

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Львівський

Кафедра: Рухомий склад залізниць і колія

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський) рівень

Освітня програма: Вагони та вагонне господарство

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «Рухомий склад
залізниць і колія»

 Олена БАЛЬ

Дата 18.04.2022

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

(ступінь вищої освіти,

студенту

Саїнчуку Володимиру Сергійовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: Дослідження конструкції та елементів вантажного вагона моделі 12-9745 при збільшенні навантаження до 25 т/вісь

Керівник роботи: Терещак Юрій Володимирович, к.т.н., б/з

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "26" листопада 2021р. № 38 ст.

2. Строк подання студентом роботи: 10.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: технічні характеристики вантажного вагона моделі 12-9745, конструктивні розміри вагона та його основних елементів, параметри, які нормуються відповідно до нормативно – технічної документації та норм розрахунку

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

4.1 Аналітична частина: Загальна характеристика вантажних вагонів із збільшеною вантажепідемністю та перспективи їх застосування на магістральних коліях

4.2 Основна частина: Розрахунок основних техніко – економічних параметрів вагона моделі 12-9745. Розрахунок вісі колісної пари. Розрахунок елементів ходової частини візка. Розрахунок рами і кузова вагона. Розрахунок деталей гальм на міцність та перевірки гальмівного шляху на відповідність нормативним значенням АТ «Укрзалізниця»

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Загальний вигляд вагона моделі 12-9745. Загальний вигляд рами і кузова вагона. Розрахункові схеми елементів вагона. Графіки порівняння напружень в досліджуваних елементах до нормативних значень та значень при збільшеному навантаженні вагона

ЗМІСТ

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ	7
ВСТУП.....	8
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ІЗ ЗБІЛЬШЕНОЮ ВАНТАЖЕПІДЄМНІВСТЮ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ НА МАГІСТРАЛЬНИХ КОЛІЯХ.....	10
1.1 НАУКОВІ РОБОТИ ТА ТЕНДЕНЦІЇ ПО ЗБІЛЬШЕННЮ ВАНТАЖЕПІД'ЄМНОСТІ.....	10
2 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ПАРАМЕТРИ НАПІВВАГОНА МОДЕЛІ 12-9745.....	14
3 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАГОНА МОДЕЛІ 12-9745 ЗІ ЗБІЛЬШЕНОЮ ВАНТАЖЕПІД'ЄМНІСТЮ	17
3.1 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ.....	17
3.2 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВІСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ.....	19
3.3 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК БУКСОВОГО ПІДШИПНИКА НА ДОВГОВІЧНІСТЬ.....	23
3.4 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ.....	26
3.5 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ВІЗКА.....	30
3.6 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РАМИ І КУЗОВА ВАГОНА.....	38
3.7 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЛЬМ ВАГОНА.....	43
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	49
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	50

041.190525.01.ВКР.ПЗ								
Зм	Арк	№ документа	Підпис	Дата	Дослідження конструкції та елементів вантажного вагона моделі 12 9745 при збільшенні навантаження до 25 т/вісь	Літера	Аркуш	Аркушів
Зробив		Володимир САЙНЧУК		16.06.12				
Консульт		Юрій ТЕРЕЩАК		17.06.12				
Серієник		Юрій ТЕРЕЩАК		17.06.12				
Контр.		Іван КРАВЕЦЬ		17.06.12				
ав.каф.		Олена БАЛЬ		18.06.12				
						ЛІ УДУНТ		

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Львівський інститут

(назва факультету)

Рухомий склад залізниць і колія

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему: **Дослідження конструкції та елементів вантажного вагона моделі 12-9745 при збільшенні навантаження до 25 т/вісь**

за освітньою програмою Вагони та вагонне господарство

зі спеціальності: 273 “Залізничний транспорт”

(шифр і назва спеціальності)

Виконав:

студент групи ВГ19117

(підпис студента)

Володимир САІНЧУК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

доцент кафедри

(підпис)

к.т.н., Юрій ТЕРЕЩАК

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

викладач

(підпис)

PhD Іван КРАВЕЦЬ

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент

(підпис)

Львів – 2022

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

Lviv Institute

(faculty)

Railway Rolling Stock and Tracks

(department)

Explanatory Note
to Master's Thesis

Bachelor

(higher education degree)

on the topic: _____

Research of a design and elements of a freight car of model 12 9745 at increase in loading to 25 t / axle

according to educational curriculum Wagons and wagon economy

in the Speciality: 273 "Railway transport"

(speciality and its code)

Done by the student

БГ 19117 /Yolodymyr SAINCHUK /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/Yuriy TERESHCHAK /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ Ivan KRAVETS /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

(ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З
ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

(рівень освіти)

49 с., 17 рис., 4 табл., 0 додатки, 11 джерел.

(нижче наведено приклад з Положення., який потрібно модифікувати під свою тему)

Об'єктом дослідження є стан основних несучих частин напіввагона моделі 12 9745 при збільшеному осьовому навантаженні.

Предметом дослідження є методи підвищення техніко- економічних показників напіввагона-моделі 12-9745, а також перевірка на міцність кузова, рами та деяких інших елементів вагона.

Метою роботи є аналіз можливості підвищення вантажопідйомності напіввагона моделі 12 9745 реальної моделі з осьовим навантаженням 23,5 т/вісь до 25 т/вісь з пропозицією варіантів підсилення конструкції кузова для реалізації цієї можливості.

Методи дослідження. В роботі використано аналітичні та розрахункові методи, виконано оцінку міцності основних елементів напіввагона.

Визначено та зроблено перевірки на міцність деяких відповідальних вузлів вагона моделі 12-9745 з порівнянні з допустимими значеннями. Запропоновано шляхи до підвищення вантажопідйомності та збільшення прибутку

Результати роботи можуть стати основою для подальших досліджень для вантажних вагонів зі збільшеним осьовим навантаженням та шляхів його підвищення.

Ключові слова: КОЛІСНА ПАРА, ВІЗОК, ОСЬОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ

**ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

УЗ	Українські залізниці
СРСР	Союз Радянських Соціалістичних Республік (Радянський Союз)
ТУ	Технічні умови
ДСТУ	Державний стандарт
ГОСТ	Государственный стандарт
ДМЗ	Дослідний механічний завод
ЄС	Європейський Союз
ГВП	Гальмівна важільна передача

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						7
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВСТУП

З огляду на сучасний стан та географічне положення України слід виготовляти вагони з осьовим навантаженням як для залізниць УЗ та бувшого СРСР, так і для Європейських залізниць, підприємств промислового транспорту та інших країн. Це з собою тягне виготовлення вагонів із збільшеною вантажопідйомністю та відповідними габаритами. Найбільш це доцільно застосовувати при перевезенні масових вантажів, щоб була якомога швидша окупність запропонованих та внесених змін в конструкцію та матеріали з яких виготовляються вагони. Яскравим прикладом є піввагон, тому що на даний момент серед вагонів вантажного парку Українських Залізниць їх є приблизно від 50% до 60 %, які є найбільш універсальним та затребуваним типом рухомого складу. Конструктивні характеристики напіввагона дозволяють широко застосовувати засоби механізації при завантаженні та вивантаженні та й даний тип вагона є як говорять серед спеціалістів « роботягою» в порівнянні з іншими видами вагонів, які можуть носити сезонний характер або бути дуже мало задіяні в перевізному процесі.

В Україні вже проводились дослідження та розробили напіввагони з підвищеною вантажопідйомністю 25 тон на вісь, але таких вагонів на разі не багато і деякі з них виготовляються з осьовим навантаженням старого зразку 23,25т/вісь. Так для прикладу вагон моделі 12-9745 виробництва ДМЗ «Карпати» побудови і випуску 2013 року розрахований на навантаження 23,25 т/ вісь і тому доцільно провести перевірочні розрахунки для можливості перевезення в ньому вантажів , які дали б навантаження 25 т/вісь.

Вирішення проблеми підвищення вантажопідйомності 25т/вісь сприятливо вплине на економічний стан залізничної та її конкурентність на ринку перевезень. Тому саме в даній бакалаврській роботі був проведений аналіз можливості збільшення вантажопідйомності напіввагона моделі 12-9745 з осьовим навантаженням 23,5 т/ вісь до 25 т/вісь за рахунок на в розробки варіанту підсилення конструкції -кузова для реалізації цієї можливості та інших конструкційних рішень, а саме – застосування касетних підшипників, нових

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						8
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

матеріалів з перевіркою забезпеченості гальмівного шляху та міцності відповідних несучих вузлів.

Об'єктом дослідження є стан основних несучих частин напіввагона моделі 12 9745.

Предметом дослідження є методи підвищення міцності кузова напіввагона-моделі 12-9745.

Метою роботи є аналіз можливості підвищення вантажопідйомності напіввагона моделі 12 9745 реальної моделі з осьовим навантаженням 23,5 т/вісь до 25 т/вісь з пропозицією варіантів підсилення конструкції кузова для реалізації цієї можливості.

Методи дослідження. В роботі використано аналітичні та розрахункові методи, виконано оцінку міцності основних елементів напіввагона.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						9
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ІЗ ЗБІЛЬШЕНОЮ ВАНТАЖЕПІДЄМНІВСТЮ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ НА МАГІСТРАЛЬНИХ КОЛІЯХ

1.1 Наукові роботи та тенденції по збільшенню вантажепід'ємності

Підвищенню осьового навантаження до 25 т/вісь і вище на теренах України займалось і займається багато дослідників. Якщо взяти та розглянути розвиток українських залізниць, котрі в 20 столітті були тісно пов'язані історичним розвитком залізничного транспорту, а саме входженням України в бувший Радянський Союз, в якому теж ставились такі самі питання та завдання - підвищення осьового навантаження.

Підвищенням провізної здібності за рахунок збільшення осьового навантаження до 25 т/вісь в бувшому Міністерстві шляхів сполучення Радянського Союзу (МШС СРСР) почало займатися ще з 1969 р. [15] В результаті проведених досліджень ВНІЖТом було встановлено, що застосування попередньо зміцнених рейок нових марок типу Р65 дає можливість усунути головну перешкоду, а саме підвищення осьових навантажень – та зменшення контактно-втомним руйнуванням самим рейкам. На цій підставі ВНІЖТом були розроблені нові технічні вимоги до вагонів з осьовим навантаженням 25 т, та у 1975 р. на "Уралвагонзавод" було виготовлено два зразки нових піввагонів. Дані вагони багато в чому копіювали конструктивні рішення вагона з навантаженням 22 т, але в них для підвищення вантажопідйомності було запроваджено нові посилені вузли, у тому числі візки. Важливим елементом новизни одного з досвідчених варіантів нового візка була гумова прокладка між буксою та бічною рамою. Проте результати випробувань цього вузла виявилися негативними, тому міжвідомча комісія рекомендувала до виробництва візок 18-131, в основному копіювальний візок 18-100.

Вагонобудівникам і залізничникам, насамперед колійникам, переваги нового візка 18-131 не здавалися очевидними, і вимоги про перехід до виробництва

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						10
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

нового візка, не підкріплені фінансовою та адміністративною підтримкою, залишилися нереалізованими. Незважаючи на це у 1986 р. було розроблено новий типаж «Вагони вантажні магістральні на 1986–2000 рр.», який був узгоджений МШС СРСР, Держстандартом СРСР та затверджений Мінважмашем СРСР. Відповідно до вище наведених документів, вагони цього типуажу передбачали збільшені осьові навантаження до 25 т. Відповідно до цього типуажу в Російській Федерації був сконструйований ряд нових кузовів вагонів, розрахованих на осьове навантаження 25 т. У зв'язку з відсутністю серійного виробництва нових візків нові вагони випускалися та експлуатувалися на візках 18-100 з осьовими навантаженнями до 23,5 т. На початку 90-х в умовах спаду обсягів перевезень та розпадом СРСР роботу з переходу на нові візки було припинено. Тепер з 2010 року знову постало питання підвищення осьового навантаження для підвищення та покращення використання вантажних вагонів.

Так Крюківським вагонобудівним заводом був розроблений візок 18-7020 із базовою основою візка 18-100. Даний візок представлений на рис. 1.

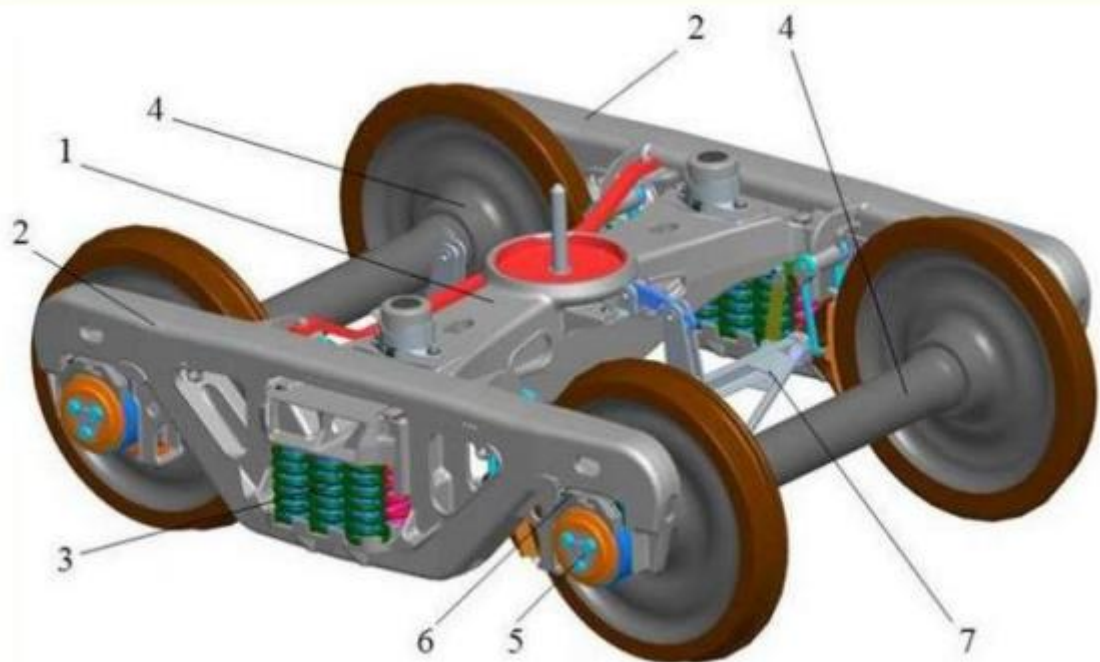


Рисунок 1 – Загальний вигляд візка моделі 18-7020

В даного візка є видозмінені буксовий вузол, що дозволяє підкотити під нього колісну пару типу Р2В-957 в якій є збільшений діаметр шийки, що дозволяє більш безпечно використовувати її при збільшенні осьового навантаження.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						11
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Модернізації на цьому не закінчились і так на базі візка знову ж таки 18-100 було розроблено візок для вагонів з осьовим навантаженням 25т/вісь моделі 18-9817 (рис. 2). Це була спільна розробка американської компанії ASF Keystone та української Промислово-інвестиційної групи «Інтер Кар Груп». В даній моделі візка використано конструктивні рішення та технології, застосовані у візку моделі Motion Control, вже довший час успішно експлуатується на залізницях США і Канади з осьовим навантаженням до 40 т/вісь.



1 – надресорна балка; 2 – бічна рама; 3 – центральне підвішування; 4 – колісна пара; 5 – підшипники касетного типу; 6 – адаптери з пружною прокладкою; 7 – гальмівна система

Рисунок 2 – Візок моделі 18-9817

На візок 18-9817 встановлено знімні ковзуни постійного контакту «Preload Plus» з можливістю підбору пружин та їх характеристик в залежності від типу вагона. Також в ньому стоять колісні пари типу P2B-957. Але всі ці модернізації трьохелементних візків дозволяють збільшити ванжепідємність але швидкості – ні. Тому на мою думку доцільно переходити поступово на візки типу Y25 , як на такі, котрі мають і збільшене осьове навантаження (є вже готові розробки з 25 та 30 Т/вісь), але в яких швидкість курсування може сягати 140 км/год і до 160 з

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						12
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

певними модернізаціями. Даний візок з модернізацією на 25т/вісь представлений на рис. 3.

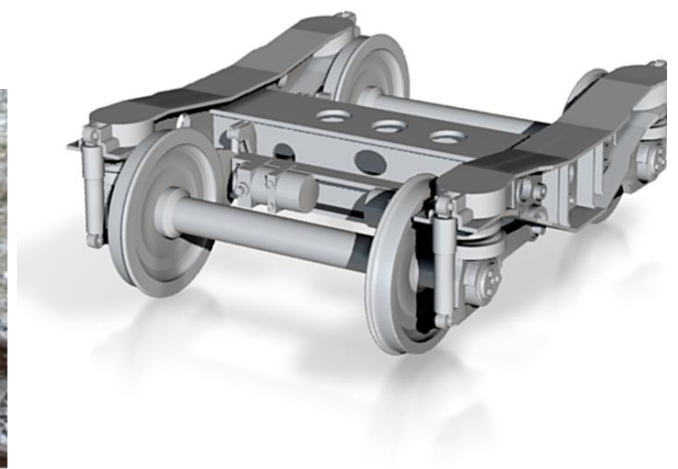


Рисунок 3 – Візки моделі Y25 та TF25

Дивлячись на розвиток в області підвищення осьового навантаження слід звернути увагу на шведську інфраструктурна компанія Trafikverket, яка вже на сьогодні збільшила з 30 до 32,5 т максимальне осьове навантаження на південній ділянці залізниці завдовжки 473 км. Але перед цим була проведена реконструкція ділянки завдовжки 210 км Лулео — Вітофорс, що дозволила збільшити максимальну масу поїзда на 680 т. На цій ділянці маса бруто цих поїздів, сформованих з 68 вагонів та двох локомотивів, становить близько 8500 т. Цьому передували спільні випробування зі шведською гірничодобувною компанією LKAB, яка оперує великоваговими поїздами на цьому маршруті та у міру підготовки колійної інфраструктури.

2 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ПАРАМЕТРИ НАПІВВАГОНА МОДЕЛІ 12-9745

Даний тип напіввагона моделі 12-9745 [6] випускається на декількох підприємствах і розроблений ще 2004 році. Дана модель, відповідно до класифікації, призначена для перевезення вантажів, котрі не вимагають укриття від атмосферних опадів. Перевозити в ньому можна, як насипні, штабельованих вантажів з кріпленням до бокових та торцевих стін, непорохоподібних, так і тих що перевозяться навалом але за винятком гарячих вантажів з температурою більше 100°C.

Напіввагон призначений для експлуатації по залізницях України та коліям шириною 1520 мм України, країн бувшого СНД, Литви, Латвії і Естонії. За призначенням і класифікацією напіввагон характеризується як вантажний, універсальний, чотиривісний з суцільнометалевим кузовом, торцеві стіни кузова глухі, рама з розвантажувальними люками, які забезпечують розвантаження сипкого вантажу на дві сторони.

Виготовлення напіввагона проводиться згідно ТУ У 35.2-01124454-032-2004 та відповідає вимогам ДСТУ ISO 9001:2009, також він сертифікований в системі УкрСЕПРО UA 1.098.0011424-13.



Рисунок 4 – Загальний вигляд напіввагону моделі 12-9745

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						14
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Напіввагон моделі 12-9745 приведений на рис. 4 та складається з наступних основних елементів: кузова з рамою, люками та кришками люків, бокових та торцевих стін; двох двовісних візків відповідно до ГОСТ 9246; автоматичних гальм із повітророзподільником №483, регулятором гальмової важільної передачі; -стояночним гальмом та авторежимом. Також на вагонів встановлено типові автозчепні пристрої відповідно до ГОСТ 3475, та поглинальними апаратами відповідно до ГОСТ 22253, які за потреби можна замінити на більш вищий клас енергоєскості T1 або T2.

Порівнюючи інші напіввагони дана модель відрізняється наступним:

- новою (удосконаленою) конструкцією верхньої обв'язки бокової стіни кузова;
- гладкою обшивкою бокової стіни кузова, що сприяє повному видаленню (висипанню) сипучих вантажів при механізованому розвантаженні або на вагоноперекидувачах;
- встановленням універсальних підсиленних кришок люків.

Якщо взяти загальну класифікацію, то дана модель напіввагона буде характеризується як: вантажний, чотиривісний із суцільнометалевим кузовом, універсальний, торцеві стіни кузова глухі, рама з розвантажувальними люками, що забезпечують розвантаження сипучого вантажу на обидва боки.

Технічні характеристики вагона моделі 12-9745 приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 - Технічні параметри напіввагона моделі 12-9745

Назва параметра та розміру	Одиниця виміру	Нормативне значення показника
		12-9745
1	2	3
Вантажопідйомність, не більше	т	70,3
Об'єм кузова	м3	90
Маса напіввагона(тара), не більше	т	23,2±0,5

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						15
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 3

Назва параметра та розміру	Одиниця виміру	Нормативне значення показника
		12-9745
1	2	3
Навантаження від осі колісної пари на рейки, не більше	кН (тс)	230,54 (23,5)
Габарит згідно з ГОСТ 9238		1-ВМ
Довжина напіввагона по осях зчеплення автозчепів	мм	13 920
Конструкційна швидкість	км/год	120
Модель двовісного візка		18-100 (за замовленням може ставитись інший)
Наявність стоянкового гальма		є
Внутрішні розміри, не менше		
По стінах кузова		
- ширина	мм	2 990±10
- довжина	мм	12 690±10
- висота	мм	2 365±6
Кількість розвантажувальних люків	шт	14

Для збільшення осьового навантаження можна під дану модель підкотити візок моделі 18-7020, 18-9810 або 18-9855 з відповідними колісними парами розрахованими на навантаження 25т/вісь і вище – до 30 т/вісь.

3 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАГОНА МОДЕЛІ 12-9745 ЗІ ЗБІЛЬШЕНОЮ ВАНТАЖЕПІД'ЄМНІСТЮ

3.1 Розрахунок техніко-економічних показників

Проведемо розрахунок осьового навантаження, погонного та інших показників при збільшенні навантаження 25т/вісь не змінюючи показники базового вагона. Якщо будуть параметри не відповідати нормативним значенням, то буду робити відповідні висновки по кожному із таких перевищень. Розрахунок буду проводити по аналогії як у [7]

Основними вихідними параметрами для вантажного вагону є:

- Вантажепід'ємність, P , [т];
- Тара вагону, T , [т];
- Вісність вагону, n ;
- Об'єм кузова (котла), V , [м³];
- Площа підлоги, S , [м²].

Так як збільшується навантаження осьове навантаження, яке складе 25т/вісь, а тара вагона залишиться незмінною, то розрахунки мають показати на скільки збільшиться корисна вантажепідємність і відповідно можна прорахувати попередній приблизний ефект від збільшення вантажепідємності..

Для інших параметрів користуюсь параметрами, які представляють собою відношення цих вихідних величин: питомий об'єм кузова, коефіцієнт тари, навантаження від осі на рейку.

Так погонне навантаження для вагона з 25т/вісь складе і буде визначатись згідно виразу 1.

$$q = \frac{(P+T) \cdot g}{2L} \leq [q] \quad (1)$$

де $P+T=m_{бр}$ – маса брутто вагона, t , яка має відповідно до кількості вісей має складати $25 \cdot n = 100$ т/вісь

$2L$ – довжина вагону по осях зчеплення, м;

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						17
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$[q]$ – допустиме погонне навантаження , яке рівне згідно [8] 108 кН/м.

g – прискорення вільного падіння, м/с².

$$q = \frac{100 \cdot 9.81}{13,92} = 70,47 \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}} \right) \leq \left[108 \frac{\text{кН}}{\text{м}} \right]$$

Умова по погонному навантаженню виконується, а отже вплив на колію буде допустимий.

Осьове навантаження ми задались і визначаємо скільки буде «надлишку» вантажу (вантажепідйомності) при сталих вихідних параметрах

$$P_{\text{надл}} = 100 - (T + P) \quad (2)$$

$$P_{\text{надл}} = 100 - (70,3 + 23,2) = 6,5 \text{ т}$$

Якщо взяти середній состав із 50 вагонів то при перевезенні такими вагонами зможемо перевести вантажу на $50 \cdot 6,5 = 325$ т більше вантажу.

При існуючому на даний момент тарифу приблизно 700 грн за 1000 км, економія при збільшенні осьового навантаження складе $700 \cdot 325 = 227,5$ тис грн.

Наступний показник це коефіцієнт тари. Чисельно являє відношення тари до вантажопід'ємності

$$k_m = \frac{T}{P} \quad (3)$$

$$k_m = \frac{23,2}{70,3} = 0,33 \quad \text{– для існуючого прототипу}$$

$$k_m = \frac{23,2}{76,8} = 0,303 \quad \text{– для вагона із збільшеним осьовим навантаженням}$$

З попереднього розрахунку можна зробити висновок, що вагон з осьовим навантаженням 25 т/вісь є кращим.

Інші показники : питомий об'єм, питома площа поки не розраховуємо, так як потрібно знати конкретний вантаж який буде перевозитись в вагоні.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						18
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.2 Перевірочний розрахунок вісі колісної пари

Даний розрахунок проводимо відповідно до методики, яка наведена в [9] з урахуванням маси – бруто вагона 100 т.

Розрахункова схема при цьому буде наступна, яка зображена на рис. 5

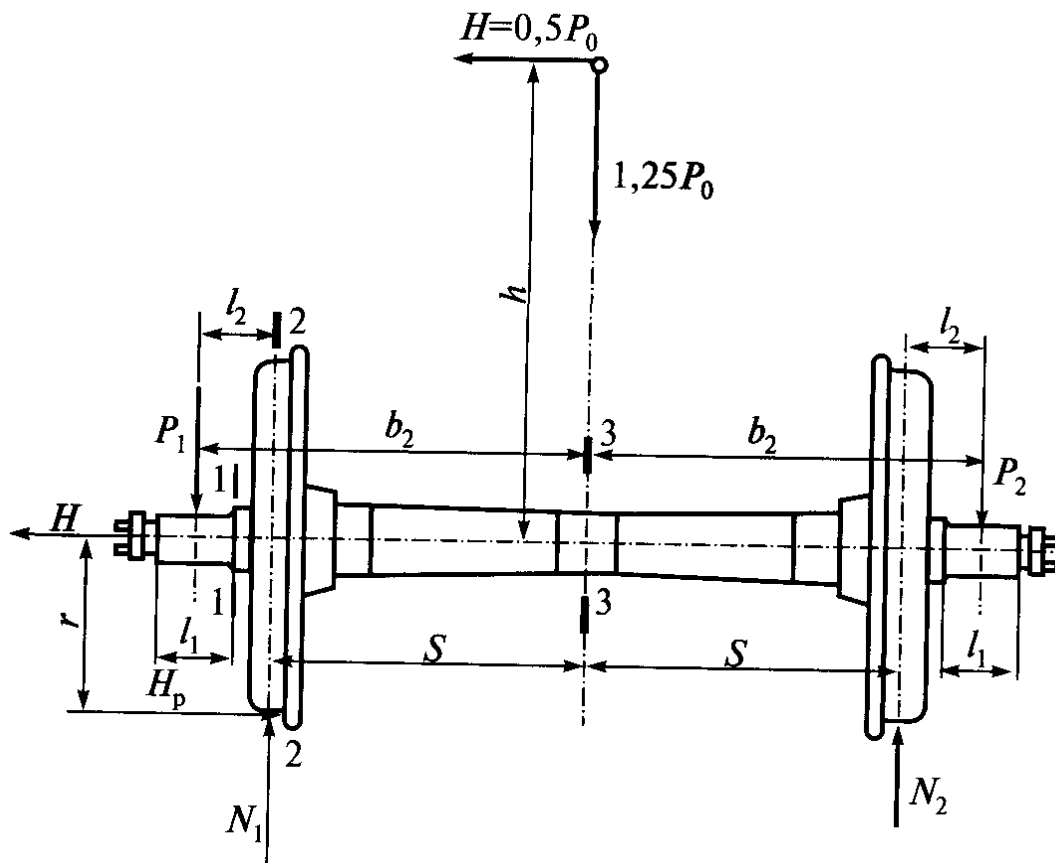


Рисунок 5 – Розрахункова схема вісі колісної пари при приблизному способу розрахунку

$P_0 = 25 \cdot 9.81 = 245,25 \text{ кН}$, P_0 - вантажопід'ємність на одну вісь колісної пари або осьове навантаження.

Горизонтальна добавка (сила від дії відцентрового та вітрового навантаження) знаходиться згідно виразу:

$$H = 0.5 \cdot P_0, \text{кН} \quad (4)$$

$$H = 245,25 \cdot 0.5 = 122,625 \text{ кН}$$

Дальше відповідно до методики приведеної в [9] визначаємо навантаження, яке діє на ліву шийку колісної пари, за формулою 5 та праву за формулою 6:

$$P_1 = \frac{1.25 \cdot P_0}{2} + \frac{H \cdot h}{2b_2}, \text{ кН} \quad (5)$$

$$P_1 = \frac{1.25 \cdot 245,25}{2} + \frac{122,625 \cdot 1.45}{2.036} = 153,28 + 43,67 = 196,95 \text{ кН}$$

де h - стандартне значення висоти центру ваги вагона, яке приймається рівним у відповідності до [8] $h=1,45$ м;

$2b_2$ - відстань між центами прикладання сил, де розміщується буксовий вузол і згідно стандартних значень [9] $2b_2=2036$ мм= $2,036$ м.

$$P_2 = \frac{1.25 \cdot P_0}{2} - \frac{H \cdot h}{2b_2}, \text{ кН} \quad (6)$$

$$P_2 = \frac{1.25 \cdot 245,25}{2} + \frac{245,25 \cdot 1.45}{2.036} = 153,28 - 43,67 = 109,61 \text{ кН}$$

Якби був би знак «-», то це вказує на невірний напрямок прикладання сили. Він по факту прикладається ввєрх.

Дальше знаходимо згідно виразів 7 та 8 значення сил (реакцій), які виникають при взаємодії колеса та рейки.

$$N_1 = \frac{1.25 \cdot P_0}{2} + \frac{H \cdot (h+r)}{2S}, \text{ кН} \quad (7)$$

$$N_1 = \frac{1.25 \cdot 245,25}{2} + \frac{122,625 \cdot (1.45 + 0.475)}{1.58} = 153,28 + 149,4 = 302,68 \text{ кН}$$

$$N_2 = \frac{1.25 \cdot P_0}{2} - \frac{H \cdot (h+r)}{2S}, \text{ кН}, \quad (8)$$

$$N_2 = \frac{1.25 \cdot 245,25}{2} - \frac{122,625 \cdot (1.45 + 0.475)}{1.58} = 153,28 - 149,4 = 3,88 \text{ кН}$$

де h – відстань від центру маси до вісі колісної пари, $h = 1,45$ м; $r = 475$ мм = $0,475$ м; $2S = 1580$ мм. = $1,58$ м.; $2b_2 = 2,036$ м.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						20
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Дальше, відповідно до методики, згідно якої є три розрахункові перерізи, знаходжу опори круглих поперечних перерізів та відомих формул з дисципліни «Опір матеріалів» та «Теоретична механік» визначаю відповідно до характеристик матеріалу знаходжу мінімальні діаметри вісі та порівнюю її з нормативними.

Так згинальний момент I-I розрахунковому перерізі (по шийці вісі) на відстані 176 мм від центру прикладання сили P_1 рівний:

$$M_1 = P_1 \left(\frac{l_1}{2} + \Delta l \right), \text{кН} \cdot \text{м} \quad (9)$$

де Δl - знос шийки від 0 до 1 мм. , приймаю 0,5 мм;

$l_1 = 0,176 \text{ м}$. - довжина шийки вісі;

$$M_1 = 195,95 \cdot \left(\frac{0,176}{2} + 0,0005 \right) = 17,34 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

В II-II перерізі згинальний момент відповідно буде визначатись та рівним:

$$M_2 = P_1 \cdot l_2 + H \cdot r, \text{кН} \cdot \text{м} \quad (10)$$

де l_2 - відстань від центру сили прикладання сили P_1 до другого розрахункового перерізу.

$$l_2 = \frac{2,036 - 1,58}{2} = 0,28 \text{ м}$$

$$M_2 = 195,95 \cdot 0,28 + 122,625 \cdot 0,475 = 113,11 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

В III-III перерізі згинальний момент відповідно буде визначатись та рівним:

$$M_3 = P_1 \cdot b_2 + H \cdot r - N_1 \cdot S, \text{кН} \cdot \text{м} \quad (11)$$

$$M_3 = 195,95 \cdot 1,018 + 122,625 \cdot 0,475 - 302,68 \cdot 0,79 = 18,61 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						21
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Наступний етап – це визначення мінімальних діаметрів в перерізах, за умови, що задаємось матеріалом вісі і межою міцності по кожному із розрахованих перерізів. Вони відрізняються за рахунок місцевих методів зміцнення (механічні, хімічні та технологічні) і попередньо для розрахованої вісі становлять відповідно $[\sigma_1] = 120 \text{ МПа}, [\sigma_2] = 165 \text{ МПа}, [\sigma_3] = 155 \text{ МПа}$.

Враховуючи, що максимальне напруження від згинального моменту визначається як:

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W_z} \quad (12)$$

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} \quad (13)$$

де W_z – момент опору круглого поперечного перерізу.

То підставивши цю формулу в 12 отримуємо наступні вирази по розрахунковим перерізам.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot [\sigma_1]}}, \text{ м} \quad (14)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_2}{\pi \cdot [\sigma_2]}}, \text{ м}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_3}{\pi \cdot [\sigma_3]}}, \text{ м}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 17,34 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,114 \text{ м} = 114 \text{ мм}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 113,11 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 165 \cdot 10^6}} = 0,191 \text{ м} = 191 \text{ мм}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 18,61 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 155 \cdot 10^6}} = 0,107 \text{ м} = 107 \text{ мм}$$

Висновок: Фактичний діаметр у розрахункових перерізах не перевищує допустимих $d_1=130 \text{ мм}$, $d_2=194 \text{ мм}$ та $d_3=165 \text{ мм}$, тому вибираємо вісь колісної пари РУ1Ш.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						22
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.3 Перевірочний розрахунок буксового підшипника на довговічність

Для розрахунку скористаюсь [8, 9] відповідно розрахункова схема буде наступна зображена на рис. 6.

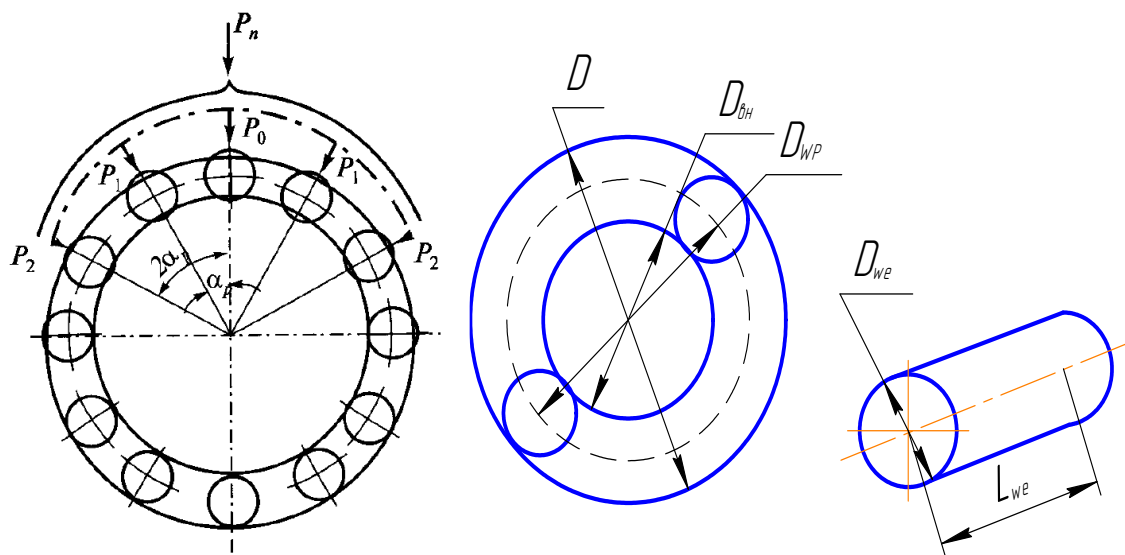


Рисунок 6- Розрахункова схема підшипника та вихідних даних

Під розрахунком роликових підшипників розуміють – перевірку довговічності підшипника при заданому режимі експлуатації та відносно навантаженні.

У традиційних буксових вузлах використовується роликові підшипники з такими основними параметрами зображеними на рис. 6:

L_{we} – довжина ролика; $L_{we}=52$ мм; D_{we} – діаметр ролика; $D_{we}=32$ мм;

D_{wp} – діаметр центру кочення роликів; $D_{wp}=190$ мм; D – діаметр зовнішнього кільця; P – еквівалентне навантаження на один підшипник; $D_{вн}$ – внутрішній діаметр підшипника.

Відповідно до методики на початку знаходимо базову динамічну вантажопід'ємність підшипника згідно виразу:

$$C_r = f_c \cdot (i \cdot L_{we} \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{we}^{29/27}, \quad (15)$$

де i – рядність підшипника, $i=1$;

α – кут нахилу роликів до поверхні кочення, $\alpha=0$;

f_c – коефіцієнт, що залежить від геометрії підшипника і точності виготовлення та визначається за формулою.

$$f_c = f \cdot \left(\frac{D_{we} \cdot \cos \alpha}{D_{wp}} \right) \quad (16)$$

де f – функція розподілу;

$$f \cdot \left(\frac{D_{we} \cdot \cos \alpha}{D_{wp}} \right) = \left(\frac{32 \cdot \cos 0}{190} \right) = 0.168,$$

$f_c = 9.032 \text{ кг/мм} = 88.62 \text{ Н/мм}$ для циліндричних роликових підшипників.

Отже отримаємо

$$C_r = 9.032 \cdot (1 \cdot 52 \cdot \cos 0)^{7/9} \cdot 15^{3/4} \cdot 32^{29/27} = 61563.5 \text{ кг} = 61.56 \text{ т.}$$

Дальше знаходимо максимальне еквівалентне навантаження на підшипник за формулою ;

$$P_z = Fr * k_d \quad (17)$$

де Fr – радіальне статичне навантаження на один підшипник;

k_d – коефіцієнт динаміки; $k_d = 1.3 \dots 1.4$; Приймаю 1,4.

$$Fr = \frac{P_{op} - n_{к.п.} \cdot m_{к.п.} - m_{б.в.} \cdot n_{б.в.}}{n_{підш}} \quad (18)$$

де $m_{к.п.}$ – маса колічної пари, $m_{к.п.} = 1200 \text{ кг}$.

$n_{к.п.}$ - кількість колісних пар у вагоні, $n_{к.п.} = 4$;

$m_{б.в.}$ – маса буксового вузла, $m_{б.в.} = 107 \text{ кг}$;

$n_{б.в.}$ - кількість буксових вузлів у вагоні, $n_{к.п.} = 4$;

$n_{підш.}$ – кількість буксових підшипників, 16 шт;

$$Fr = \frac{100 - 1.2 \cdot 4 - 0.107 \cdot 8}{16} = 5.8965 \text{ т}$$

Тоді згідно формули 17 отримаємо

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						24
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$Pr=5,8965 \cdot 1.4=8,2551 \text{ т.}$$

Знаходимо залежність між довговічністю та навантаженням на радіальний підшипник за формулою 19:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (19)$$

$$L_{10} = \left(\frac{61.56}{8,2251} \right)^{\frac{10}{3}} = 820,08 \text{ млн. км.}$$

Виконаємо розрахунок підшипника на довговічність по пробігу знаючи середній діаметр колеса (коло кочення):

$$S=L_{10} \cdot \pi \cdot d_k \cdot 10^{-3}, \quad (20)$$

де d_k – розрахунковий діаметр колеса, який рівний 950 мм або 0,95 м.

Тоді отримаємо

$$S=820,08 \cdot 3,14 \cdot 0.95 \cdot 10^{-3}=2,446 \text{ млн./км,}$$

Допустиме значення пробігу роликового підшипника склає $[S]=1.5 \text{ млн./км.}$ для вантажного вагону і відповідно виконується умова $S>[S]$, $2.596 \text{ млн./км}>>1.5 \text{ млн./км.}$

Висновок: оскільки умова допустимого значення по пробігу виконується, то має місце і дотримується експлуатація підшипників з підвищеним осьовим навантаженням 25 т/вісь.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						25
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.4 Перевірочний розрахунок ресорного підвішування

Ресорне підвішування візка під даним вагоном поки залишаємо стандартним – візок моделі 18-100. Дане підвішування має два комплекти пружин, що розміщені в ресорних отворах бокових рам правої і лівої частини. В кожний комплект входить п'ять, шість або сім вдорядних циліндричних пружин 2,3 в залежності від вантажопід'ємності та по два фрикційних гасники коливань 1 (див. рис. 7).

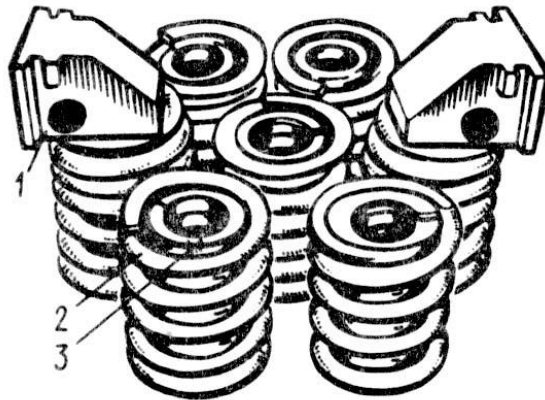


Рисунок 7 – Комплект ресорного підвішування візка

Оскільки вантажопід'ємність більше 60 т, то згідно ТУ на візок ставиться сім вдорядних пружин в кожен комплект. Дві крайні бокові пружини підтримують фрикційні гасники коливань.

Вихідними даними задаємось від стандартного візка:

Діаметр пружини зовнішньої D_3 (мм), $D_3=170$ мм;

Діаметр прутка пружини зовнішньої d_3 (мм), $d_3=30$ мм;

Кількість робочих витків n_{p3} ; $n_{p3}=4,3$

Діаметр пружини внутрішньої D_b (мм), $D_b=105$ мм;

Діаметр прутка пружини зовнішньої d_b (мм), $d_b=19$ мм;

Кількість робочих витків n_{pb} ; $n_{pb}=7,2$

Розрахунок проводимо відповідно до [8, 9]. Спочатку визначаємо індекс пружини згідно виразу 21 для зовнішньої та внутрішньої пружин:

$$m_i = \frac{D_i}{d_i}, \quad (21)$$

$$m_3 = \frac{D_3}{d_3} = \frac{17}{3} = 5.67; \quad m_{BH} = \frac{D_{BH}}{d_{BH}} = \frac{10.5}{1.9} = 5.52.$$

Дальше знаходимо та визначаємо статичне навантаження на одну дворядну пружину при масі бруто 100 т, і осьовому навантаженню 25т/вісь за формулою:

$$P_{CT} = \frac{T+P \cdot (n_{к.п.} \cdot m_{к.п.} + m_{бок} \cdot n_{бок} + m_6 \cdot n_6)}{n_{пр}} \cdot g, \quad \text{кН} \quad (22)$$

- $P+T=100$ т – маса бруто вагона;
- $m_{к.п.}$ - де маса колісної пари: $m_{к.п.}=1200$ кг=1.2 т;
- m_6 - маса букси: $m_6=107$ кг= 0,107 т;
- $m_{бок}$ маса боковини: $m_{бок}=500$ кг=0,5 т;
- m_B - маса візка: $m_B=4650$ кг=4,65 т.

$$P_{CT} = \frac{100 - (1,2 \cdot 4 + 4 \cdot 0,5 + 8 \cdot 0,107)}{28} \cdot 9.81 = 32,35 \text{ МН} = 32350 \text{ Н}$$

Дальше відповідно по методиці розрахунку визначаю динамічне навантаження на комплект пружин:

$$P_d = P_{CT} \cdot k_{дв}; \quad (23)$$

де $k_{дв}=1.3 \dots 1.9$ - коефіцієнт, що враховує вертикальну динаміку і приймаю $k_{дв}=1.6$.

Тоді згідно формули (23).

$$P_d = 32350 \cdot 1.6 = 51760 \text{ кгс} = 51,76 \text{ тс}$$

Наступним етапом при перевірці ресорного підвішування є визначення прогин пружини і їх жорсткості.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						27
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Ці перевірки робимо відповідно по формулам (26 і 28), але перед тим ще потрібно знайти жорсткості пружин зовнішньої та внутрішньої згідно формули 24.

$$C_i = \frac{G \cdot d_i^4}{8 \cdot D_i^3 \cdot n_{pi}}, \text{ Н/мм}; \quad (24)$$

де G – модуль зсуву сталі , $G = 8 \cdot 10^4$ МПа

Тоді відповідно до вихідних даних отримаємо

$$C_3 = \frac{G \cdot d_3^4}{8 \cdot D_3^3 \cdot n_{p3}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 30^4}{8 \cdot 170^3 \cdot 4,3} = 383,4 \text{ Н/мм}; \text{ - для зовнішньої пружини};$$

$$C_{BH} = \frac{G \cdot d_{BH}^4}{8 \cdot D_{BH}^3 \cdot n_{pBH}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 19^4}{8 \cdot 105^3 \cdot 7,2} = 156,36 \text{ Н/мм}; \text{ - для внутрішньої пружини}.$$

Дальше визначаємо сумарне значення жорсткості ресорного підвішування двох (комплекту) пружин за формулою при паралельному з'єднанні пружин

$$C_{\Sigma} = C_{BH} + C_3 \quad (25)$$

Підставляючи значення отримаємо

$$C_{\Sigma} = 383,4 + 156,36 = 539,76 \text{ Н/мм}$$

Після робимо перевірку відповідності прогину ресорного комплекту до технічних характеристик за формулою:

$$f_{cm} = P_{ст} / C_{\Sigma}, \text{ мм} \quad (26)$$

$$f_{cm} = 31600 / 539,76 = 58,54 \text{ мм};$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						28
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Дальше для розрахунку приймаємо, що розрахункове навантаження навантаження на одну пружину розподіляється пропорційно і відповідно вираз прийме вигляд:

$$P_i^p = P_0 \cdot \frac{C_i}{C_\Sigma} \quad (27)$$

$$P_{вн}^p = P_0 \cdot \frac{C_{вн}}{C_\Sigma} = \frac{51,76 \cdot 156,36}{539,36} = 15,005 \text{ тс} - \text{внутрішньої пружини};$$

$$P_3^p = P_0 \cdot \frac{C_3}{C_\Sigma} = \frac{51,76 \cdot 383,4}{539,36} = 36,793 \text{ тс} - \text{для зовнішньої пружини}.$$

Розрахункове дотичне напруження для циліндричної пружини показує чи витримає пружина прикладені до неї навантаження визначається відповідно згідно виразу:

$$\tau = \frac{8 \cdot P_i \cdot D_i}{\pi \cdot d_i^3} \cdot \left(\frac{4m-1}{4m-4} \right) \leq [\tau] \quad (28)$$

Для зовнішньої пружини:

$$\tau = \frac{8 \cdot 36,793 \cdot 170}{3,14 \cdot 30^3} \cdot \left(\frac{4 \cdot 5,67 - 1}{4 \cdot 5,67 - 4} \right) = 685 \text{ МПа} \leq [\tau] = 750 \text{ МПа};$$

Для внутрішньої пружини:

$$\tau = \frac{8 \cdot 15,005 \cdot 105}{3,14 \cdot 19^3} \cdot \left(\frac{4 \cdot 5,52 - 1}{4 \cdot 5,52 - 4} \right) = 682,33 \text{ МПа} \leq [\tau] = 750 \text{ МПа};$$

Відповідно по отриманим результатам робимо висновок, що стандартні пружини витримують осьове навантаження 25 т/вісь.

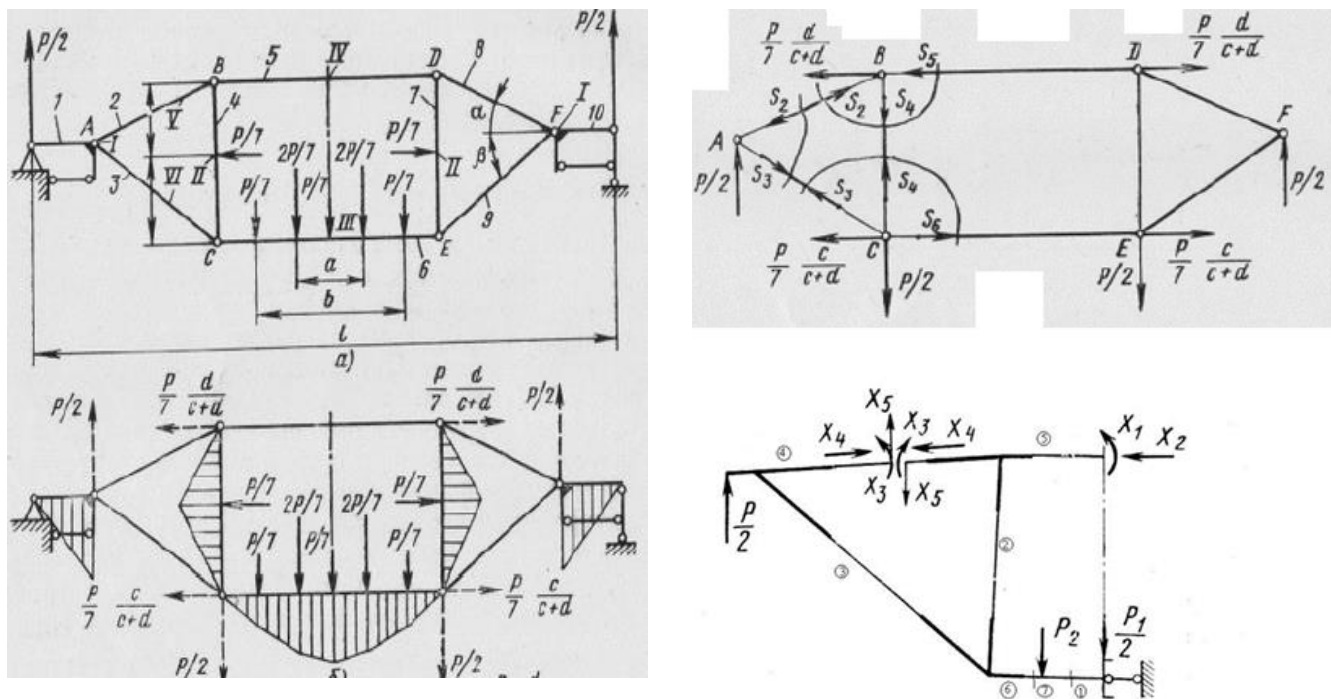
					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						29
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.5 Перевірочний розрахунок елементів візка

Тут виконаю два розрахунки: боковини (бокової рами) і надресорної балки.

Розрахунок рами візка

Розрахункова схема методом сил буде наступна зображена на рис. 8.



Довжини стержнів (ділянок рами візка)

$l_1=130$ мм; $l_2=281$ мм; $l_3=361$ мм; $l_4=188$ мм;
 $l_5=319$ мм; $l_6=105$ мм; $l_7=105$ мм.

Рисунок 8 - Основна система бокової рами

Спочатку визначаємо статичне навантаження, яке прикладається до бокової рами візка за формулою:

$$P_{ст} = \frac{T + P - m_{к.п.} \cdot n_{к.п.} - m_{б.} \cdot n_{б.} + \frac{1}{2} m_{бок} \cdot n_{бок}}{n_{бок}} \cdot g; \quad (29)$$

де $m_{бок}$ – маса боковини, $m_{бок} = 486$ кг;

$n_{бок}$ – кількість бокових рам, $n_{бок} = 8$.

$n_{к.п.}$ – кількість колісних пар.

$$P_{cm} = \frac{100 - 1,2 \cdot 4 - 0,107 \cdot 8 + \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0,5}{4} \cdot 9,81 = 233,83 \text{ кН}$$

Динамічне навантаження за формулою 23, але при цьому коефіцієнт вертикальної динаміки буде визначатись за наступним чином (формула 23), а його складник – усереднений коефіцієнт вертикальної динаміки за виразом 31 :

$$k_{\partial} = \frac{\overline{k_{\partial\partial}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{\partial\partial})}}; \quad (30)$$

$$\overline{k_{\partial\partial}} = a + \frac{n+2}{2n} \cdot 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{V-15 \text{ м/с}}{f_{cm}} \quad (31)$$

Підставляючи показники з [8] отримуємо наступні значення

$$\overline{k_{\partial\partial}} = 0,1 + 1,0 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{33,3 - 15}{0,0585} = 0,213;$$

$$k_{\partial} = \frac{0,213}{1,13} \cdot 2,11 = 0,398$$

$$P_{\partial} = 233,83 \cdot 0,398 = 90,06 \text{ кН}$$

Дальше знаходимо силу інерції згідно виразу:

$$P_{in} = \frac{0,2 \cdot (T + P - m_{\partial\partial} \cdot n_{\partial\partial}) \cdot h_{\text{ц.м.}}}{2L \cdot n_{\text{компл.пр.}}} \cdot g; \quad (32)$$

$$P_{in} = \frac{0,2 \cdot (100 - 4,65 \cdot 2) \cdot 1,87}{13,92 \cdot 4} \cdot 9,81 = 5,98 \text{ кН}$$

Знаходимо розрахункове навантаження згідно виразу:

$$P_p = P_{cm} + P_{\partial} + P_{in}; \quad (33)$$

$$P_p = 233,83 + 90,06 + 5,98 = 329,87 \text{ кН}$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						31
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Дальше відповідно до методу переміщень знаячи значення епюр згинальних моментів, нормальних і поперечних сил від дії одиничних силових факторів і зовнішнього навантаження та розрахувавши сумарне навантаження по розрахунковій схемі (рис. 8) будемо робити перевірку на міцність бокової рами візка.

Так сумарні навантаження по рис. 8 будуть знаходитись відповідно по виразах 34 та 35 :

$$P_1 = P_3 = \frac{P_p}{7}; \quad (34)$$

$$P_1 = P_3 = \frac{329,87}{7} = 41,12 \text{ кН}$$

$$P_2 = 2 \cdot \frac{P_p}{7}; \quad (35)$$

$$P_2 = 2 \cdot \frac{329,87}{7} = 94,25 \text{ кН}.$$

Відповідно по розрахованих значення знаходимо значення згинальних моментів (M) , поперечних (Q) та поздовжніх (N) сил по відповідних ділянках за формулами 36-46 з відповідними відстанями (S, r, t, l₆, l₇, l₈).

$$M_1 = \frac{P_p}{2} \cdot S; \quad (36)$$

$$M_1 = \frac{329,87}{2} \cdot 0,165 = 27,214 \text{ кН} \cdot \text{м} = 27214 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_2 = \frac{P_p}{2} \cdot r; \quad (37)$$

$$M_2 = \frac{329,87}{2} \cdot 0,3927 = 64,77 \text{ кН} \cdot \text{м} = 64770 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						32
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$M_3 = \frac{P_p}{2} \cdot t; \quad (38)$$

$$M_3 = \frac{329,87}{2} \cdot 0,585 = 96,487 \text{ кН} \cdot \text{м} = 96487 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_4 = \frac{P_p}{2} \cdot (t + l_6); \quad (39)$$

$$M_4 = \frac{329,87}{2} \cdot (0,585 + 0,13) = 117,928 \text{ кН} \cdot \text{м} = 117928 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_5 = \frac{P_p}{2} \cdot (t + l_6 + l_7) - P_1 \cdot l_7; \quad (40)$$

$$M_5 = 164,935 \cdot (0,585 + 0,13 + 0,105) - 45,4 \cdot 0,105 = 135,247 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_6 = \frac{P_p}{2} \cdot l_m - P_1 \cdot l_7 - P_2 (l_7 + l_8); \quad (41)$$

$$M_6 = 164,935 \cdot 0,925 - 41,12 \cdot 0,105 - 94,25(0,105 + 1,105) = 34,205 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$Q_1 = \frac{P_p}{2} \cdot \cos(\beta - \alpha); \quad (42)$$

$$Q_1 = 329,87 \cdot \cos(54,42 - 3,43) = 207,638 \text{ кН}$$

$$Q_2 = \frac{P_p}{2}; \quad (43)$$

$$Q_2 = \frac{329,87}{2} = 164,935 \text{ кН}$$

$$Q_3 = \frac{P_p}{2} - P_1; \quad (44)$$

$$Q_3 = \frac{329,87}{2} - 41,25 = 123,685 \text{ кН}$$

$$Q_4 = \frac{P_3}{2}; \quad (45)$$

$$Q_4 = \frac{41,25}{2} = 20,625 \text{ кН}$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						33
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$N = \frac{P_p}{2} \cdot \sin(\beta - \alpha); \quad (46)$$

$$N = 164,935 \cdot \sin(54,42 - 3,43) = 128,16 \text{ кН}$$

Отримані значення сил та моментів, знаючи стандартні перерізи бокової рами, відповідно до базавого курсу опору матеріалів та будівельної механіки знайдемо максимальні значення напружень по відповідним небезпечним перерізам, які будуть в загальному визначатися за формулою 12 та наступним виразом 47 та 48 для кожної ділянки з врахуванням знаків і після підставлення значень перерізів (W_z , F) з [12].

$$\sigma = \frac{M_i}{W_z} \pm \frac{N_i}{F_i} \quad (47)$$

$$\sigma = \frac{M_i}{W_z} \pm \frac{N_i}{F_i} \pm \frac{Q_i}{F_i} \quad (48)$$

Отримали в результаті підстановки та розрахунків наступні значення напружень в боковині по відповідним перерізам: $\sigma_{1-1} = 114 \text{ МПа}$; $\sigma_{2-2} = 119 \text{ МПа}$; $\sigma_{3-3} = 124 \text{ МПа}$; $\sigma_{4-4} = 87 \text{ МПа}$; $\sigma_{5-5} = 104 \text{ МПа}$;

Всі значення не перевищують допустимого, яке складає 145 МПа . Отже можна зробити висновок, що міцність боковини забезпечиться про осьовому навантаженні 25 т/вісь .

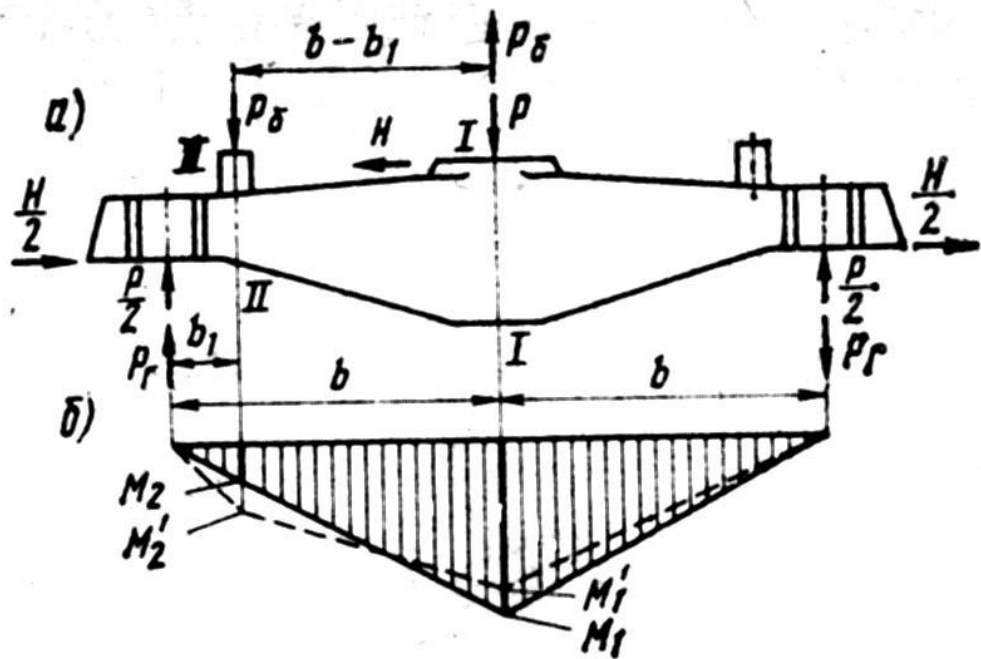
Розрахунок надресорної балки візка

Розрахункова схема буде наступною, яка показана на рисунку 9.

Вихідні дані для розрахунку надресорної балки знову ж таки беруться виходячи з геометричних розмірів та матеріалу з якого вона виготовляється:

- висота центру ваги: $h_{ц.в.} = 2,1 \text{ м}$; геометричний центр ваги: $h_{г.ц.} = 2,4 \text{ м}$;
- відстань від центру підп'ятника до ковзуна: $b - b_1 = 0,762 \text{ м}$;
- відстань від підп'ятника до центру ресорного комплексу: $b_1 = 0,256 \text{ м}$;

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						34
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		



а) вертикальне навантаження; б) сума вертикального та бокового навантаження.

Рисунок 9 – Розрахункова схема надресорної балки візка моделі 18-100

Розрахунок проводимо приблиз в такому ж порядку як і бокову раму. Для початку розраховуємо сили, які діють на неї:

$$P_{ст} = \frac{(T+P) \cdot n_{гиз} \cdot m_{гиз}}{n_{н.б.}} \cdot g; \quad (49)$$

$$P_{ст} = \frac{(100) - 2 \cdot 4,65}{2} \cdot 9,81 = 444,883 \text{ кН}$$

Вертикальну добавку визначаємо так само як у формулі 12 тільки з певним коефіцієнтом, який для вантажного вагона становить 1,87, а усереднений коефіцієнт вже визначали відповідно до формули 0,213.

$$k_{дв}^{max} = 1,87 \overline{k_{дв}} \quad (50)$$

$$k_{дв}^{max} = 0,213 \cdot 1,87 = 0,398$$

$$P_{д} = 444,883 \cdot 0,365 = 177,06 \text{ кН}$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						35
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Інерційне навантаження буде рівним :

$$P_{in} = \frac{0,2 \cdot (P_{op} - n_{eiz} \cdot m_{eiz}) \cdot h_{y.g.}}{2l} \cdot g; \quad (51)$$

$$P_{in} = \frac{0,2 \cdot (100 - 2 \cdot 4,65) \cdot 2,1}{8,65} \cdot 9,81 = 43,2 \text{ кН}$$

Сумарне навантаження рівне відповідно до формули 33 і рівне.

$$P = 444,883 + 177,06 + 43,2 = 665,143 \text{ кН}$$

Визначаємо вертикальну добавку, яка направлена до одного з ковзунів:

$$P_{\bar{o}} = \frac{H_{eio} \cdot h_{y.g.} + H_{eimp} \cdot h_{z.y.}}{2(b-b_1)}; \quad (52)$$

де $H_{вiтp}$ – вітрова добавка (сила);

$H_{вiдц}$ – відцентрова сила.

$$H_{eio} = 0,075 \cdot P_{op} \cdot g; \quad (53)$$

$$H_{eio} = 0,075 \cdot 214 \cdot 9,81 = 73,57 \text{ кН}$$

$$H_{eimp} = F_{бок} \cdot \omega; \quad (54)$$

$$F_{бок} = H_{ваг} \cdot L_{ваг}; \quad (55)$$

$$F = 3,2 \cdot 13,92 = 44,54 \text{ м}^2$$

$$H_{eimp} = 44,54 \cdot 500 = 22272 \text{ Н} = 22,27 \text{ кН}$$

$$P_{\bar{o}} = \frac{73,57 \cdot 2,1 + 22,27 \cdot 2,4}{2 \cdot 0,762} = 136,45 \text{ кН.}$$

Визначаю додаткову вертикальну силу від дії бокових горизонтальних навантажень:

$$P_{\Gamma} = \frac{b-b_1}{2b} \cdot P_{\bar{o}}; \quad (56)$$

$$P_z = \frac{0,762}{2,036} \cdot 136,45 = 51,068 \text{ кН}$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						36
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$M_{1-1}' = \left(\frac{P}{2} + P_c\right) \cdot b - P_6 \cdot (b - b_1) \quad (57)$$

$$M_{1-1}' = \left(\frac{665,142}{2} + 51,068\right) \cdot 1,018 - 136,45 \cdot 0,762 = 286,57 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{2-2}' = \left(\frac{P}{2} + P_c\right) \cdot b_1; \quad (58)$$

$$M_{2-2}' = \left(\frac{665,143}{2} + 51,068\right) \cdot 0,256 = 98,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходимо допустимі напруження при відомих значеннях моментів інерції надресорної балки: $W_{1-1}^{BB} = -0,003466 \text{ м}^3$; $W_{1-1}^{HB} = 0,002802 \text{ м}^3$;

$$W_{2-2}^{BB} = -0,001135 \text{ м}^3; W_{2-2}^{HB} = 0,001344 \text{ м}^3.$$

Тоді виваглогічноза формулою 12 знаходжу максимальні напруження в розрахунонкових перерізах.

Для першого перерізу:

$$\sigma_{1-1}^{BB'} = \frac{286,57}{-0,003466} = -82,68 \text{ МПа}; \sigma_{1-1}^{HB'} = \frac{286,57}{0,002802} = 102,27 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{2-2}^{BB'} = \frac{98,21}{-0,001135} = -86,52 \text{ МПа} \quad \sigma_{2-2}^{HB'} = \frac{98,21}{0,001344} = 73,07 \text{ МПа}.$$

Відповідно до максимального перенавантаження беруть 20% запасу міцності і додатково роблять перевірку по максимальних значеннях напружень по кожному перерізу і порівнюють з допустимими значеннями.

$$1,2 \cdot [\sigma]_{max} = 1,2 \cdot 102,27 = 122,72 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 145 \text{ МПа}$$

$$1,2 \cdot [\sigma]_{max} = 1,2 \cdot 102,27 = 122,72 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 145 \text{ МПа}$$

В обидвох випадках умова виконується, отже надресорона балка витримує збільшене навантаження.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						37
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.6 Перевірочний розрахунок рами і кузова вагона

Розрахункова схема рами та кузова приймаємо для попередніх розрахунків плоскою стержневою системою, утвореною лініями (рис.10), що проходять через центри ваги перетинів основних несучих балок закритого контуру.

Кінцеві й бокові балки рами, які пов'язані з торцевими й боковими стінами кузова, приймають абсолютно жорсткими, а жорсткістю на крутіння всіх поперечних балок нехтують.

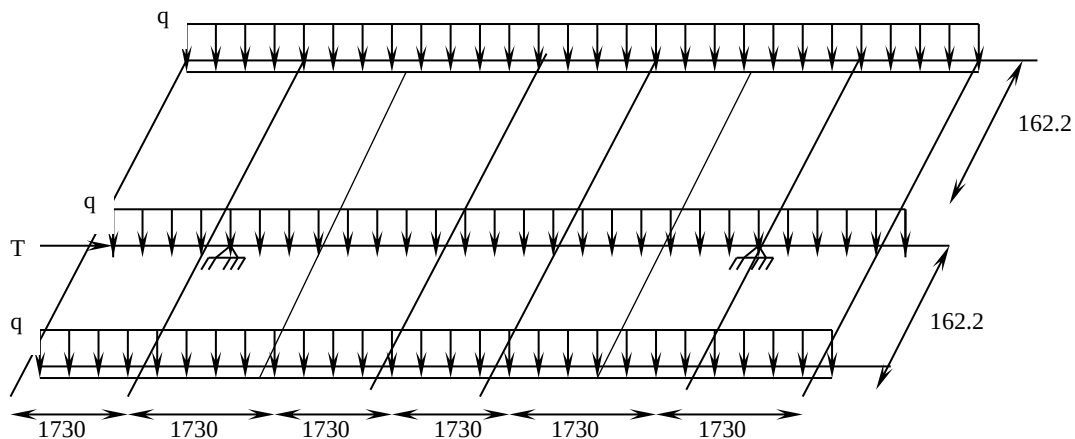


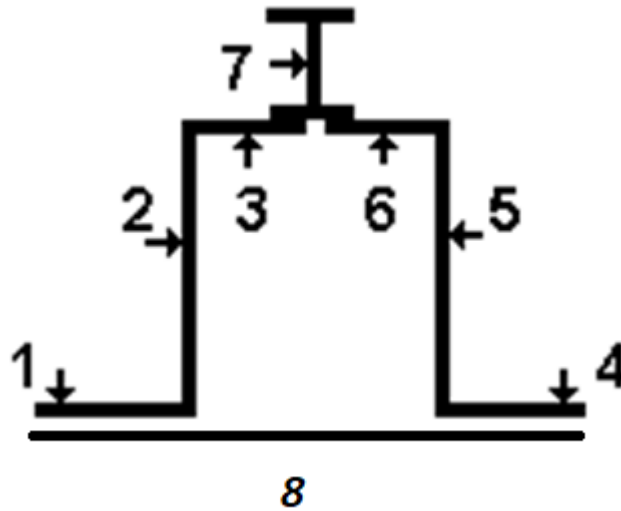
Рисунок 10 - Розрахункова схема рами критого вагона моделі 12-9745 на поздовжнє і поперечне навантаження

Загальна вага вантажу P рівномірно розподілена по довжині хребтової і бокових балок у співвідношенні $5/8 \cdot P$ на хребтову балку і по $3/16 \cdot P$ на кожну з бокових балок рами- нижню обв'язку. У цьому випадку основною системою (з урахуванням симетричності конструкції і діючого на неї вертикального навантаження) буде четверта частина рами, що має тільки дві невідомі.

Результати розрахунку – значення невідомих методу сил, внутрішні зусилля і розрахункові напруження.

Розрахунок рами на поперечне навантаження при I розрахунковому режимі поперечне навантаження складає 3,5 МН. У поперечному перерізі розглядаємо 2 зети з двома пластинами (рис 11).

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						38
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		



1,4 – нижня подиця Z- подібного профілю; 2,5 - вертикальна полиця Z- подібного профілю; 3,6 - верхні полиці Z- подібного профілю, 7 – двотавр для кріплення люків; 8 – посилюючий лист

Рисунок 11 - Поперечний переріз хребтової балки

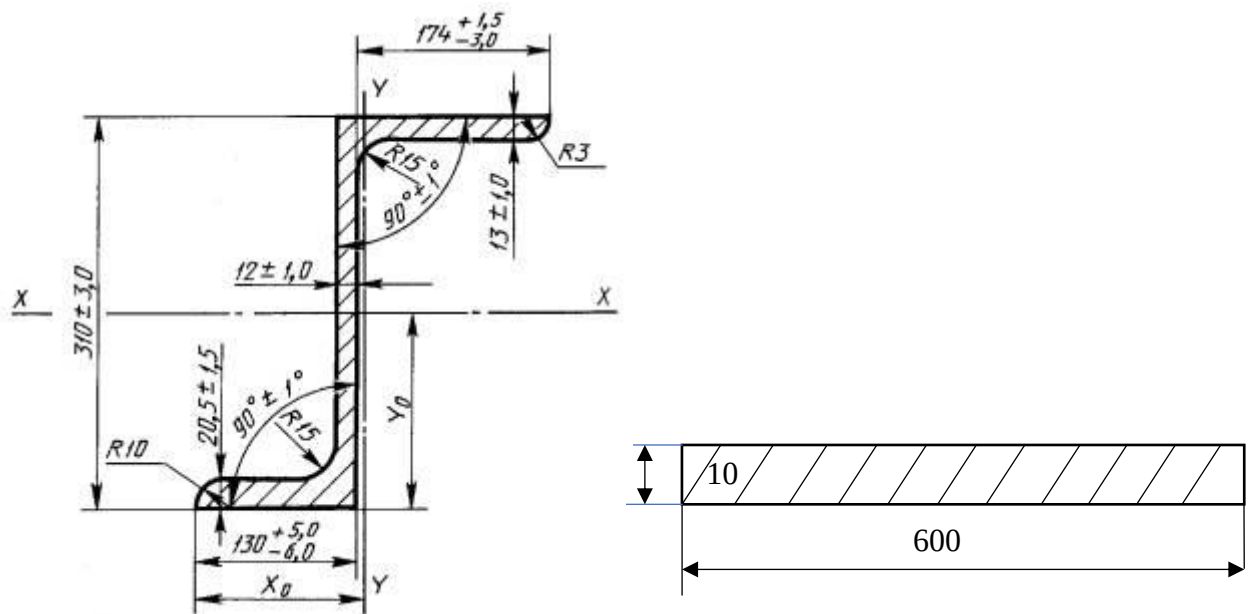


Рисунок 12 - Профіль хребтової балки

Таблиця 4 – Технічні параметри профілю

Площадь поперечного сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочное значение величины							
		I _x	I _y	W _x		w _y		X ₀	Y ₀
				Верх	Низ	Левая	Правая		
		см ⁴		см ³		см ³		см	
84,74	66,52	13177,8	3760,95	843,11	857,37	288,2	216,77	13,05	15,37

Визначаємо деякі параметри пластинки: площу, момент інерції:

$$A^2 = 1 \cdot 60 = 60 \text{ см}^2$$

$$I_Z^2 = \frac{60 \cdot 1^3}{12} = \frac{20}{3} = 5 \text{ см}^4$$

Загальна площа поперечного перерізу хребтової балки буде рівна:

$$A = 2A^1 + 2A^2, \text{ см}^2 \quad (59)$$

$$A = 2A^1 + 2A^2 = 84,74 \cdot 2 + 60 = 229,48 \text{ см}^2$$

Визначаю сумарний момент інерції перерізу

$$I_z = 2I_Z^1 + 2 \cdot [I_Z^2 + \left(\frac{h}{2} + 1\right)^2 \cdot A^2], \text{ см}^4 \quad (60)$$

$$I_z = 2I_Z^1 + 2 \cdot [I_Z^2 + \left(\frac{h}{2} + 1\right)^2 \cdot A^2] = 2 \cdot 3760,95 + 2 \cdot \left(5 + \left(\frac{30}{2} + 1\right)^2 \cdot 60\right) = 8163,9 \text{ см}^4$$

$Y_{\max} = 15 + 2 = 17$ см.- максимальне відхилення згідно рис. 12 з врахуванням товщини пластини.

Знаходимо сумарний момент опору перерізу:

$$W_Z = \frac{8163.9}{17} = 480,23 \text{ см}^3$$

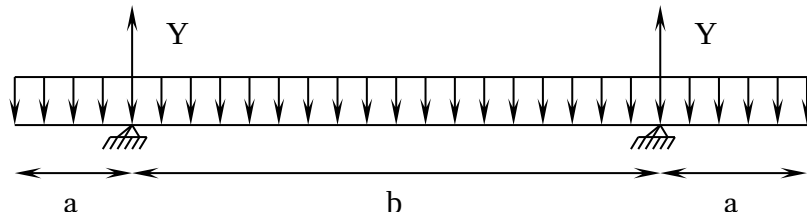


Рисунок 13 – Розрахункова схема при дії вертикальних навантажень на хребтову балку

Рівносірно розподілене навантаження на хребтову балку визначимо із вивразу:

$$q = \frac{(P+T-2 \cdot m_{\text{віз}}) \cdot g}{L_{\text{рами}}}, \frac{\text{кН}}{\text{см}} \quad (61)$$

$$q = \frac{(100 - 2 \cdot 4.65) \cdot 9.81}{12690} = 0,07 \frac{\text{кН}}{\text{см}}$$

Відповідно до довжини рами і рис. 13 знайдемо виноси в консольних частинах з виразу:

$$L_{\text{рами}} = q \cdot (b + 2a) \quad (62)$$

$$a = \frac{12690 - 8650}{2} = 2020 \text{ см}$$

Дальше визначаю вертикальні сили (реакції) від дії рівномірно розподіленого навантаження згідно виразу:

$$Y_a = Y_b = \frac{q \cdot (b + 2a)}{2}, \text{ кН} \quad (63)$$

$$Y_a = Y_b = \frac{0,07 \cdot (8650 + 2 \cdot 2020)}{2} = 171,675 \text{ кН}$$

Дальше знаходжу моменти в перерізах:

$M(0) = 0$ – в консолі;

$$M(a) = \frac{-q \cdot a^2}{2}, \text{ кН} \cdot \text{см} \quad (64)$$

$$M(a) = \frac{-0.07 \cdot 2020^2}{2} = -142,814 \text{ кН} \cdot \text{см}$$

По середині рами згинальний момент буде рівний:

$$M\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{q}{2} \cdot \left[\left(\frac{b}{2}\right)^2 - a^2\right], \text{ кН} \cdot \text{см} \quad (65)$$

$$M\left(\frac{b}{2}\right) = \frac{0,07}{2} \cdot \left(\left(\frac{8650}{2}\right)^2 - 2020^2\right) = 511,89 \text{ кН} \cdot \text{см}$$

Вибираю максимальний момент і по ньому роблю перевірку $M_{\max} = 511,89 \text{ кН} \cdot \text{см}$ за формулою 12.

$$\sigma = \frac{51188,89}{480,23} = 106,6 \text{ МПа}$$

При перевірці при дії повздовжнього навантаження приймаємо максимальне, яке рівне 3,5 МН, тоді як при перевірці формулами 47 та 48 отримаємо

:

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{3.5 \cdot 10^6}{229.48} = 15.25 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2} = 15.25 \text{ МПа}$$

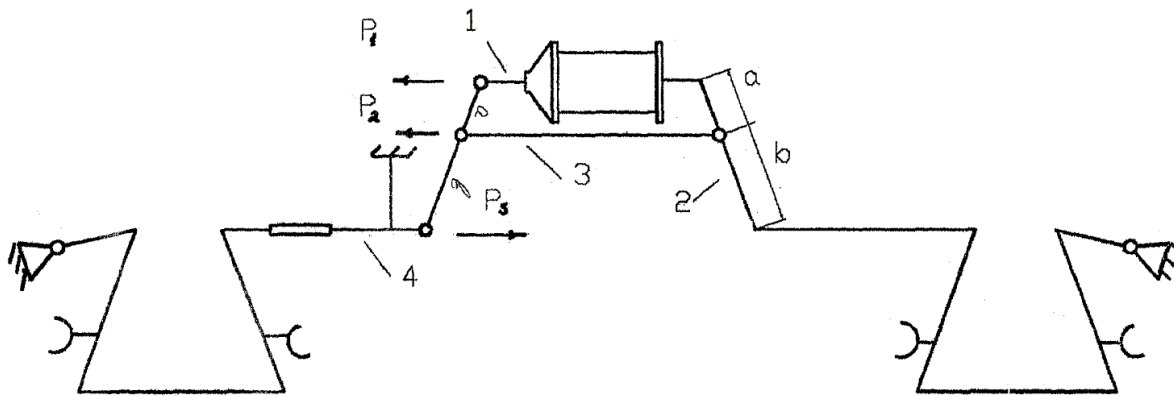
Висновок: оскільки розрахункове напруження в обох випадках не перевищує допустиме значення, тому вибираємо Z-профіль №31 з параметрами (табл. 4).

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						42
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3.7 Перевірочний розрахунок гальм вагона

У вагоні моделі 12-9745 для перевезення різноманітних вантажів використовуються композиційні гальмівні колодки з важільною передачею.

Для визначення міцності деяких деталей гальм на міцність потрібно знайти силу, яка приводить це все в дію. Ця сила виникає по штоку гальмівного циліндра згідно схеми на рис. 14.



1 – шток гальмівного циліндра; 2 – важель; 3 – затяжка; 4 – тяга

Рисунок 14 - Схема гальмівної важільної передачі вагона

Сила по штоку гальмівного циліндра визначається за формулою:

$$P_1 = P_{цmax} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ц}^2}{4}, \text{ кН}, \quad (66)$$

$$P_1 = 380 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.356^2}{4} = 37,81 \text{ кН},$$

де $P_{цmax}$ – максимальний розрахунковий тиск в гальмівному циліндрі
 $P_{цmax}=380$ МПа;

$d_{ц}$ – діаметр гальмівного циліндра; $d_{ц}=356$ мм.

Зусилля, що діють на інші важільні передачі, без врахування втрат на тертя в шарнірах знаходяться за формулами:

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						43
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Зусилля в зтяжці визначається згідно формули 67 та врахування пліч ГВП (гальмівної важільної передачі) вагона:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{a+b}{b}, \text{ кН}; \quad (67)$$

$$P_2 = 37.81 \cdot \frac{0.195+0.465}{0.465} = 53.67 \text{ кН}.$$

Зусилля, що передається на тягу буде визначатися згідно виразу

$$P_3 = P_1 \cdot \frac{a}{b}, \text{ кН} \quad (68)$$

$$P_3 = 37.81 \cdot \frac{0.195}{0.465} = 15.86 \text{ кН}$$

Проведу перевірку на міцність горизонтального важеля, розрахункова схема якого зображена на рис. 15.

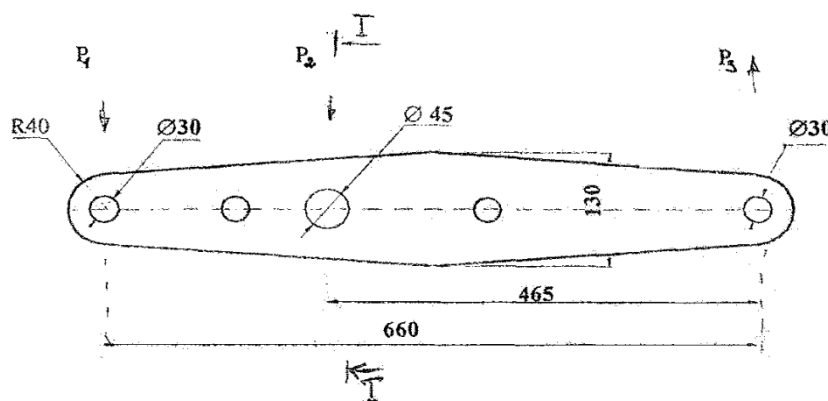


Рисунок 15- Розрахункова схема горизонтального важеля

Матеріал з чого виготовляється важіль сталь 09Г2С-14 ГОСТ 19281-89

$[\sigma]_{зг}=170 \text{ МПа}; [\tau]_{зр}=110 \text{ МПа}; [\sigma]_{зм}=200 \text{ МПа}.$

Визначаю максимальний згинальний напруження згідно виразу:

$$\sigma_{зг} = \frac{P_3 \cdot L}{W_x} \leq [\sigma]_{зг} \quad (69)$$

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						44
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$W_x = \frac{502 \cdot 10^{-8}}{0.065} = 77.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{15,86 \cdot 0,465}{77,2 \cdot 10^6} = 95,53 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{3\Gamma} = 170 \text{ МПа}$$

Геометрична характеристика в перерізі I-I:

$$J_x = 2 \cdot \frac{b \cdot (H^3 - h^3)}{12}, \text{ м}^4 \quad (70)$$

$$J_x = 2 \cdot \frac{b \cdot (H^3 - h^3)}{12} = 2 \cdot \frac{0.014 \cdot (0.13^3 - 0.036^3)}{12} = 502 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

де b, H, h – геометричні розміри перерізу;

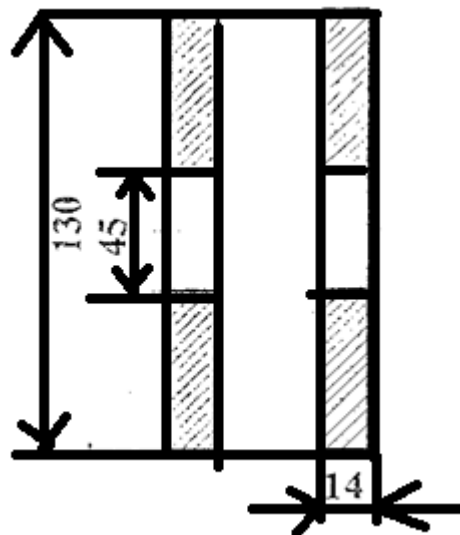


Рисунок 16 - Переріз важеля

Напруження змину в прогінах важеля визначається по формулі:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot P_i}{2\pi \cdot t \cdot d} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (71)$$

Де P_i – зусилля на провущину;

t – товщина провущини;

d – діаметр провущини.

в перерізі I-I: $\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 53.67}{3.14 \cdot 0.014 \cdot 2 \cdot 0.045} \cdot 10^{-3} = 54 \text{ МПа};$

в лівому отворі: $\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 44.77}{3.14 \cdot 0.014 \cdot 2 \cdot 0.03} \cdot 10^{-3} = 69 \text{ МПа};$

в правому отворі: $\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 19}{3.14 \cdot 0.014 \cdot 2 \cdot 0.03} \cdot 10^{-3} = 29 \text{ МПа}.$

Напруження зрізу перемичок визначається:

$$\tau_{зр} = \frac{P}{4 \cdot t \cdot h} \leq [\tau]_{зр}, \quad (72)$$

Де h – висота перерізу повушини по лінії зрізу, $h=R-d/2$;

R – радіус зовнішнього обрису провушини;

по перерізі I-I: $\tau_{зр} = \frac{63.5}{4 \cdot 0.014 \cdot (0.065 - 0.045/2)} \cdot 10^{-3} = 26.7 \text{ МПа};$

по лівому отворі: $\tau_{зр} = \frac{44.77}{4 \cdot 0.014 \cdot (0.04 - 0.03/2)} \cdot 10^{-3} = 32 \text{ МПа};$

по правому отворі: $\tau_{зр} = \frac{19}{4 \cdot 0.014 \cdot (0.04 - 0.03/2)} \cdot 10^{-3} = 15 \text{ МПа}.$

Напруження в важелі не перевищують допустимих.

Розрахунок (затяжки) натягу проведемо теж задаючись матеріалом затяжки.

Матеріал 09Г2С –14 ГОСТ 19281-89; $[\sigma]_{зг}=170 \text{ МПа}$; $[\tau]_{зр}=110 \text{ МПа}$;
 $[\sigma]_{зм}=200 \text{ МПа}$

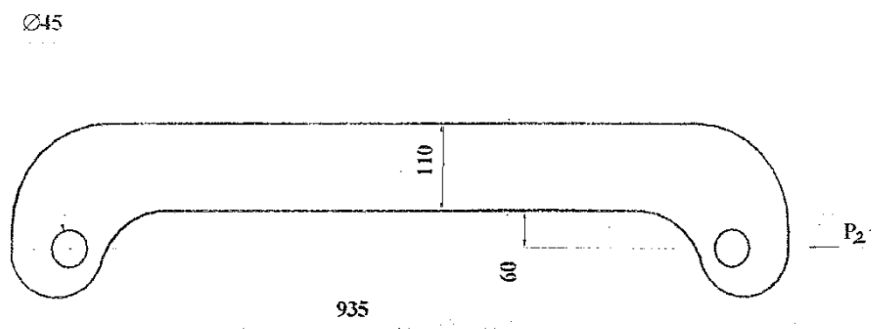


Рисунок 17 – Затяжка з розмірами

Напруження, що виникає в натягу від сили P_2 , визначається за формулою:

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						46
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\sigma = \frac{P_2}{F \cdot Y} + \frac{M_{зг}}{W}; \quad (73)$$

де Y – коефіцієнт поздовжнього згину.

Гнучкість визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{\beta \cdot l}{\sqrt{J/F}}; \quad (74)$$

де l – розрахункова довжина між точками закріплення;

β – коефіцієнт приведення довжини, $\beta=1$;

J – момент інерції перерізу натягу;

F – площа перерізу натягу.

Геометричні характеристики перерізу натягу товщина 25 мм а висота – 100 мм.

Відповідно розраховавши отримаю :

$$F = 0,00275 \text{ м}^3; \quad W = 50,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad J = 277,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Відповідно гнучкість становить:

$$\lambda = \frac{1 \cdot 0,935}{\sqrt{\frac{277,3 \cdot 10^{-8}}{27,5 \cdot 10^{-4}}}} = 29,5$$

Отже, коефіцієнт поздовжнього згину (згідно [8] становить $Y=0,92$. Тоді напруження в натягу:

$$\sigma = \left(\frac{63,5}{27,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,92} + \frac{63,5 \cdot 0,115}{50,4 \cdot 10^{-6}} \right) \cdot 10^{-3} = 170 \text{ Мпа}$$

Напруження зрізу в перемичці в повушини визначається згідно формули:

$$\tau = \frac{P_2}{2 \cdot h \cdot t}, \text{ Мпа} \quad (75)$$

Де t – товщина провушини;

h – висота перерізу провушини.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						47
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Підставивши отримаю:

$$\tau = \frac{P_2}{2 \cdot h \cdot t} = \frac{53.67}{2 \cdot 0.012 \cdot 0.025} \cdot 10^{-3} = 60.77 \text{ МПа},$$

Напруження змину:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot P_2}{\pi \cdot t \cdot d} = \frac{4 \cdot 53.67}{3.14 \cdot 0.025 \cdot 0.045} \cdot 10^{-3} = 60.77 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot P_2}{\pi \cdot t \cdot d} = \frac{4 \cdot 53.67}{3.14 \cdot 0.025 \cdot 0.045} \cdot 10^{-3} = 60.77 \text{ МПа}.$$

Напруження, що виникають в натягу не перевищують допустимі значення.

Розрахунок тяги проводимо по аналогії.

Матеріал: сталь 09Г2С –14 ГОСТ 19281-89, $[\sigma]_{zg}=170$ МПа; $[\tau]_{zp}=110$ МПа;

$[\sigma]_{zm}=200$ МПа

Напруження розтягу тягивизначається згідно формули:

$$\sigma = \frac{P_3}{\pi \cdot r^2}, \text{ МПа} \quad (76)$$

де r – радіус тяги.

$$\sigma = \frac{15.86}{3.14 \cdot 0.011^2} \cdot 10^{-3} = 40,95 \text{ МПа}$$

Максимальне напруження в проушині тяги визначається згідно виразу:

$$\sigma_{max} = \frac{P_i}{d \cdot t} \cdot \frac{4 \cdot R^2 + d^2}{4 \cdot R^2 - d^2}, \text{ МПа} \quad (77)$$

де d - діаметр тяги рівний 40мм;

R – радіс тяги заокруглення і рівний 32,5 мм.

$$\sigma_{max} = \frac{15.86}{0.04 \cdot 0.025} \cdot \frac{4 \cdot 0.0325^2 + 0.04^2}{4 \cdot 0.0325^2 - 0.04^2} \cdot 10^{-3} = 3519 \text{ МПа}$$

Напруження в тязі не перевищують допустимі. Таким чином проведені розрахунки показують, що типові гальма можна ставити на вагон з 25т/вісь.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						48
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

При виконанні роботи я провів дослідження та розрахунки для напіввагона моделі 12-9745 зі збільшеним осьовим навантаженням.

Збільшення навантаження призведе до того, що можна буде перевезти більшу кількість вантажу, а отже збільшиться прибуток. Також тут ще можна збільшити вантажопідємність за рахунок касетний підшипників, які теж із технічних характеристик можуть зменшити на 60...70 кг вагу буксового вузла, що дасть ще додатково до 6,5 т можливість більше завантажити і в загальному це б складало приблизно 7 т.

В першому розділі я проаналізував роботи і напрямки в області збільшення осьового навантаження і виявив, що осьове навантаження в США є 27 і більше і доходить до 40 т/вісь. Візок, який там експлуатується дуже подібний 18-9750 (візок Barber). Відповідно є питання, чому на залізницях УЗ не запроваджено такі навантаження

При виконанні розрахунків було виявлено, що всі показники та елементи, які розраховувались відповідають нормативним документам і витримують задані збільшені навантаження. Тому з точки зору вагонного господарства доцільно запровадити збільшене навантаження, але потрібно звернути увагу на рейкову колію, яка при цьому може більш інтенсивно виходити з ладу.

Отже результати розрахунків показують, що типовий вагон який досліджувався та розраховувались окремі елементи витримує збільшення навантаження до 25 т/вісь.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						49
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Бороненко, Ю.П. Вагоны с увеличенными нагрузками от колес на рельсы - резерв повышения провозной и пропускной способности железных дорог / Ю.П. Бороненко // Транспорт Российской Федерации. - 2008. - № 5 (18).
- 2 Safronov, O., Sulym, A., Khozia, P., Vodianykov, Y., & Stoletov, S. (2019). Вплив конструктивних особливостей тележек моделей 18-4129 і 18-9817 з осьовий навантаженням 25 тс на динамічні показники вантажних вагонів. Транспортні системи і технології, 1(33), 171-188.
<https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-15>
- 3 Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ. / У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен; под ред. С.М. Захарова и В.М. Богданова. -М.: Интекст, 2002. - 408 с.
- 4 https://www.uniwagon.com/multimedia/media_about_us/effektivnost-ekspluatacii-vagonov-s-povyshennoj-osevoj-nagruzkoy/ /
- 5 <https://dmz-karpaty.com/services/car-building/12-9745>
- 6 Методичні вказівки по виконанню Терещак
- 7 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ-ВНИИЖТ. – 1983.
- 8 Вагоны. Общий курс : Учебник для вузов / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, Ю.П. Федосеев. - М. : Маршрут, 2004. - 424 с.
- 9 ДСТУ ГОСТ 4835:2008 Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Технічні умови (ГОСТ 4835-2006, IDT)
- 10 Вагоны под. редакцией Л.А. Шадура – М.: Транспорт, 1980г.- с.439
- 11 Расчет вагонов на прочность, Вершинський С.В., под. ред.. Л.А. Шадура М.: - Машиностроение, 1971, 432с.

					041.190525.01.ВКР.ПЗ	Арк.
						50
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		