.392$$

Експлуатаційний коефіцієнт тари додатково враховує пробіг вагону в навантаженому і пороговому стані

$$k_{\Xi} = \frac{T(1+\alpha_{\text{пор}})}{P_{\text{дин}}}, (1.2.6)$$

$\alpha_{\text{пор}}$ - коефіцієнт пробігу рівний відношенню порожнього пробігу вагонів цього типу до їх навантаженого пробігу (мається на увазі порожній пробіг, обумовлений недостатньою універсальністю вагону).

$P_{\text{дин}}$ - середнє динамічне навантаження навантаженого вагону. Дана навантаження враховує окремий види вантажу і відстань на які їх потрібно перевезти.

Найбільшою мірою ефективності вагону характеризується експлуатаційним коефіцієнтом тари і в 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.

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

До недавнього часу розробка нових і модернізація вже експлуатованих кузовів вантажних вагонів проводилася виходячи з обмеженням по осьовому навантаженню 23.5 т на вісь. Це дозволяло використати під новими і модернізованими вагонами стандартних візків. Нині прагнуть реалізувати навантаження від колеса на рейки для вантажних вагонів - 25.0 т на вісь, що дозволить перевозити більше вантажу, але вимагає нової конструкції ходових частин.

$$P_0 = \frac{T+P}{n_{kp}} (1.2.7)$$

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

$$P_0 = \frac{26.5 + 67.5}{4} = 23.5 \frac{\text{т}}{\text{ось}}$$

Погонне навантаження показує, яке статичне навантаження припадає на 1 метр дороги. Воно визначається як співвідношення бруто-маси вагона ($T + P$) до його загальної довжини, яка вимірюється від осей зчеплення автоматичних зчеплень $2L_{об}$:

$$g_{пог} = \frac{T + P}{2L_{об}} (1.7)$$

$$g_{пог} = \frac{26.5 + 67.5}{18.72} = 5.02 \text{ Т/м}$$

1.3. Вписування вагона в габарит

Для вписування вагона в габарит 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:

$$2B_1 = 2(B_0 - E_K) (1.3.1)$$

- для середнього перерізу кузова:

$$2B_2 = 2(B_0 - E_B) (1.3.2)$$

- для основного (шкворневого) перерізу кузова:

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$2B_3 = 2(B_0 - E_0) \quad (1.3.3)$$

де B_1 , B_2 , B_3 – значення максимальної півширини будівельного контуру кузова вагона на розглянутій висоті, мм;

B_0 – напівширина габариту вагона, що розглядається, на тій же висоті H , мм;

E_k , E_v , E_o – кінцеве, середнє та основне обмеження півширини вагона для відповідних перерізів кузова, мм.

Визначають обмеження півширини вагона (за умови вписування в криву $R=150$ м) для перерізів кузова за наступними формулам:

- для основного (шкворневого, прямого) перерізу кузова:

$$E_o = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k_1 - k_3] - k \quad (1.3.4)$$

- для внутрішнього (середина бази вагона) перерізу кузова

$$E_v = 0.5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k_2 \cdot (2l - n) \cdot n + k_1 - k_3] - k + a \quad (1.3.5)$$

- для зовнішнього (кінцевого) перерізу кузова

$$E_k = (0.5 \cdot (S - d_r) + q + w) \cdot \frac{2l+2n}{2l} + [k_2 \cdot (2l + n) \cdot n - k_1 - k_3] - k + \beta \quad (1.2.6)$$

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 прямому перерізі, мм;

w – найбільше можливе поперечне переміщення кузова

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

щодо рами візка у напрямному перерізі, мм;

$2l$ - база вагона, $2l = 13.5$ м;

n – відстань від аналізованого поперечного перерізу вагона до його найближчого напрямного перерізу, м (при обчисленні E - $n = 6.750$ м; при обчисленні E_k - $n = 2$ м);

k – величина допуску виходу рухомого складу, який проектується (для розміру 1-Т $k=0$);

k_1 - Величина додаткового поперечного зміщення в кривій розрахункового радіусу (для габариту 1-Т $k_1 = 0.625p^2$);

p – основа візка, м ($p = 1.85$ м);

k_2 - Коефіцієнт залежить від величини розрахункового радіусу кривої (Для габариту 1-Т $k_2 = 2.5$);

k_3 - Поширення габариту наближення будівель у розрахунковій кривій (Для габариту 1-Т $k_3 = 180$);

α, β – додаткове обмеження внутрішнього та зовнішнього перерізів рухомого складу.

Для верхньої частини габариту 1-Т рухомого складу Числові значення α та β приймають:

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

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

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

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

У нашому випадку значення $\alpha = 0, \beta = 0$

Якщо у формулах 1.3.4– 1.3.5 у квадратних дужках отриманий результат має знак мінус, то розрахунок виконується за умов вписування в розмір на прямий.

$$E_O^{\Pi} = E_B^{\Pi} = 0.5 \cdot (S^{\Pi} - d_{\Gamma}) + q + w; (1.2.7)$$

$$E_K^{\Pi} = [0.5 \cdot (S^{\Pi} - d_{\Gamma}) + q + w] \cdot \frac{2l+2n}{2l}; (1.2.8)$$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Де $E_0^П, E_B^П, E_K^П$ – обмеження півширини відповідних перерізів

кузова вагона на прямій ділянці, мм.

$S^П$ – максимальна ширина колії на прямому ділянці колії, мм

Величину максимального бічного зміщення $0.5 \cdot (S - dг)$ при

Величини горизонтальних поперечних переміщень $(q + w)$ наведено у табл. 1.3.1.

проектуванні вагона за габаритом 1-Т приймають рівною 28.5 мм кривою та 20.5 мм на прямому ділянці.

Види можливих переміщень	Частини вагона	Переміщення, мм
Зниження	Букси	53
	Рама візка	55
	Надресорна балка	104
	Кузов	110
Горизонтальні поперечні переміщення	Букси	1
	Рама візка	3
	Надресорна балка	27
	Кузов	31

Таблиця 1.3.1 Величини горизонтальних поперечних переміщень

За результатами розрахунків будується габаритна рама будівельного обрису вагона .(рис 1.3.1)

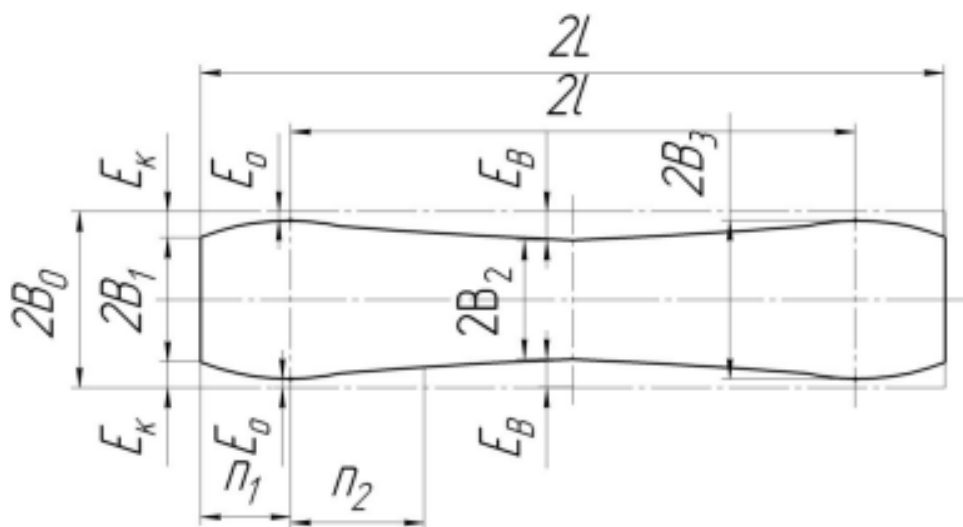


Рис1.3.1 Горизонтальна габаритна рамка будівельного обрису вагону

Визначаємо знак у формулі (1.3.4-1.3.6)

$$\{k_1 - k_3\} = 0.625 * 2^2 - 180 = -178 < 0$$

$$[k_2 * (2l - n) * n + k_1 - k_3] = 2.5 * (13.5 - 6.7) * 6.7 + 0.625 * 2^2 - 180 = -68 < 0$$

$$[k_2 * (2l + n) * n - k_1 - k_3] = 2.5 * (13.5 + 2) * 2 - 0.625 * 2^2 - 180 = -105 < 0$$

Через те що у формулах значення від'ємні розрахунки буду проводити по формулах (1.3.7,1.3.8)

$$E_O^{\Pi} = E_B^{\Pi} = 20.5 + 31 = 51.5\text{мм}$$

$$E_K^{\Pi} = [20.5 + 31] * \frac{13.5*2*2}{13.5} = 66.7\text{мм}$$

Результати розрахунку заносимо до таблиці 1.4.1

Таблиця 1.3.1

Найменування	n-відстань від шкворневого перерізу	E- ограничение	Зона вагону
Консольна частина	2	66.7	E_K
	1	59.1	
Шкворень	0	51.5	E_O
Середина вагона	6.750	51.5	E_B

Обрахуймо максимальну ширину верхнього будівного обрису вагону за формулами 1.3.7,1.3.8 при $B_0 = 1700\text{мм}$

- для кінцевого перерізу кузова:

$$2B_1 = 2(1700 - 66.7) = 3266 \text{ мм}$$

$$2B_1^1 = 2(1700 - 59.1) = 3281 \text{ мм}$$

- для середнього та шворневого перерізу кузова:

$$2B_2 = 2(1700 - 51.5) = 3297 \text{ мм}$$

За результатами будуюмо горизонтальну габаритну рамку (Рис. 1.3.1)

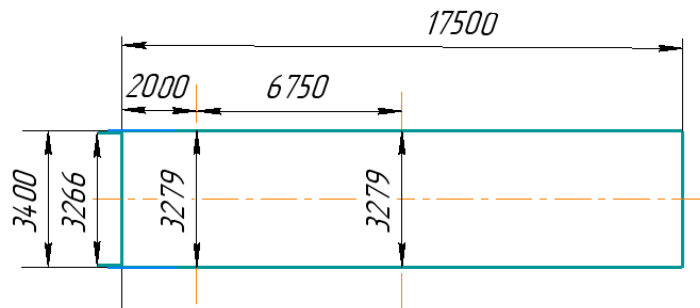


Рис.1.3.1 Горизонтальна габаритна рамка

Максимальна ширина кузова вагона моделі 11-7045 2В = 3170 мм, що менше розрахованих вище розмірів верхнього будівельного контуру вагона відтак вагон вписується в габарит 1-Т.

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

1.4. Розрахунок сил які діють на вагон

Для розрахунку елементів конструкції составу на прочність, а також на стійкість та безпеку руху необхідно визначити усі сили які діють на вагон.

- Статичні(сили тяжіння вагону та його вантажу)
- Дінамічні (центробіжна сила, сили які виникають при зупинці)

В розрахунках на міцність корисне навантаження звичайно приймають постійною, котра равна вантажопідємності вагона, а в де яких випадках враховують неповне використання вантажопідйомності вагону.

Статичне навантаження:

$$P_{ст} = (T + P) * g \quad (1.4.1)$$

Де T -тара вагону

P -вантажопідйомність вагону

g - прискорення вільного падіння- 9.81 м/с^2

$$P_{ст} = (26.5 + 68) * 9.81 = 927 \text{ кН} \quad (1.4.2)$$

Вертикальне дінамічне навантаження:

$$P_d = k_{дв} * P_{ст}$$

де $k_{дв}$ -коефіцієнт верикальної динамики який рохраховується за формулою

$$k_{дв} = \frac{\overline{k_{дв}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} * \ln \frac{1}{1-P(k_{дв})}} \quad (1.4.3)$$

β - параметр розподілу (для вантажних вагонів дорівнює 1,13)

$P(k_{дв}) = 0,97$ - при оцінці міцності вагонів на допустимі навантаження , прийняті згідно розрахункових режимів.

$\overline{k_{дв}}$ —середне можливе значення коефіцієнта вертикальної динамики при швидкостях руху вагону $v=15 \text{ м/с}$ (55 км/год) визначається за формулою:

$$\overline{k_{дв}} = \alpha + 3.6 * 10^{-4} * b \frac{v-15}{f_{ст}} \quad (1.4.4)$$

α - значення яке приймається на основі обробки результатів теоретичних та експериментальних опитів. Для елементів кузова значення дорівнює $\alpha =$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

0.05; для обрессорених частин візка $a = 0.10$; для необрессорених частин візка $a = 0.15$.

b -значення, яке враховує кількість осей у візку під одним вагоном на значення динаміки

$$b = \frac{n + 2}{n * 2}$$

v – розрахункова швидкість вагона, $v = 33.3$ М/с;

$f_{ст}$ – статичний прогин ресорного підвішування для візка моделі 18-7055 $f_{ст} = 0.045...0.055$ м. Так як максимальное значение коэффициента вертикальной динамики достигается при минимальном значении статического прогиба ресорного подвешивания, принимаем $f_{ст} = 0.055$ м.

Виходячі з цього:

Для кузова вагона

$$\bar{k}_{дв} = 0.05 + 3.6 * 10^{-4} * 1 \frac{33.3 - 15}{0.055} = 0.169$$

$$k_{дв} = \frac{0.169}{1.13} \sqrt{\frac{4}{\pi} * \ln \frac{1}{1 - 0.97}} = 0.316$$

Для обрессорених частин вагону

$$\bar{k}_{дв} = 0.10 + 3.6 * 10^{-4} * 1 \frac{33.3 - 15}{0.055} = 0.219$$

$$k_{дв} = \frac{0.219}{1.13} \sqrt{\frac{4}{\pi} * \ln \frac{1}{1 - 0.97}} = 0.409$$

Для необрессорених частин вагона

$$\bar{k}_{дв} = 0.15 + 3.6 * 10^{-4} * 1 \frac{33.3 - 15}{0.055} = 0.269$$

$$k_{дв} = \frac{0.269}{1.13} \sqrt{\frac{4}{\pi} * \ln \frac{1}{1 - 0.97}} = 0.503$$

Центробіжна сила, що виникає при руху у кривих відрізках колії прикладена до центру тяжіння вагона та направлена горизонтально, перпендикулярно продольної осі вагону та визначається за формулою

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$H_{\text{ц}} = \eta \cdot P_{\text{ст}},$$

Де η - коефіцієнт для вантажних вагонів $\eta = 0.075$.

$P_{\text{бр}}$ –статичне навантаження на вагон

$$H_{\text{ц}} = 0.075 \cdot 927 = 69.5 \text{ кН}$$

Рівнодіюча сила вітру:

$$H_{\text{в}} = \omega \cdot F,$$

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

F – площа бокової проєкції кузова

$$F = (h_{\text{к}} - h) \cdot 2L,$$

$h_{\text{г}}$ – висота кузова, $h_{\text{к}} = 4.52$ м;

h – висота від рівня головок рельс до скользунів, $h = 1.060$ м;

$2L$ – довжина кузова вагона, $2L = 17.50$ м.

$$F = (4.52 - 1.060) \cdot 17.50 = 60.55 \text{ м}^2$$

$$H_{\text{в}} = 0.500 \cdot 60.55 = 30.2 \text{ кН}$$

Вертикальна сума бокової сили, яка приходить на буксу вагона визначається за формулою:

$$P_{\text{б}} = \frac{H_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} + H_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}}}{m_0 \cdot 2b_2} \quad (1.4.5)$$

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 тяжіння вагона та точки прикладення рівнодіючої бокової сили, приймається для вантажних вагонів $h_{\text{ц}} = h_{\text{в}} = 1.7$ м.

$$P_{\text{б}} = \frac{69.5 \cdot 1.7 + 30.2 \cdot 1.7}{4 \cdot 1.85} = 22.9 \text{ кН}$$

Прикладення навантажень які діють на вагон показано на рис 1.4.1

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

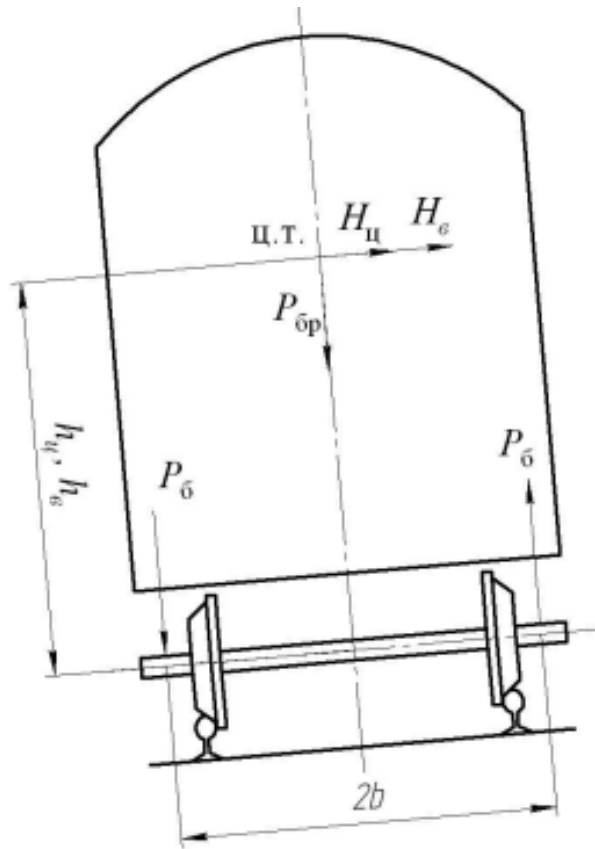


Рис 1.4.1 Навантаження які діють на вагон

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

за I розрахунковим режимом:

$$N_I = \begin{matrix} +2.5 \\ -3.0 \end{matrix} \text{ МН}$$

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 формулою: $P_T = \eta_T \cdot P_{бр}$,

де η_T – коефіцієнт,

$$\eta_T = \frac{j}{g}$$

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

$$P_T = 0.2 \cdot 927 = 185.4 \text{ кН},$$

при зіткненнях

$$P_T = 3.0 \cdot 927 = 2781 \text{ кН}.$$

2. Ходові частини вагона

2.1 Конструкція візка

Як ходові частини вагона вибираємо візки моделі 18-7055. Візки 18-7055 (рис 2.1.1) складається з двох колісних пар 1, двох бічних рам 2 з'єднаних надресорною балкою 3, яка спирається на фрикційні клинові гасники коливань 4 і дворядних комплекти пружин 7. Передача вертикальних зусиль від кузова вагона на візок відбувається через під'ятник 6 і ковзуни 9, а горизонтальних через під'ятник та шкворень 5. Для регулювання швидкості рух використовується гальмівне обладнання 8 з одностороннім натисканням на колесо.

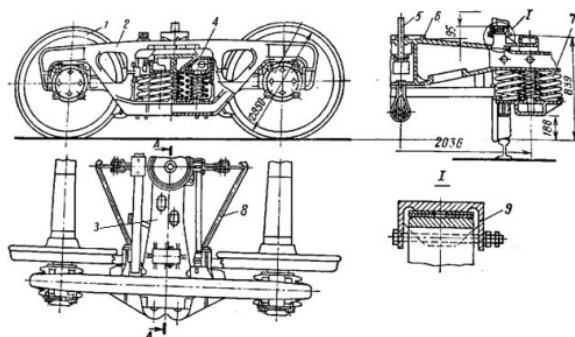


Рис. 2.1.1 Візок типу 18-7055.

Бічна рама візка виконана у вигляді сталевих виливків, в середньому частини якої розташований отвір для ресорного комплексу, а по кінцях – отвори для букс.

У верхній частині буксових прорізів є кільцеві припливи, якими бічні рами спираються на букси, а з боків – букси щелепи.

Переріз похилих елементів (поясів) і вертикальних стрижнів (колонок) бічної рами мають коритоподібну форму з деяким загином всередину кінців

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		21

полиць. Горизонтальна ділянка нижнього пояса має замкнений коробчастий перетин. Балки з таким профілем добре пручаються вигину та крученню.

З боків середнього отвору у верхній частині рами розташовані напрямляючі для обмеження поперечного переміщення фрикційних клинів, а внизу є опорна поверхня для установки ресорного комплексу. З внутрішньої сторони до цієї поверхні примикають полиці, є опорами для наконечників тріангелів у разі урвища підвісок, якими тріангелі підвішені до кронштейнів бічної рами. В місцях розташування клинів до колонок рами приклепані фрикційні планки. На похилому поясі відливають п'ять циліндричних виступів (гуль), частина яких зрубється відповідно до фактичного відстанню між зовнішніми щелепами буксових прорізів. Підбір бічних рам при складанні візків виробляють за кількістю залишених 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 та припливом для кріплення кронштейна мертвої точки важеля передачі гальма. Балка виконана за формою бруса рівного опору вигину в відповідно до епюри згинальних моментів і має коробчате замкнене перетин. Бічні рами та надресорні балки візки відлиті з низьколегованого сталі, що має межу міцності не менше 500 МПа, межа плинності не менше 300 МПа, відносне подовження не менше 18%, поперечне звуження не менше 25%, ударну в'язкість при +20 ° С не менше 0,5 МДж/м² , при - 60 ° С не менше 0,25 МДж/м².

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2.2. Розрахунок буксових підшипників на міцність та надійність

Під розрахунком роликових підшипників звичайно розуміють як перевірку довговічності підшипника при заданому режимі експлуатації, якщо відомі його тип і габаритні розміри, тобто умовне позначення, так і вибір підшипника, забезпечує необхідну довговічність в умовах цілком певного режиму експлуатації. Практика показує, що підшипники однієї конструкції і однієї партії мають різну довговічність, навіть перебуваючи в однакових умовах навантаження.

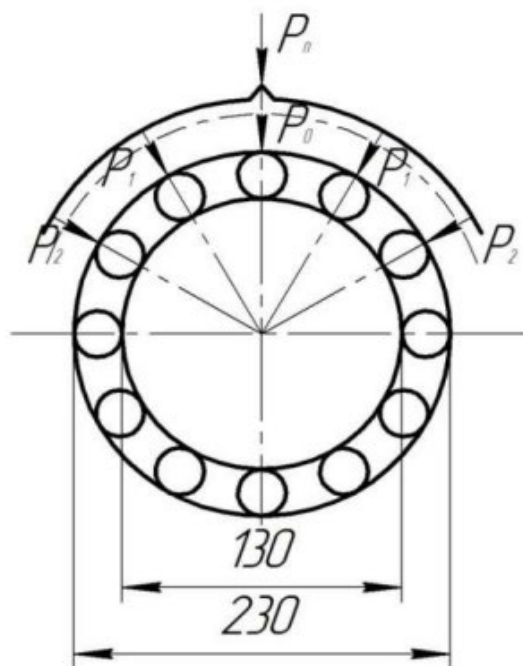


Рис. 2.2.1 – Розрахункова схема навантаження роликового підшипника

Під довговічністю підшипників розуміється розрахунковий термін служби, який вимірюється числом оборотів, протягом якого не менше 90% із цієї їхньої групи при однакових умов повинні відпрацювати без появи ознак втоми металу. На вказаному понятті засновані приводяться в каталогах значення динамічної вантажопідйомності, які використовуються при розрахунку довговічності замість застосованого раніше у вітчизняній практиці коефіцієнта працездатності підшипників.

Згідно ГОСТ 18855-73 динамічна вантажопідйомність S_p радіальних і радіально-упорних підшипників є постійне радіальне навантаження, яке група ідентичних підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем зможе витримати протягом розрахункового терміну служби, що обчислюється в 1 млн. Оборотів внутрішнього кільця.

Ці значення динамічної вантажопідйомності C_n відповідають такого розподілу навантаження між роликами, коли найбільш навантаженим є ролик, центр якого розташований у напрямку вертикального навантаження P_n , діючої на підшипник, а навантаження на інші ролики зменшується пропорційно косинусу кута між напрямком сили і прямої, що з'єднує центр ролика з центром підшипника.

Довговічність підшипника повинна бути не менше 1,5 млн. км для вантажних вагонів.

Динамічна вантажопідйомність роликового підшипника:

$$C_n = f_c * (i * L_{we} * \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} * z^{\frac{3}{4}} * D_{we}^{\frac{29}{27}} * b_m \quad (2.2.1)$$

де f - коефіцієнт, який залежить від геометрії деталі підшипника: точність виготовлення та матеріал, $f_i = 88,626 \frac{H}{mm^{27}}$;

i - число рядів тіл кочення, $i = 1$;

α - кут між лінією дії результуючого навантаження на тіло кочення та площиною перпендикулярною осі підшипника, $\alpha = 0$;

z - кількість тіл кочення в одному підшипнику, $z = 14$;

L_{we} - фактична довжина контакту ролика з колесом, довжина ролика без фасок рівна, 0,049 ; $L_{we} = m$

D_{we} - діаметр тіл кочення, $D_{we} = 0,032$ м;

b_m - коефіцієнт, який характеризує властивості сталі, $b_m = 1,1$.

$$C_n = 88,626 * (1 * 49 * 1)^{\frac{7}{9}} * 14^{\frac{3}{4}} * 32^{\frac{29}{27}} * 1,1 = 602,3 \text{ kH}$$

Статичне навантаження для підшипника у завантаженому стані,

$$P_{cm_{зав}} = \frac{1}{2 * j} * \left(\frac{T + P}{n} - m_{к.п} \right) * g \quad (2.2.2)$$

де T - тара вагона, $T = 26,5$ т;

P - вантажопідйомність вагона, $P = 67,5$ т;

j - кількість підшипників в буксі, $j = 2$;

$m_{кп}$ - маса колісної пари, $m_{кп} = 1,2$ т ;

n - кількість колісних пар, $n = 4$;

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$P_{cm_{зав}} = \frac{1}{2 * 2} * \left(\frac{26.5 + 67.5}{4} - 1.4 \right) * 9.81 = 54.2 kN$$

Статичне навантаження для підшипника у порожньому стані

$$P_{cm_{зав}} = \frac{1}{2 * j} * \left(\frac{T}{n} - m_{к.п} \right) * g$$

$$P_{cm_{зав}} = \frac{1}{2 * 2} * \left(\frac{26.5}{4} - 1.4 \right) * 9.81 = 12.7 kN$$

Статична сила, яка діє на підшипник

$$P_{ct} = \sqrt[{\frac{10}{3}}]{\alpha_{зав} * P_{ст_{зав}}^{\frac{10}{3}} + \alpha_{пор} * P_{ст_{пор}}^{\frac{10}{3}}} (2.2.3)$$

де $\alpha_{зав}$ и $\alpha_{пор}$ - коефіцієнт відповідно вантажного та порожнього пробігу, для вантажних вагонів $\alpha_{зав} = 0.7$ та $\alpha_{пор} = 0.3$

$$P_{ct} = \sqrt[{\frac{10}{3}}]{0.7 * 54.2^{\frac{10}{3}} + 0.3 * 12.7^{\frac{10}{3}}} = 48.7 kN$$

Еквівалентна сила, яка діє на один підшипник:

$$P_e = P_{ct} * k_d (2.2.4)$$

$$P_e = 48.7 * 1.3 = 63.31 kN$$

де k - коефіцієнт, який враховує динамічність прикладення навантаження, для вантажних вагонів $k = 1,3, 1,4$ д;

Довговічність підшипника, в млн. км пробігу:

$$L_n = \left(\frac{C_n}{P_e} \right)^{\frac{10}{3}} * \pi * D_k * 10^{-3} (2.2.5)$$

D_k - діаметр круга катання середньо зношеного колеса, 900mm ;

$$L_n = \left(\frac{602.3}{63.31} \right)^{\frac{10}{3}} * \pi * 0.9 * 10^{-3} = 5.1 \text{ млн. км}$$

Навантаження на ролик:

$$P_p = \left(\frac{4.6 * P_{cn}}{z} \right) (2.2.6)$$

$$P_p = \left(\frac{4.6 * 48.7}{14} \right) = 16 kN$$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

У ряді випадків, наприклад при оцінці довговічності підшипника, встановленого в корпус букси з іншим розподілом навантаження між роликками, необхідно визначати контактні напруги, що виникають в деталях підшипника. Контактні напруги (МПа) на поверхнях зіткнення роликів і колії циліндричного підшипника визначаються за такою формулою:

1 - для внутрішнього кільця:

$$\sigma_B = 0.1925 * \sqrt{\frac{P_p}{L_{we}} * \left(\frac{2}{D_{we}} + \frac{1}{R_B}\right)} (2.2.8)$$

де R_B - радіус доріжки кочення відповідно внутрішнього та зовнішнього кілець, $R_B = 0,079$ м.

$$\sigma_B = 0.1925 * \sqrt{\frac{16000}{0.049} * \left(\frac{2}{0.032} + \frac{1}{0.049}\right)} = 1001 \text{ МПа}$$

2 - для зовнішнього кільця:

$$\sigma_B = 0.1925 * \sqrt{\frac{P_p}{L_{we}} * \left(\frac{2}{D_{we}} + \frac{1}{R_H}\right)} (2.2.9)$$

де R_H - радіус доріжки кочення відповідно внутрішнього та зовнішнього кілець, $0,111 R_H = \text{мм}$;

$$\sigma_B = 0.1925 * \sqrt{\frac{16000}{0.049} * \left(\frac{2}{0.032} - \frac{1}{0.111}\right)} = 804.5 \text{ мпа}$$

Міцність підшипника кочення на контактні напруження забезпечена, так як σ_v та σ_n не перевищують допустимі значення для марки сталі ШХ15СГ – $[\sigma] = 3500 \text{ МПа}$. Довговічність підшипника вийшла не менше допустимої (1,5 млн.км), що задовольняє потреби довговічності.

2.3 Розрахунок надресорної балки візка

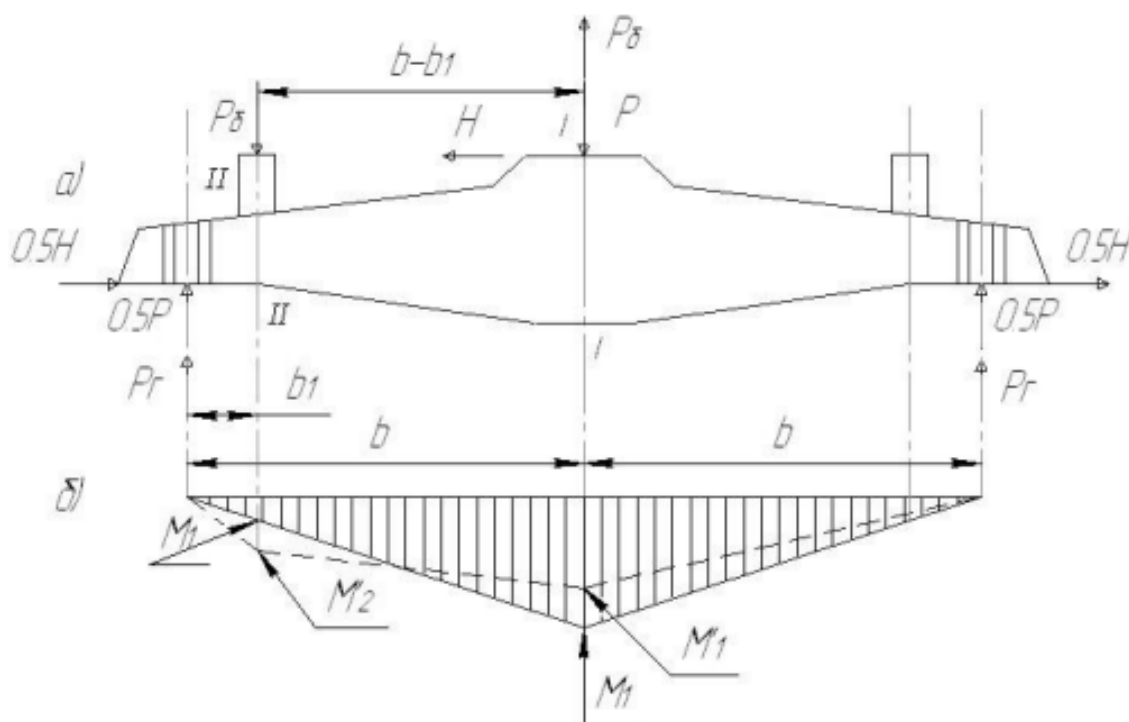


Рис. 2.3.1 Епюра сил які діють на надресорну балку

Рис. 2.3.1 - Надресорна балка двовісного візка вантажного вагону і епюри згинаючих моментів а) розрахункова схема; б) епюра згинаючих моментів в вертикальній площині

Розрахунковими для надресорної балки є перетини:

I-I - по середині балки;

II-II - по ковзуну.

У вертикальній площині на надресорних балку діють навантаження:

$$P_{ст} = \frac{P_{бр.ваг} - 2P_{віз} + 2P_{нб}}{2} * g(2.3.1)$$

$P_{бр.ваг}$ – вага бруто вагона, $P_{бр.ваг} = 26.5 + 67.5 = 94т$

$P_{віз}$ – маса візка, $P_{віз} = 5т$

$P_{нб}$ – вага надресорної балки $P_{нб} = 0.485т$

$$P_{ст} = \frac{94 - 2 * 5 + 2 * 0.485}{2} * 9.81 = 416кН$$

Максимальна вертикальна динамічна:

$$P_\partial = P_{ст} * k_{\partial max}$$

Де $k_{\partial max}$ - максимальне значення коефіцієнта вертикальної динаміки обресорених частин вагона;

$$k_{\partial max} = \frac{\bar{k}_{ДВ}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1-P(k_{ДВ})}} \quad (2.3.2)$$

β - параметр розподілу, $\beta = 1,13$;

При оцінці міцності вагону за допустимими напруженнями, прийнятими згідно розрахункових режимів, береться $P(k_{ДВ}) = 0,97$;

$$\bar{k}_{ДВ} = a + 3,6 * 10^{-4} * v \frac{V - 15}{f_{ст}}$$

де a - коефіцієнт, що приймається на основі обробки результатів теоретичних і експериментальних досліджень (для обресорених частин візка - 0,10;);

v - коефіцієнт, що враховує вплив числа осей в візкові чи групі візків під одним кінцем вагона на величину коефіцієнта динаміки.

$$v = \frac{M_{віз} + 2}{M_{віз} * 2}$$

де V - розрахункова швидкість руху вагона, м/с;

$V = 120 \text{ км/год} (33,3 \text{ м/с})$;

$f_{ст}$ - статичний прогин ресорного підвішування, м;

$f_{ст} = 0,045 \dots 0,055 \text{ м}$; приймаємо $f_{ст} = 0,05$.

$M_{віз}$ - кількість осей у візку під одним кінцем кузова вагона.

б) для обресорених частин:

$$\bar{k}_{ДВ} = 0,10 + 3,6 * 10^{-4} * 0,7 \frac{33,3 - 15}{0,05} = 0,19$$

$$k_{\partial max} = \frac{0,19}{1,13} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,35$$

$$P_{\partial} = 416 * 0,35 = 145,6 \text{ кН}$$

- вертикальна складова від поздовжніх сил інерції при гальмуванні по 1 і 3 розрахункових режимах:

$$P_{ін 1.3} = N_{1.3} * \frac{(P_{бр.ваг} - 2P_{віз})h_{ц.м.}}{P_{бр.ваг} * 2l * m_1}$$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

де $N_1, 3$ - норми повздовжніх зусиль по 1 і 3 розрахункових режимах,

$N = 3,5MN$ и $3 N = 1$;

$h_{цв}$ - відстань від опорної площини п'ятника до центра ваги кузова, . . $h_{цв} = 1,45$; m - число паралельно навантажених деталей в візкові чи групі візків, розміщених під одним кінцем вагона, $1 m = 1$;

$2l$ - база вагона, $2l = 13.5m$

$$P_{ін 1} = 3.5 * 10^3 * \frac{(94 - 2 * 5)1.45}{94 * 13.5 * 1} = 336kH$$

$$P_{ін 3} = 1 * 10^3 * \frac{(94 - 2 * 5)1.45}{94 * 13.5 * 1} = 96kH$$

- розрахункова сила, прикладена в центрі підп'ятника по 1 і 111 розрахункових режимах:

$$P_1 = P_{ст} + P_{ін1}$$

$$P_1 = 416 + 335.9 = 752кН$$

$$P_3 = 416 + 145 + 96 = 657кН$$

Максимальний згинаючий момент в середньому перетині I-I (при 1-ой схемі

навантаження):

$$M_{1.1} = \frac{P_{13}}{2} * b$$

де b - половина відстані між опорами балки (між центрами ресорних комплектів), $b = 1,018$;

$$M_{1.1} = \frac{657}{2} * 1.018 = 334кНм$$

а в перетині II—II:

$$M_{2.2} = \frac{P_3}{2} * b$$

де $b = 0,275$.

$$M_{2.2} = \frac{657}{2} * 0.275 = 90.3 кН/м$$

В другій схемі навантаження балки додатково навантажені від дії відцентрової і вітрової сил:

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$H = \frac{H_{\text{ц}} + H_B}{2} (2.3.2)$$

Бокове навантаження. викликає додаткове вертикальне навантаження частин візків з одного боку вагона і відповідне розвантаження з іншого:

$$P_6 = \frac{H_{\text{ц}} h_{\text{ц}} + H_B h_B}{2 * (b - b_1)} (2.3.3)$$

де $H_{\text{ц}}$ - відцентрова сила вагона;

$$H_{\text{ц}} = \eta * (P_{\text{бр}} - 2 * P_{\text{м}}) * g (2.3.4)$$

де $\eta = 0,075$;

$$H_{\text{ц}} = 0.075 * (94 - 2 * 5) * 9.81 = 61.8 \text{ kH}$$

H_B - тиск вітру на кузов вагона;

$$H_B = \omega * F$$

де ω - тиск вітру, $\omega = 500 \text{ Па}$;

F - площа бічної проекції вагона, 2 м . Визначається за формулою:

$$F = (h_{\text{д}} - h) * L_{\text{куз}}$$

де $h_{\text{д}}$ - висота кузова, м ;

h - висота від рівня головок рейок до ковзунів, м , $h = 1.060 \text{ м}$;

$L_{\text{куз}}$ - довжина кузова вагона.

$$F = (4.520 - 1.060) * 17.500 = 60.55 \text{ м}^2$$

$$H_B = 0.5 * 60.55 = 30.27 \text{ кН}$$

h и h_B - вертикальні відстані від міста прикладання сили b_r до точок прикладання відповідно сил $H_{\text{ц}}$ та H_B , $h_{\text{ц}} = 1,7$ $h_B = 1,7$;

$b - b_1$ - - відстань між точками прикладання сил b_r додаткового навантаження і частини вагона, що розраховується, $(b - b_1) 0,743 \text{ м}$.

$$H = \frac{61.8 + 30.27}{2} = 46 \text{ кН}$$

$$P_6 = \frac{61.8 * 1.7 + 30.27 * 1.7}{2 * 0,743} = 105.32 \text{ кН}$$

Додаткові вертикальні реакції опор балки, що виникають від дії бічних горизонтальних навантажень:

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$P_r = P_6 * \frac{b - b_1}{2b}$$

де $2b$ - відстань між центрами ресорних комплектів, $2b = 2,026$ м.

$$P_r = 105.32 * \frac{0.743}{2.026} = 38.6 \text{ kH}$$

Максимальний згинаючий момент при другій схемі навантаження:

- перетин I-I: $M_{1.1}^2 = (\frac{P_3}{2} + P_r) * b - P_b(b - b_1)$

$$M_{1.1}^2 = \left(\frac{657}{2} + 38.6\right) * 1.018 - 105.32 * 0.743 = 295 \text{ kH/m}$$

- перетин II-II: $M_{2.2}^2 = (\frac{P_3}{2} + P_r) * b_1$

$$M_{2.2}^2 = \left(\frac{657}{2} + 38.6\right) * 0.275 = 100.9 \text{ kH/m}$$

Напруження в перетинах надресорної балки:

$$\sigma_{1.1}^{B.H} = \frac{M_{1.1}^1}{W_1^{B.H}}$$

$$\sigma_{2.2}^{B.H} = \frac{M_{2.2}^2}{W_2^{B.H}}$$

де M_i - згинаючий момент в розрахунковому перетині балки;

W_i - момент опору балки при згині в тому ж перетині:

$$W_1^B = -0,003466 \text{ м}^3, W_1^H = 0,002802 \text{ м}^3,$$

$$W_2^B = -0,001135 \text{ м}^3, W_2^H = 0,002802 \text{ м}^3;$$

i - номер розрахункового перетину.

$$\sigma_{1.1}^B = \frac{334}{-0,003466} = -96.3 \text{ мПа}$$

$$\sigma_{1.1}^H = \frac{334}{0,002802} = 119.2 \text{ мПа}$$

$$\sigma_{2.2}^B = \frac{100.9}{-0,001135} = -88.8 \text{ мПа}$$

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$\sigma_{2.2}^H = \frac{100.9}{0,002802} = 36 \text{ мПа}$$

Умова міцності надресорної балки $1.2 * \sigma_H \leq [\sigma]$, $[\sigma] = 145 \text{ мПа}$ для сталі 20ГЛ, $[\sigma] = 180 \text{ мПа}$ для сталі 09Г2Д.

Навантаження, що діють в горизонтальній площині

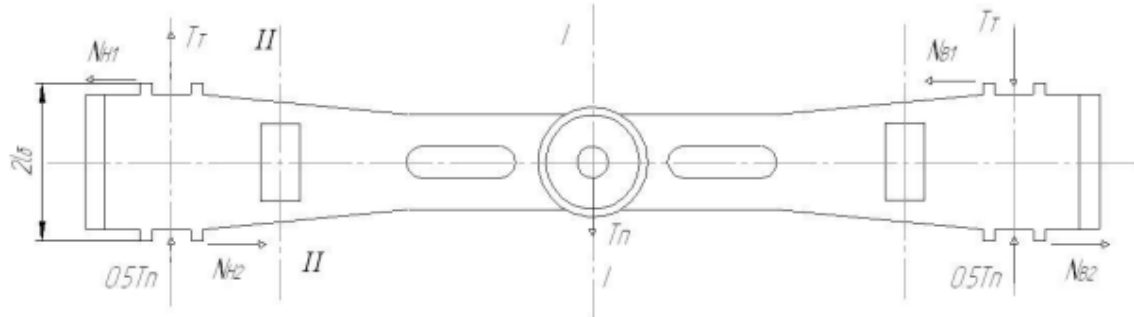


Рис. 2.3.2 – Навантаження що діють на надресорну балку

$$M_{1.1}^r = \frac{N}{2} * b$$

де N - горизонтальна реакція і навантаження,

$$N = 2.5 * P_m * g$$

$$N = 2.5 * 5 * 9.81 = 122.6 \text{ кН}$$

$$M_{1.1}^r = \frac{122.6}{2} * 1.018 = 62.4 \text{ кН/м}$$

Максимальний згинаючий момент в перетині II-II:

$$M_{2.2}^r = \frac{N}{2} * b_1$$

$$M_{2.2}^r = \frac{122.6}{2} * 0.275 = 16.85 \text{ кН/м}$$

Напруження в перетинах надресорної балки:

$$M_i^r = \frac{M_i}{W_i}$$

$$\text{Де } W_{1.1} = 2620 * 10^{-6} \text{ м}^3, W_{12.2} = 1400 * 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{1.1}^r = \frac{62.4}{2620 * 10^{-6}} = 23.81 \text{ мПа}$$

$$\sigma_{2.2}^r = \frac{16.85}{1400 * 10^{-6}} = 12.03 \text{ мПа}$$

Сумарна напруга в I-I і в II—II перетинах:

$$\sigma_{1.1} = \sigma_{1.1}^B + \sigma_{1.1}^r \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{2.2} = \sigma_{2.2}^B + \sigma_{2.2}^r \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{1.1} = 96.3 + 23.81 = 120.1 \text{ мПа} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{2.2} = 88.8 + 12.03 = 100.83 \text{ мПа} \leq [\sigma]$$

Висновок: сумарні напруження в I-I і в II-II перетинах не перевищують $[\sigma] = 180 \text{ мПа}$. Вибираємо для надресорної балки сталь 09Г2Д.

3. Рама та кузов вагона

У кузовах критих вагонів, що служать для перевезення вантажів, що вимагають укриття та захисту від атмосферних опадів, передбачають засувні двері та вентиляційні люки в бічних стінах, завантажувальні люки в даху, а іноді в підлозі для розвантаження сипких вантажів. У даху можуть влаштовувати щілинні люки по всій її довжині, що дозволяє завантажувати вагони сипучим вантажем під час руху складу вагонів у бік завантажувального бункера, у цьому випадку між кузовами передбачають спеціальні відкидні фартухи у міжвагонних проміжках. Для більшефективного використання автотранспорту та прискорення штучними, пакетованими та подібними вантажами, кузова можуть обладнати стінами зі зсувами панелі. Для використання підйомних кранів при завантаженні та вивантаженні великогабаритних та великовагових вантажів кузова оснащуються розсувним або дахом, що розкривається. Після виробництва вантажно-розвантажувальних робіт у лівій частині кузова обидві частини даху зсуваються вліво, виконується навантаження або розвантаження правої частини кузова вагона. З метою використання гравітаційних властивостей сипких вантажів кузов проектується із похилими торцевими стінами. У цьому випадку сипкий вантаж самопливом вивантажується через бункерні пристрої з бічними або нижніми люками. Завантаження сипучого вантажу проводиться через люки, розташовані у даху. Для безтарного транспортування борошна використовується спеціалізований вагон, на рамі якого розміщені вертикальні конічно-циліндричні бункери, що мають верхні завантажувальні люки.

Бічні балки рами виготовлені зі швелера № 14, посиленого в зоні дверного отвору швелером № 8. Бічна стіна має дванадцять стійок і верхню обв'язку, обшиті металевими листами з горизонтальними гофрамі. Вісім із цих стійок виготовлені з омегаподібного гнutoго профілю 80 X 76 X 33 X 5 мм, а дві

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

дверні - із зетообразного профілю № 8 і привареного до нього косинця 75 X 50 X 6 мм, що служить притвором двері. Верхньою обв'язкою бічної стіни служить куточок 90 x 56 x 8 мм. Товщина металевої обшивки унизу 3 мм, а вгорі 2 мм. Бічні стіни мають по два завантажувальні люки і по одному дверному отвору, в якому встановлена засувна самоущільнюється під дією, що розпирає зерна двері з верхньою підвіскою на роликах до рейки. Двері металеві, обшиті всередині фанерою завтовшки 8 мм. Люк унизу дверей служить для зняття розпирає дії зерна перед вивантаженням. Двері мають середній замковий стик та механізм замикання, що забезпечує необхідне ущільнення.

Торцеві стіни складаються з кутових стійок та верхньої обв'язки, обшитих листом товщиною 3 мм із горизонтально спрямованими трапецеїдальними гофрами. Бічні та торцеві стіни всередині обшиті вологостійкою фанерою завтовшки 10 мм.

Бічні та торцеві стіни кузова жорстко пов'язані з рамою. Каркас бічної стіни складається з верхньої обв'язки, двох шкворневих, двох дверних та шести проміжних стійок. Нижньою обв'язкою стіни служить поздовжня бічна балка рами. Зовні каркас обшитий гофрованою металевою, зсередини – дерев'яною обшивкою.

Торцева стіна за допомогою двох кутових та двох проміжних стійок знизу приварена до кінцевої балки рами, а зверху верхньою обв'язкою пов'язана з фрамугою даху. Торцева стіна має зовнішню металеву та внутрішню дерев'яну обшивку та обладнана скобами, що служать для доступу обслуговуючого персоналу на дах. Ціліснозварний дах обладнана трапом для доступу до завантажувальних люків. Дах складається з двох фрамуг та набору дуг, поздовжніх бічних обв'язок та поздовжніх підкріплюючих елементів, зверху покритих гофрованою металевою обшивкою. Зсередини за допомогою куточків та скоб болтами до дуг кріпиться підшивна стеля із вологостійкої фанери.

Рама кузова зварена, складається з наскрізної хребтової балки, двох поздовжніх бічних, двох шкворневих, двох кінцевих поперечних балок. Між шкворневими балками рами розташовані дві поперечні основні (дверні) та сім проміжних, а також поздовжні балки, призначені для підтримки підлоги. Під дверним отвором з кожного боку є висувні підніжки, що відкидають вниз для обслуговуючого персоналу. У консольній частині рами розміщені розкоси, а також довгі поздовжні і короткі балки. Розкоси служать для передачі частини поздовжніх зусиль від ударно-тягових приладів на шкворневу балку та рівномірного розподілу поздовжнього навантаження на середню частину рами кузова.

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

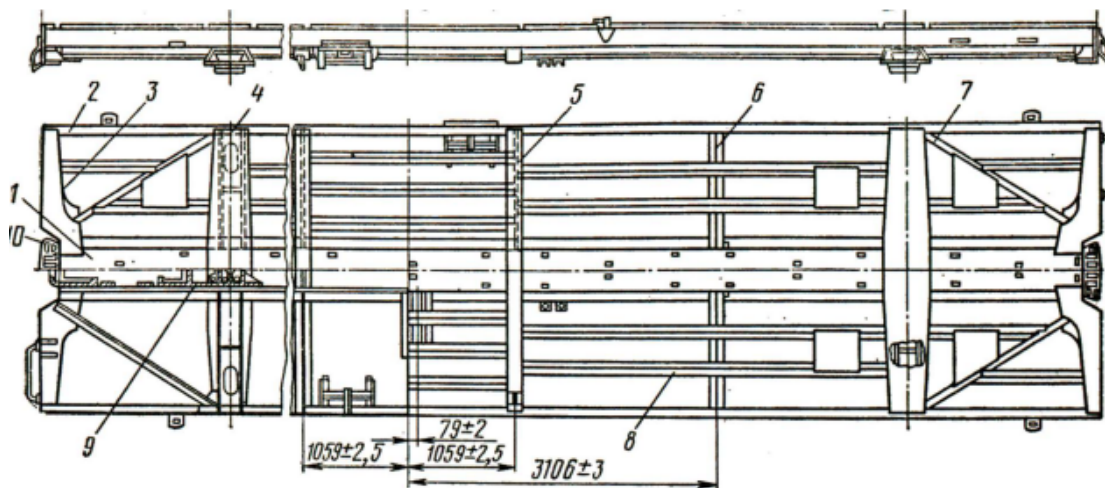


Рис.3.1 Рама кузова

4.Ударно-тягові прилади

4.1 Опис ударно-тягових приладів

1. Класифікація та особливості пристрою ударно-тягових приладів

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

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

У консольній частині хребтової балки встановлені задні упори автозчеплення, об'єднані між собою підсилювальною коробкою шкворневого вузла, що підсилює, а також передні упори, об'єднані з ударною розеткою автозчеплення, заглибленої всередину рами. Між задніми та передніми упорами на вертикальних стінках хребтової балки встановлені запобіжні планки. Бічні поздовжні балки рами у дверному отворі посилені балками. По кінцях рами обладнані підніжками та поручнями, що розміщені з кожної сторони вагона. На кінцевих балках встановлені поручні та важіль розчіпного приводу автозчеплення.

Усі основні поперечні балки рами – шкворневі, кінцеві та дверні в середній частині мають більшу висоту, ніж у кінцевих частинах, що

наближає їх до конструкції рівного опору вигину та дозволяє зменшити масу. Зверху на раму настелена підлога з дощок, з'єднаних чверть і укріплених по кінцях металевим куточком. У зоні дверного отвору настил підлоги покритий металевими листами, що оберігає дерев'яні дошки від пошкодження під час виробництва вантажно-розвантажувальних робіт. Рама служить для сприйняття тягових зусиль, ударів в автозчеплення, а також інерційних сил кузова, що виникають при зміні швидкості руху. Вона є звареною конструкцією, що складається з двох шкворневих та хребтових балок.

Автозчіпний пристрій вагона складається з корпусу автозчеплення з деталями механізму, розчіпного приводу, ударно-центруючого приладу, упрядного пристрою з поглинаючим апаратом та опорних частин. Основні частини автозчіпного пристрою розміщуються у консольній частині хребтової балки 5 рами кузова вагона (рис. 4.1.1). Корпус автозчеплення з деталями механізму встановлений у вікно ударної розетки 4 і своїм хвостовиком з'єднаний з тяговим хомутом 2 за допомогою клина 6, який вставляється знизу і спирається на 2 болта, закріплених запірними шайбами та гайками. Розчіпний привід укріплений на кінцевій балці рами. Він складається з двоплечого важеля 9, кронштейна з поличкою 8, державки і ланцюга 7 для з'єднання важеля з приводом механізму автозчеплення 13. Ударно-центруючий прилад складається з ударної розетки 4, прикріпленої в середній частині до кінцевої балки рами.

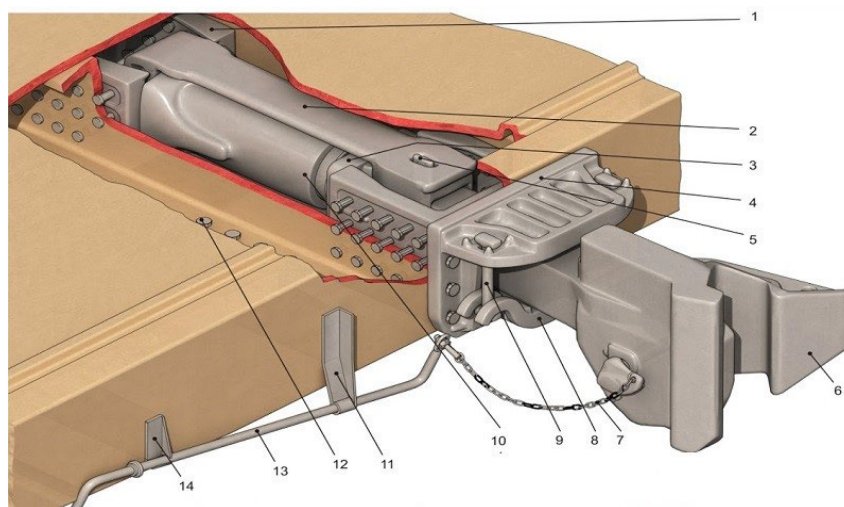


Рис 4.1.1 Ударно тягОВОВий прилад

Упрядний пристрій включає тяговий хомут, клин, упорну плиту і два болта з планкою, запірними шайбами і шплінтом. Всередині тягового хомута знаходиться поглинаючий апарат 10, який розміщується між задніми упорами 1 і упорною плитою, що взаємодіє з передніми упорами. Задні упори об'єднані між собою перемичкою і укріплені до вертикальних

стінок хребтової балки рами. Передні упори об'єднані між собою за допомогою ударної розетки і жорстко укріплені до вертикальних стінок хребтової балки. Упряжний пристрій оберігається від падіння підтримуючої планкою, укріпленої знизу до горизонтальних полиць хребтової балки вісьма болтами. Всередині корпусу автозчеплення розміщуються деталі механізму, що служать для виконання процесів зчеплення та розчеплення рухомого складу.

Корпус автозчеплення є порожнистим виливком і складається з головної частини і хвостовика. У середині головної частини, званої кишенею, розміщено деталі механізму автозчеплення. Корпус автозчеплення (рис. 4.1.2) має великий 2 і малий 1 зуби, між якими утворений зів. З зів'я виступають замок 3 і замкоутримувач 6. Контур зачеплення стандартний і являє собою горизонтальну проекцію великого і малого зубів, зів'я і частини замку, що виступає. Торцеві поверхні малого зуба і зів'я називають ударними, а задні поверхні великого і

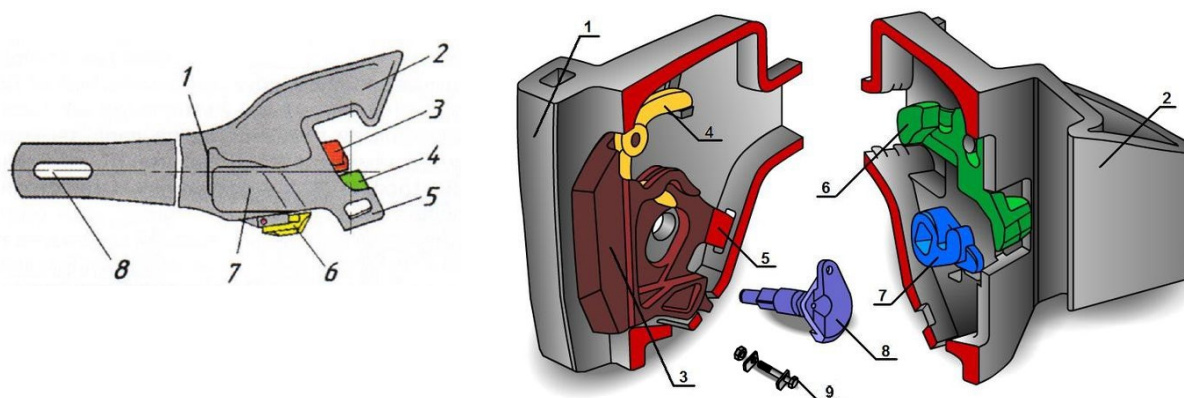


Рис.4.1.2 Деталі автосцепного приладу

малого зубів - тяговими. У верхній частині голови корпусу відлитий виступ 5, який, взаємодіючи з розеткою, приймає жорсткий удар при повному стисканні поглинаючого апарату.

Хвостова частина 8 корпусу автозчеплення порожниста, має отвір для клина тягового хомута, перемичку і торець циліндричної форми для передачі ударних навантажень.

У порожній частині голови (кишені) розміщені деталі механізму автозчеплення. З боку малого зуба 1 корпуси встановлений замок 3, який служить для замикання двох зчеплених автозчеплень. Його робоча частина у зчепленому стані виступає у зів. Замок 3 має шипа для навішування запобіжника від саморозчіпки (собачки). Овальний отвір 6 замку служить для пропускання через нього валика підйомника 8. Знизу замок має радіальну поверхню, по якій він перекочується при переміщенні всередину

кишені, сигнальний відросток червоного кольору, виступає з корпусу знизу при положенні розчеплення, і спрямовуючий зуб

Запобіжник від саморозчепа навішується на шипа замка, своїм верхнім плечем е укладається на поличку що є на лівій бічній поверхні кишені. У зчепленому стані автозчеплень торець верхнього плеча е розташовується проти упору протима м замкоутримувача б, перешкоджаючи догляду замка 3 всередину кишені і оберігаючи автозчеплення від саморозчеплення. Нижнє фігурне плече запобіжника взаємодіє з підйомником при розчепленні автосцепок.

Замкотримач своїм овальним отвором навішується на шип, розташований на правій стінці всередині кишені з боку. ні великого зуба корпусу. Його лапа к виступає в зів під дією сили тяжіння протимаги л. У зчепленому стані лапа упирається у вертикальну поверхню зів сусіднього автозчеплення, при цьому положенні протимагу знаходиться в піднесеному стані, а його упор м розташовується проти торця верхнього плеча запобіжника. Розчіпний кут н, взаємодіючи з підйомником, утримує замок 3 в розчепленому положенні. розведення автозчепів.

Підйомник замку вільно укладається на припливи, розташовані в правій нижній частині кишені з боку великого зуба корпусу автозчеплення. Його широкий палець знаходиться зверху і звернений у бік зіву. Широким пальцем об підйомник за нижнє плече ж повертає запобіжник, піднімаючи тим самим його верхнє плече, і відводить замок всередину кишені при розчепленні автозчеплень. Вузкий палець підйомника взаємодіє з розчіпним кутом н замкоутримувача, заскакуючи за вертикальну його грань, і утримує замок всередині кишені до розведення автозчеплень.

Валик підйомника вставляється в корпус через лівий отвір, його циліндрична частина р проходить через овальний отвір б замку 3, квадратна частина через квадратний отвір підйомника, а циліндрична частина т входить в отвір на правій стінці корпусу з боку великого зуба. цьому положенні валик витягу оберігає всі деталі механізму від випадання і їх неможливо виїняти з кишені. Отвір служить для з'єднання балансира ф валика підйомника з ланцюгом приводу, а виїмка х для розміщення запірної болта, що встановлюється в отвір припливу корпусу автозчеплення. Вилучення х дозволяє валику повертатися на необхідний кут і запобігає переміщенню його в поздовжньому напрямку від мимовільного випадання. Гайка болта внизу фіксується запірною шайбою відгинання її пелюсток.

4.2 Поглинаючі апарати

Пружинно-фрикційні апарати автотягачів набули найбільшого поширення у вагонах через простоту та можливість їх проектування із задовільними параметрами. Основна частина рухомого складу Українських залізниць оснащена пружинно-фрикційними поглинаючими апаратами шестигранного типу - апаратами Ш-1-ТМ, якими обладналися чотиривісні вантажні вагони будівлі до 1979 р., а потім переважно апаратами Ш-2-В. Восьмивісні вагони оснащувалися апаратами типу Ш-2-Т і Ш-4-Т, що мають відмінність у габаритних розмірах (Ш - шестигранний, Т - термічно оброблений, М - модернізований, В - взаємозамінний). Ці апарати подібні між собою за конструкцією і розрізняються в основному такими параметрами, як енергоємність, хід, первісна та кінцева сила стиснення.

Поглинаючий апарат Ш-1-ТМ і Ш-2-В (рис. 4.2.1) складається з корпусу 3 з шестигранною горловиною, в якому розміщені натискний конус 1, три клина 2 і натискна шайба 5. Між днищем корпусу 3 та шайбою 5 розміщені пружини 6 (зовнішня) та 7 (внутрішня) підпільного комплексу. Стяжний болт 8 з гайкою 4 служить для утримання деталей у зібраному апараті та створення початкової затяжки пружин. Хід апарату 70 мм, енергоємність 50 кДж.

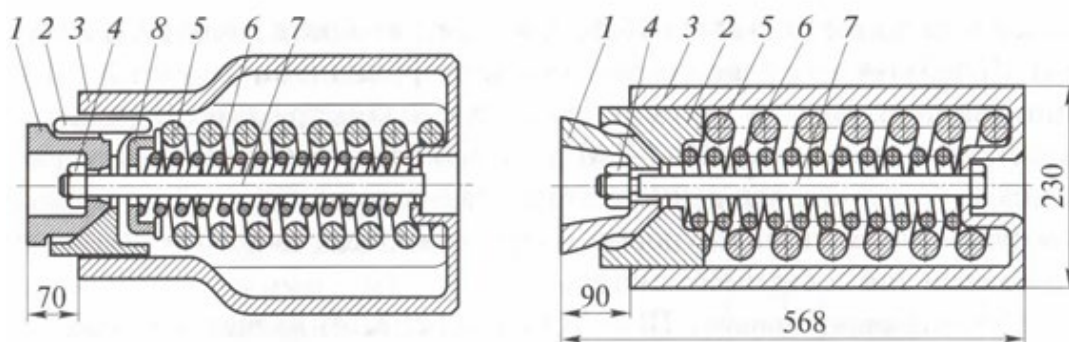


рис. 4.2.1 Поглинаючий апарат Ш-1-ТМ та Ш-2-В

Поглинаючі апарати Ш-2-В та Ш-2-Т мають конструкцію, як і апарат Ш-1-ТМ, проте з метою збільшення ходу апарату вони не мають натискної шайби, і зусилля від конуса передається безпосередньо на пружини. Апарат Ш-2-Т має габаритні розміри, що відрізняються від розмірів апаратів Ш-1-Т та Ш-2-В, та призначений для постановки на 8-вісні вагони. Вказані вище апарати за своєю енергією відносяться до класу «ТО» стандарту.

У ударно тягових приладах вагона 11-7045 використовують поглинаючий апарат ПМК-110А

Поглинаючий апарат ПМК-110А, ПМК-110К-23 (Рис4.2.2) складається з корпусу 4, в якому розміщені зовнішня 1, внутрішня пружини 2. На пружини спирається опорна пластина 6, натискний конус 8 спирається на два фрикційних клина 7. Між клинами і корпусом апарату розташовані нерухомі пластини 3 з металокерамічними елементами, що входять своїми виступами в отвори корпусу, і рухомі пластини 5, що спираються на 10 з гайкою 9. Хід апарату 110 мм, енергоємність 75 кДж.

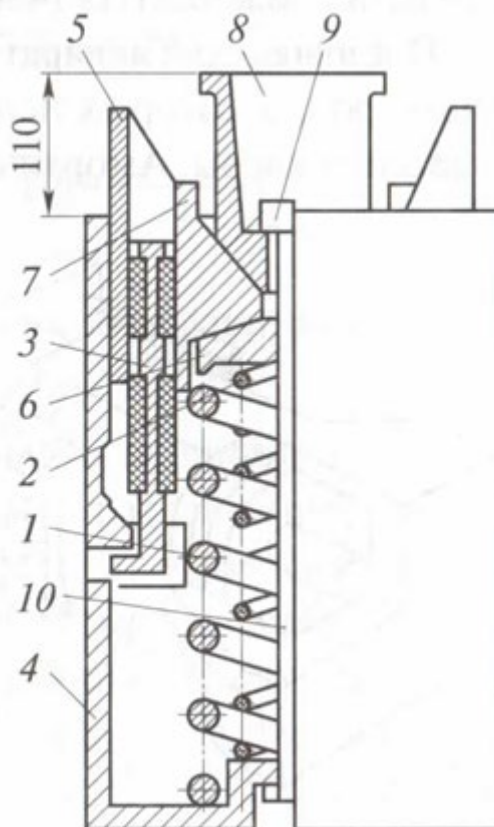


Рис4.2.2 Поглинаючий апарат ПМК110А

Апарат ПМК-110К-23 відрізняється від апарату ПМК-110А лише маркою металокерамічних елементів.

Працює апарат в такий спосіб. При дії на автозчеплення стискаючого зусилля її хвостовик через упорну плиту тисне на натискний конус апарата, а при зусиллі, що розтягує, тяговий хомут тисне на основу конуса; апарат починає стискатися. Конус, переміщаючись усередину корпусу, натискає на клини. Клини притискаються до нерухомих пластин, і виникає тертя, внаслідок чого відбувається поглинання енергії. Коли наполеглива плита доходить до рухомих пластин, останні починають перемішатися разом із конусом, створюючи додаткове тертя. Опір апарату зростає, енергія, що

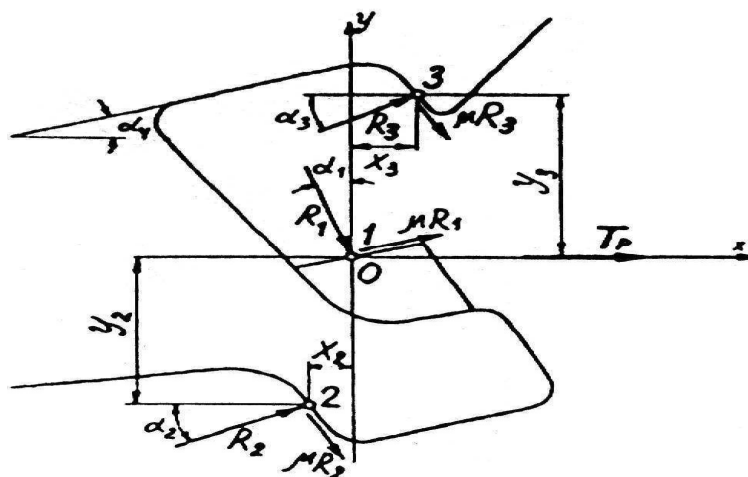


Рис.4.3.2 Схема дії сил у контурі зачеплення автозчеплення під час стиснення

Розрахунок проводимо для I перерізу великого зуба при дії сили $T_p = 2.5 \text{ МН}$.

У разі розтягнення силою T_p навантаження R_1 , R_2 и R_3 визначають за умови рівноваги (рис.8.2). З урахуванням сил тертя при коефіцієнті тертя μ умова рівноваги набуває вигляду:

$$\begin{cases} \sum P_x = R_1 \cdot (\sin \alpha_1 + \mu \cdot \cos \alpha_1) + R_2 (\cos \alpha_2 + \mu \cdot \sin \alpha_2) + R_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \mu \cdot \sin \alpha_3) = T_p \\ \sum P_y = R_1 \cdot (\mu \cdot \sin \alpha_1 - \cos \alpha_1) + R_2 \cdot (\sin \alpha_2 - \mu \cdot \cos \alpha_2) + R_3 \cdot (\sin \alpha_3 - \mu \cdot \cos \alpha_3) = 0 \\ \sum M_0 = R_2 [(\cos \alpha_2 + \mu \cdot \sin \alpha_2) \cdot y_2 - (\sin \alpha_2 - \mu \cdot \cos \alpha_2) \cdot x_2] - R_3 [(\cos \alpha_3 + \mu \cdot \sin \alpha_3) \cdot y_3 - (\sin \alpha_3 - \mu \cdot \cos \alpha_3) \cdot x_3] = 0 \end{cases}$$

Для стандартного контуру зчеплення:

$$\alpha_1 = 15^\circ; \quad \alpha_2 = \alpha_3 = 30^\circ; \quad \alpha_4 = 18^\circ; \quad \mu = 0,4; \\ x_2 = x_3 = 25 \text{ мм}; \quad y_2 = y_3 = 119 \text{ мм}$$

Підставляємо значення до системи рівнянь і виносячи загальний множник у рівняння далі M_0 :

$$\begin{cases} \sum P_x = R_1 \cdot (\sin 15^\circ + 0,4 \cdot \cos 15^\circ) + R_2 (\cos 30^\circ + 0,4 \cdot \sin 30^\circ) + R_3 \cdot (\cos 30^\circ + 0,4 \cdot \sin 30^\circ) = 2,5 \\ \sum P_y = R_1 \cdot (0,4 \cdot \sin 15^\circ - \cos 15^\circ) + R_2 \cdot (\sin 30^\circ - 0,4 \cdot \cos 30^\circ) + R_3 \cdot (\sin 30^\circ - 0,4 \cdot \cos 30^\circ) = 0 \\ \sum M_0 = (R_2 - R_3) \left[(\cos 30^\circ + 0,4 \cdot \sin 30^\circ) \cdot 119 - (\sin 30^\circ - 0,4 \cdot \cos 30^\circ) \cdot 25 \right] = 0 \end{cases}$$

Вирахувавши значення отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum P_x = R_1 \cdot (0,259 + 0,4 \cdot 0,966) + R_2(0,866 + 0,4 \cdot 0,5) + \\ + R_3 \cdot (0,866 + 0,4 \cdot 0,5) = 2,5 \\ \sum P_y = R_1 \cdot (0,4 \cdot 0,259 - 0,966) + R_2 \cdot (0,5 - 0,4 \cdot 0,866) + \\ + R_3 \cdot (0,5 - 0,4 \cdot 0,866) = 0 \\ \sum M_0 = (R_2 - R_3)[(0,866 + 0,4 \cdot 0,5) \cdot 119 - (0,5 - 0,4 \cdot 0,866) \cdot 25] = 0 \end{array} \right.$$

або

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum P_x = R_1 \cdot 0,645 + R_2 \cdot 1,066 + \\ + R_3 \cdot 1,066 = 2,5 \\ \sum P_y = R_1 \cdot (-0,862) + R_2 \cdot 0,154 + \\ + R_3 \cdot 0,154 = 0 \\ \sum M_0 = (R_2 - R_3)[1,066 \cdot 119 - 0,154 \cdot 25] = 0 \end{array} \right.$$

З рівняння для M_0 :

$$R_2 = R_3$$

Рівняння P_x та P_y приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} \sum P_x &= R_1 \cdot 0,645 + R_2 \cdot 1,066 + R_2 \cdot 1,066 = 2,5 \\ \sum P_y &= R_1 \cdot (-0,862) + R_2 \cdot 0,154 + R_2 \cdot 0,154 = 0 \end{aligned}$$

Виразивши R_1 з рівняння P_x і підставивши його в рівняння P_y :

$$R_1 = \frac{2,5 - R_2 \cdot 1,066 - R_2 \cdot 1,066}{0,645} = \frac{2,5 - R_2 \cdot 2,132}{0,645}$$

$$\frac{2,5 - R_2 \cdot 2,132}{0,645} \cdot (-0,862) + R_2 \cdot 0,154 + R_2 \cdot 0,154 = 0$$

Отримаємо

$$R_2 = R_3 = 1,06 \text{ МН}$$

$$R_1 = \frac{2,5 - 1,06 \cdot 2,132}{0,645} = 0,372 \text{ МН}$$

Напруга у розрахунковому перерізі великого зуба при дії сили T_p , яка прикладається до корпусу автозчеплення, визначається за формулою

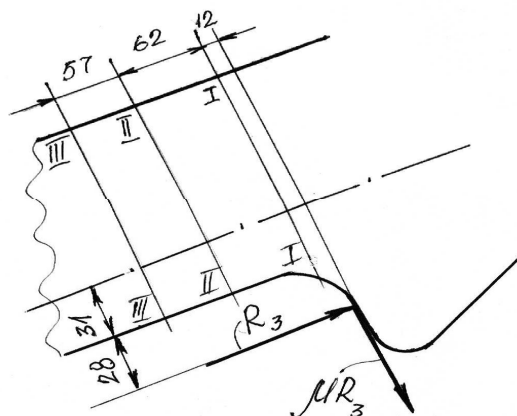
$$\sigma = \pm \frac{M_p}{W} + \frac{R_3 [\cos(\alpha_3 - \alpha_4) + \mu \cdot \sin(\alpha_3 - \alpha_4)]}{F}$$

де M_p – згинальний момент у розрахунковому перерізі, який виникає при дії сили R_3 з урахуванням сили тертя

W , F – момент опору та площа поперечного перерізу відповідно:

$$W_I = 410.53 \text{ см}^3, F_I = 98.98 \text{ см}^2$$

Для визначення згинального моменту M_p звертаємось до схеми на Рис. 13.4.



4.3. Схема для визначення згинального моменту M_p у перерізах I, II, III

$$M_p = R_3 \cdot \mu \cdot 1,2 = R_3 \cdot (5,9 - \mu \cdot 1,2)$$

Підставляємо значення у формулу

$$M_p = 1,06 \cdot (5,9 - 0,4 \cdot 1,2) = 5,75 \text{ МН} \cdot \text{см}$$

Тоді напруження у перерізі I:

$$\sigma = \pm \frac{5,75}{410,53} + \frac{1,06 \cdot [\cos(30^\circ - 18^\circ) + 0,4 \cdot \sin(30^\circ - 18^\circ)]}{98,98} =$$

$$= \pm 0,014 + 0,0113 = \begin{cases} +0,0253 \frac{\text{МН}}{\text{см}^2} = +253 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} (\text{МПа}) \\ -0,0027 \frac{\text{МН}}{\text{см}^2} = -27,0 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} (\text{МПа}) \end{cases}$$

Для сталі марки 20Г1ФЛ мінімальна межа плинності $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$, тобто міцність корпусу автозчеплення у перерізі I достатня.

4.4.Розрахунок енергоємності пружинно-фрикційного поглинаючого апарату

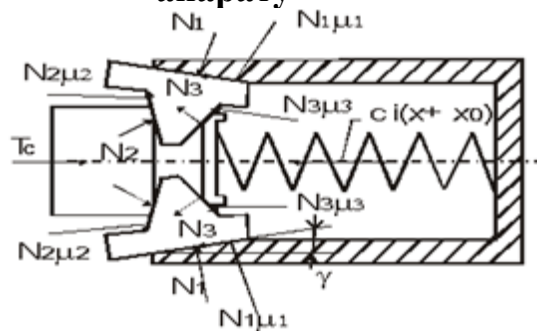


Рис 4.4.1- Розрахункова схема поглинаючого апарату

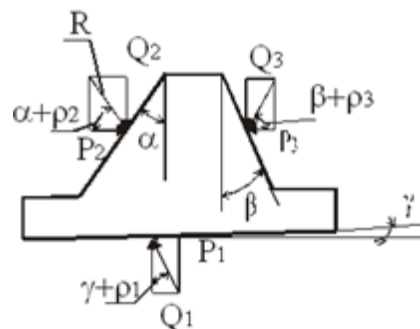


Рис 4.4.2.- Схема дії сил на елементи пружинно-фрикційного апарату

1. Коефіцієнт передачі при стисненні ПА

$$\Psi_H = \frac{1 + \tan(12 + 5) * \tan(3 + 15)}{1 - \tan(12 + 5) * \tan(3 + 15)} = 1,98$$

2. Коефіцієнт передачі при віддачі ПА

$$\Psi_H = \frac{1 + \tan(12 - 5) * \tan(3 - 15)}{1 - \tan(12 - 5) * \tan(3 - 15)} = 1,98$$

3. Коефіцієнт передачі при відсутності тертя

$$i = \frac{1 + \tan(12) * \tan(3)}{1 - \tan(49) * \tan(3)} = 1,07$$

Жорсткість кожної пружини (кН/см) поглинаючого апарату розраховується за формулою

$$c_{\text{зов}} = \frac{G * d^4}{8 * D^4 n_{\text{пр}}} = \frac{0,80 * 10^5 * 3,6^4}{8 * 13,7^3 * 6,3} = 103,68 \text{кН1см}$$

$$c_{\text{вн}} = \frac{G * d^4}{8 * D^4 n_{\text{пр}}} = \frac{0,80 * 10^5 * 2^4}{8 * 7,5^3 * 17,5} = 21,5 \text{кН1см}$$

4. Зусилля при стисненні ПА:

- на початку стиснення

$$T_A = 1,98 \cdot 1,07 \cdot 125 \cdot 2 = 529 \text{кН};$$

- у кінці стиснення

$$T_B = 1,98 \cdot 1,07 \cdot 125 \cdot (11+2) = 3442,7 \text{кН};$$

5. Зусилля при віддачі ПА:

- на початку віддачі

$$T_C = 0,80 * 1,07 \cdot 125 \cdot (11 + 2) = 218 \text{кН};$$

- у кінці віддачі

$$T_E = 0,80 \cdot 1,07 \cdot 125 \cdot 2 = 64,25 \text{кН}.$$

6. За розрахованими даними зусиль при стисненні та віддачі ПА побудуємо силову характеристику.

Рис.8.3.1 Силова характеристика ПА типу пмк 110А

7. Енергоємність E поглинаючого апарата (кДж) визначається площею фігури ABDF (рис.2.2), тобто

$$c_{\text{зов}} = \frac{T_A + T_B}{2} * X = \frac{529 + 3442}{2} * 0,11 = 218 \text{кДж}$$

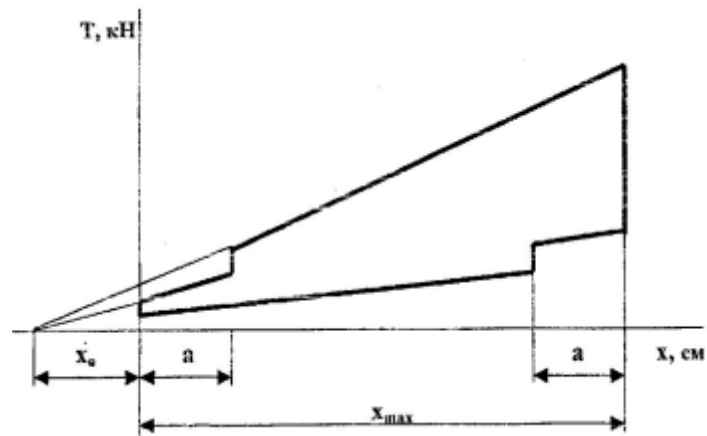


Рис.4.2.1 Силовая характеристика ПА типу пмк 110А

8. Энергия віддачі E_B - це площа фігури ECDF (рис. 4.2.1):

$$c_{\text{зов}} = \frac{T_E + T_C}{2} * X = \frac{214 + 1391}{2} * 0.11 = 88 \text{кДж}$$

9. Энергия E_H , що необоротно поглинається ПА, визначається площею фігури ABCE (рис.2.2):

$$E_H = E - E_B, \quad E_H = 218 - 88 = 130 \text{кДж}.$$

Висновок

В данній роботі представлені матеріали для проектування критого вагона з полибленою розробкою ударно-тягових приладів.

У першому розділі дипломного проекту було проведено опис та розрахунок техніко-економічних параметрів вагона . Розраховані вантажопідйомність, визначено можливість вписування вагона в габарит, побудована габаритна рамка. Розраховані сили які діють на вагон. Та визначено що найбільші навантаження діють у повздовжній площині.

У другому розділі було описано ходові частини вагона Також був проведений розрахунок буксових підшипників для переконання у їхній міцності та надійності. У цьому розділі також був проведений розрахунок надресорної балки візка для визначення необхідної міцності конструкції.

У третьому розділі була описана конструкція рами та кузова вагона, яка є ключовим елементом для забезпечення міцності, стійкості та безпеки під час перевезення вантажу.

У четвертому розділі було розглянуто конструкцію ударно-тягових приладів. Проведено розрахунок корпусу автозчеплення вагона і визначено що міцність достатня . Також буде проведено розрахунок енергоємності поглинального апарату яка склала 130 кДж

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Література

1. Болонюк, В. О. Економічна оцінка ходових частин вагонів / В. О. Болонюк // Вісник Донбаського національного технічного університету. - 2008. - № 1(14). - С. 126-130.
2. Логвінов, О. І. Методика економічної оцінки ходових частин вагонів / О. І. Логвінов // Економічні науки: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2010. - Вип. 80. - С. 176-182.
3. Бойчук, О. В. Економічний аналіз зносу ходових частин вагонів / О. В. Бойчук, О. В. Шевчук // Економіка та управління відновлювальною енергетикою : матеріали міжнародної наук.-практ. конференції, 2-3 грудня 2015 р. - Тернопіль : ТНТУ, 2015. - С. 45-49.
4. Макаренко, М. І. Оптимізація економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. - 2008. - Вип. 23. - С. 149-152.
5. Болонюк, В. О. Оцінка економічної ефективності ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. І. Болонюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - 2008. - Т. 2, № 3(38). - С. 229-234.
6. Логвінов, О. І. Економічні показники ходових частин вагонів і їх аналіз / О. І. Логвінов, В. В. Столярчук // Економіка розвитку. - 2009. - № 4. - С. 65-71.
7. Бойчук, О. В. Економічний аналіз експлуатаційної надійності ходових частин вагонів / О. В. Бойчук, О. В. Шевчук // Наукові праці Одеського національного академічного університету. Серія: Економіка. - 2015. - Т. 20, Вип. 1(26). - С. 9-13.
8. Макаренко, М. І. Методи оцінки економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Економічні проблеми сталого розвитку: Зб. наук. праць. - Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2009. - Вип. 6(1). - С. 188-195.
9. Болонюк, В. О. Методика економічної оцінки ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. В. Ковальов // Економічні інновації: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2014. - Вип. 58. - С. 31-38.

10. Логвінов, О. І. Економічний аналіз ходових частин вагонів / О. І. Логвінов, В. В. Столярчук // Економічні науки: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2011. - Вип. 87. - С. 145-151.

11. Козуб, І. Г. Оптимізація експлуатаційних витрат ходових частин вагонів / І. Г. Козуб // Економіка транспорту і комунікацій. - 2011. - № 2. - С. 39-45.

12. Макаренко, М. І. Аналіз економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. - 2010. - Вип. 34. - С. 139-142.

13. Болонюк, В. О. Економічний аналіз експлуатаційної надійності ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. В. Ковальов // Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем : зб. наук. праць. - Харків : ХНАДУ, 2012. - Вип. 27. - С. 66-72.

14. Логвінов, О. І. Методи оцінки економічних показників ходових частин вагонів / О. І. Логвінов, В. В. Столярчук // Економіка транспорту. - 2012. - Вип. 37. - С. 111-115.

15. Бойчук, О. В. Аналіз експлуатаційної надійності ходових частин вагонів / О. В. Бойчук, О. В. Шевчук // Економічні інновації: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2013. - Вип. 50. - С. 103-108.

16. Макаренко, М. І. Оптимізація економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Економічні науки: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2012. - Вип. 59. - С. 109-116.

17. Болонюк, В. О. Оптимізація економічних показників ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. В. Ковальов // Наукові записки НаУКМА. Серія: Економічні науки. - 2014. - Т. 149. - С. 41-48.

18. Логвінов, О. І. Економічний аналіз експлуатаційної надійності ходових частин вагонів / О. І. Логвінов, В. В. Столярчук // Економіка розвитку. - 2015. - № 3(73). - С. 104-110.

19. Бойчук, О. В. Аналіз економічної ефективності ходових частин вагонів / О. В. Бойчук, О. В. Шевчук // Економіка і прогнозування. - 2016. - № 2. - С. 99-106.

20. Макаренко, М. І. Методика оцінки економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Економіка України. - 2017. - № 11. - С. 76-82

21. Болонюк, В. О. Оптимізація експлуатаційних витрат ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. В. Ковальов // Економічні інновації: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2017. - Вип. 71. - С. 91-98.

22. Логвінов, О. І. Аналіз економічних показників ходових частин вагонів / О. І. Логвінов, В. В. Столярчук // Економіка розвитку. - 2018. - № 1(83). - С. 48-54.

23. Бойчук, О. В. Економічний аналіз експлуатаційної надійності ходових частин вагонів / О. В. Бойчук, О. В. Шевчук // Економіка і управління. - 2018. - № 1(39). - С. 55-62.

24. Макаренко, М. І. Оптимізація економічних параметрів вагонних залізничних комплексів / М. І. Макаренко, В. О. Морозов // Економічні проблеми сталого розвитку: Зб. наук. праць. - Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2018. - Вип. 12(2). - С. 220-227.

25. Болонюк, В. О. Методика економічної оцінки ходових частин вагонів / В. О. Болонюк, В. В. Ковальов // Економічні науки: зб. наук. праць. - Київ : КНЕУ, 2019. - Вип. 85. - С. 49-57.

26. <https://www.kvsz.com/index.php/ru/produksiya/gruzovoe-vagonostroenie/krytye-vagony/item/272-krytyj-vagon-mod-11-7045> Крюковський вагонобудівний завод офіційний сайт

27. https://uz.gov.ua/cargo_transportation/legal_documents/ Укрзалізниця офіційний сайт

					033.190082.ДРБ.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		51