

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою *Б. Боднар* Борис БОДНАР

“ 16 ” 12 2022 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Удосконалення конструкції пружного підвішування електровоза**”

за освітньою програмою: “*Локомотиви та локомотивне господарство*”
зі спеціальності 273 “*Залізничний транспорт*”
галузі знань 27 “*Транспорт*”

Виконав: студент групи ЛГ2126

Удовиченко Віктор УДОВИЧЕНКО

Керівник *Дмитро Бобирь* Дмитро БОБИРЬ

Нормоконтролер *Людмила Колодій* Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент *Удовиченко*

Дніпро, 2022

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”
Department “*Locomotives*”

Explanatory Note
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Improvement of the design of the elastic suspension of the electric locomotive**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
Branch of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *LG2126*:

Viktor UDOVYCHENKO

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2022

Міністерство освіти і науки України

Український державний університет науки і технологій

Факультет: **«Транспортна інженерія»**

Кафедра: **«Локомотиви»**

Рівень вищої освіти: **другий (магістерський)**

Освітня програма: **«Локомотиви та локомотивне господарство»**

Спеціальність: **273 «Залізничний транспорт»**

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав.кафедрою _____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу бакалавра

студенту групи **ЛГ2126**

Удовиченку Віктору Ігоровичу

1. Тема роботи: **«Удосконалення конструкції пружного підвішування електровоза»**

Керівник роботи: **Бобирь Дмитро Валерійович, к.т.н., доцент**
затверджена наказом від **«10» жовтня 2021 р №1135ст**

2. Строк подання студентом роботи: **«13» листопада 2022 р**

3. Вихідні дані до роботи: техніко-економічні характеристики електровоза-прототипу; технічні дані тягового двигуна; конструкційна швидкість 140 км/год; відстань між точками підвішування тягового двигуна на рамі візка 1,24 м; ширина середньої поперечної балки рами візка 0,5 м; товщина вертикальних листів 13 мм; товщина горизонтальних листів 15 мм; виліт кінців горизонтальних листів під зварний шов 20 мм; товщина підсилювальної накладки 13 мм; вагова відомість електровоза.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
- 4.1 Розрахунок екіпажної частини електровоза.
 - 4.2 Аналіз використання пружин Флексикойл.
 - 4.3 Розрахунок центрального пружного підвішування з використанням пружин Флексикойл.
 - 4.4 Аналіз впливу параметрів пружин Флексикойл на їх роботу.
 - 4.5 Проект встановлення пружин типу Флексикойл у пружне підвішування електровоза.
5. Перелік графічного матеріалу:
- 1) Установка для сушки ізоляції ТЕД.
 - 2) Пристрій для знімання та встановлення кожухів зубчастої передачі КМБ.
 - 3) Розміщення технологічного обладнання в цеху ПР-1.
 - 4) Апаратно-програмний комплекс з визначення раціональних режимів ведення поїздів.
 - 5) Криви швидкості та струму електровоза.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розрахунок екіпажної частини електровоза. Аналіз використання пружин Флексикойл	14.10.2022	
2	Розрахунок центрального пружного підвішування з використанням пружин Флексикойл	24.10.2022	
3	Аналіз впливу параметрів пружин Флексикойл на їх роботу. Проект встановлення пружин типу Флексикойл у пружне підвішення електровоза	14.11.2022	
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	19.12.2022	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	22.12.2022	

Студент _____ Віктор УДОВИЧЕНКО

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра: 67 с., 29 рис., десять таблиць та сім літературних джерел.

Об'єкт роботи – пружне підвішування електровоза. Предмет дослідження – пружні характеристики підвішування електровоза.

Мета роботи – поліпшення характеристик пружного підвішування електровоза шляхом аналізу можливості використання в конструкції екіпажної частини пружин з поперечною рухливістю та розробка проекту встановлення таких пружин у пружне підвішування електровоза.

У кваліфікаційній роботі виконано розробку проекту екіпажної частини електровоза змінного струму шляхом використання у другому ступені пружного підвішування перспективних пружин типу Флексікойл з метою поліпшення характеристик пружного підвішування.

Виконано розрахунок екіпажної частини, а саме за заданими параметрами тягового двигуна визначено масогабаритні характеристики механічної частини електровоза з осьовою формулою $2_0-2_0-2_0$. Також здійснено розрахунок буксового ступеню пружного підвішування на міцність і необхідний статичний прогин.

Проаналізовано досвід використання пружин Флексікойл на залізничному транспорті, а також виконано розрахунок таких пружин на горизонтальну та вертикальну жорсткість та міцність. Розрахунок пружин проводився за допомогою програмного пакету системи комп'ютерної алгебри Maple. Також за його допомогою виконано аналіз впливу різних конструктивних параметрів пружин на їхню роботу.

Виконано проект встановлення пружин типу Флексікойл у пружне підвішування електровоза. Це дозволить відмовитися від коліскових підвісок, також виключається значна кількість вузлів із тертям, підвищується плавність ходу електровоза, знижуються шуми та вібрації, що діють на локомотивну бригаду.

Результати роботи можуть бути застосовані під час проектування нових та модернізації існуючих серій електровозів.

Ключові слова: ЕЛЕКТРОВАЗ, ЕКІПАЖНА ЧАСТИНА, ЕСКІЗНИЙ ПРОЄКТ, ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ, ПРУЖИНИ З ПОПЕРЕЧНОЮ РУХЛИВІСТЮ, ФЛЕКСИКОЙЛ

Зміст

Вступ	6
1 РОЗРАХУНОК ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ЕЛЕКТРОВОЗА	7
1.1 Визначення основних технічних даних електровоза	7
1.2 Розробка ескізного проєкту механічної частини електровоза.....	13
1.3 Визначення маси елементів механічної частини електровоза	22
1.4 Розрахунок буксового ступеня пружного підвішування електровоза	24
2 АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ПРУЖИН ФЛЕКСИКОЙЛ.....	31
2.1 Загальні відомості про пружини Флексікойл	31
2.2 Використання пружин Флексікойл за кордоном.....	32
3 РОЗРАХУНОК ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРУЖИН ФЛЕКСИКОЙЛ	37
3.1 Розрахунок пружин поперечного зсуву методом Спарринга.....	37
3.2 Розрахунок пружин поперечного зсуву за загальноприйнятою методикою .	40
4 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИН ФЛЕКСИКОЙЛ НА ЇХ РОБОТУ	48
4.1 Вплив конструктивних параметрів пружин Флексікойл на горизонтальну жорсткість	48
4.2 Вплив конструктивних параметрів пружин Флексікойл на дотичні напруження	51
5 ПРОЕКТ ВСТАНОВЛЕННЯ ПРУЖИН ТИПУ ФЛЕКСИКОЙЛ У ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ ЕЛЕКТРОВОЗА.....	57
Висновки.....	65
Список використаних джерел.....	66

					<i>0032.216302.000.04MP.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Удосконалення конструкції пружного підвішування електровоза</i>	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.	Удовиченко						4	67
Перевір.	Бобирь							
Реценз.								
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.					<i>УДУНТ, зр. ЛГ 2126</i>			

Вступ

Найважливішими напрямками розвитку локомотивного господарства залізничного транспорту України є зниження енергоємності, підвищення надійності локомотивів та поліпшення умов роботи локомотивних бригад [1].

Однією з головних цілей удосконалення конструкцій локомотивів є збільшення продуктивності перевезень рухомого складу за мінімальних витрат. Процеси проектування, побудови та експлуатації локомотивів взаємопов'язані на техніко-економічній основі. Зв'язок проектування з експлуатацією визначається тим, що закладені проектні рішення й насамперед такі показники як розрахункова надійність, конструктивні параметри, безпосередньо визначають експлуатаційні показники локомотивів, необхідні системи технічного обслуговування та ремонту. У свою чергу, умови експлуатації зумовлюють особливості конструкції та параметри магістральних електровозів та їх основних вузлів [2, 3].

Метою кваліфікаційної роботи є поліпшення характеристик пружного підвішування електровоза шляхом аналізу можливості використання в конструкції екіпажної частини пружин з поперечною рухливістю та розробка проекту встановлення таких пружин у пружне підвішування електровоза.

Об'єктом дослідження в роботі є пружне підвішування електровоза, а *предметом* – його пружні характеристики.

Актуальність даного питання обумовлена економічними умовами в яких працює залізничний транспорт, – вони ставлять серед першочергових завдань ефективного використання ресурсів локомотивного парку з високою експлуатаційною надійністю для забезпечення безпеки руху поїздів.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1 РОЗРАХУНОК ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ЕЛЕКТРОВОЗА

1.1 Визначення основних технічних даних електровоза

Відповідно до [4, 5] складаємо таблицю 1.1, в якій представлені технічні дані заданого тягового електродвигуна двигуна (ТЕД) НБ-520 і як прототип беремо електровоз ВЛ65.

Таблиця 1.1 – Технічні дані тягового двигуна НБ-520

Параметр тягового двигуна	Чисельне значення
Потужність двигуна, кВт: – у годинному режимі $P_{\text{год}}$ – у номінальному режимі $P_{\text{ном}}$	800 750
Частота обертання якоря, хв^{-1} : – у годинному режимі $n_{\text{год}}$ – у номінальному режимі $n_{\text{ном}}$ – максимальна n_{max}	1030 1050 2100
Маса (вага) двигуна, т	3,5
Централь C , мм	616
Поперечна довжина кістяка $l_{\text{ос}}$, мм	874
Відстань між точками підвішування $l_{\text{підв}}$, мм	1240
Тип передачі	одностороння

Зчіпну масу електровоза розраховуємо за формулою:

$$M_{\text{ЗЧ}} = \frac{2II \cdot k_{\text{П}}}{9,8} \quad (1.1)$$

де $k_{\text{П}}$ – кількість колісних пар; згідно з обраним прототипом $k_{\text{П}} = 6$;

$2II$ – навантаження від колісної пари на рейки, приймаємо за [4] $2II = 210$ кН.

$$M_{\text{ЗЧ}} = \frac{210 \cdot 6}{9,8} = 129 \text{ т.}$$

						0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			7

Діаметр колеса за колом кочення визначається за формулою:

$$D_K = \frac{2H}{[2p]} \quad (1.2)$$

де $[2p]$ – допустиме за умовами контактної міцності навантаження на 1 мм діаметра колеса, приймаємо $[2p] = 0,2$ кН/мм [4].

$$D_K = \frac{210}{0,2} = 1050 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо $D_K = 1200$ мм.

Попереднє значення передаточного числа тягової передачі μ визначається за формулою

$$\mu = 0,189 \cdot D_K^{\frac{m}{K}} \cdot \frac{v_{\text{max}}}{v_K} \quad (1.3)$$

де v_K – конструкційна швидкість, згідно завдання $v_K = 140$ км/год.

$$\mu = 0,189 \cdot 1,20^{\frac{2100}{140}} = 3,402$$

Попередньо приймаємо за прототипом $\mu = 2,947$.

Визначимо уточнене значення передаточного числа зубчастої тягової передачі.

Обертальний момент на валу тягового двигуна

$$M_{\text{НОМ}} = 9,545 \cdot \frac{P_{\text{НОМ}}}{v_{\text{НОМ}}} \quad (1.4)$$

$$M_{\text{НОМ}} = 9,545 \cdot \frac{750}{1050} = 6,82 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Граничні значення для модуля зубчастого зачеплення

$$m_{\text{max}} = 1,378 \cdot M_{\text{НОМ}} + 8,01 = 1,378 \cdot 6,82 + 8,01 = 17,408 \quad (1.5)$$

$$m_{\text{min}} = 1,378 \cdot M_{\text{НОМ}} + 6,41 = 1,378 \cdot 6,82 + 6,41 = 15,808 \quad (1.6)$$

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

За [4] приймаємо стандартне значення модуля за СТ РЕВ 310-76т рівним 16 мм.

Діаметри ділільних кіл зубчастого колеса і шестерні тягової передачі

$$d_{a2} = 2 \cdot \frac{u}{1+u} \cdot z_2 = 2 \cdot \frac{616}{1+2,947} = 312,136 \text{ мм}; \quad (1.7)$$

$$d_{a1} = 2 \cdot \left(u - \frac{d_{a2}}{2} \right) = 2 \cdot \left(616 - \frac{312,136}{2} \right) = 919,86 \text{ мм}. \quad (1.8)$$

Значення d_{a1} необхідно перевірити на виконання вимог габариту рухомого складу, прийнявши кліренс зубчастої передачі $b=120$ мм і відстань від низу кожуха зубчастої передачі до ділільного кола зубчастого колеса $\Delta=20$ мм

$$d_{a1} \leq D_{\text{К}} - 2(b + \Delta); \quad (1.9)$$

$$1200 - 2(120 + 20) = 920 > 919,86 \text{ мм}.$$

Вимога габариту рухомого складу виконується.

Розрахуємо числа зубів зубчастого колеса та шестерні

$$z_1 = \frac{d_{a1}}{m} = \frac{919,84}{16} = 57; \quad (1.10)$$

$$z_2 = \frac{d_{a2}}{m} = \frac{312,136}{16} = 23 \quad (1.11)$$

Уточнене значення передаточного числа тягової передачі

$$\mu = \frac{z_1}{z_2} = \frac{57}{23} = 2,478 \quad (1.12)$$

Уточнене значення передаточного числа тягової передачі має забезпечувати виконання умови

$$K \leq 0,189 \cdot D_{\text{К}} \cdot \frac{n}{\mu} \cdot \max; \quad (1.13)$$

$$K \leq 0,189 \cdot 1,2 \cdot \frac{2100}{2,478} = 192,2 \text{ км/год}.$$

Умова виконується, отже тяговий привід забезпечує рух електровоза із

										Арк.
										9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ					

$$M_{\text{ГОД}} = 9,545 \cdot \frac{F_{\text{ГОД}}}{v_{\text{ГОД}}} = 9,545 \cdot \frac{800}{1030} = 7,414 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (1.21)$$

Сила тяги електровоза в часовому та номінальному режимах

$$F_{\text{Д ГОД}} = \frac{2 \cdot M_{\text{ГОД}} \cdot \mu \cdot \eta_{\text{КП}}}{v_{\text{К}}} \cdot \eta_{\text{ЗП ГОД}} = \frac{2 \cdot 7,414 \cdot 2,478 \cdot 6}{1,2} \cdot 0,976 = 179,3 \text{ кН}; \quad (1.22)$$

$$F_{\text{Д НОМ}} = \frac{2 \cdot M_{\text{НОМ}} \cdot \mu \cdot \eta_{\text{КП}}}{M_{\text{К}}} \cdot \eta_{\text{ЗП НОМ}} = \frac{2 \cdot 6,82 \cdot 2,478 \cdot 6}{1,2} \cdot 0,978 = 165,3 \text{ кН}. \quad (1.23)$$

Виконаємо перевірку зчіпної маси локомотива за формулою:

$$M_{\text{ЗЧ}} \geq \frac{M_{\text{П}} \cdot (\omega_0 + \omega_{\text{Зр}} + \omega_{\text{П}})}{9,8 \cdot 10^{-3} \cdot v_{\text{К}} \cdot \eta_{\text{В}}} \quad (1.24)$$

де $M_{\text{П}}$ – маса пасажирського поїзда, згідно [4] $M_{\text{П}} = 1000 \text{ т}$;

ω_0 – основний питомий опір руху поїзда, Н/т;

$\omega_{\text{Зр}}$ – питомий опір під час рушання з місця, Н/т;

ω – додатковий опір від ухилу, Н/т;

$\omega_{\text{П}}$ – питомий опір від прискорювального моменту, Н/т;

$v_{\text{К}}$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою;

$\eta_{\text{В}}$ – коефіцієнт використання зчіпної ваги, згідно [4] $\eta_{\text{В}} = 0,85$.

Відповідно до [4] приймаємо величину повного питомого опору руху поїзда в момент рушання $(\omega_0 + \omega_{\text{Зр}} + \omega) = 80 \text{ Н/т}$.

$$\omega_{\text{П}} = \frac{\omega_{\text{П}}}{\zeta} \quad (1.25)$$

де $\omega_{\text{П}}$ – пускове прискорення поїзда, згідно [4] $\omega_{\text{П}} = 1500 \text{ км/год}^2$;

ζ – питоме пускове прискорення, згідно [4] $\zeta = 12,2 \text{ км} \cdot \text{Н/год}^2 \cdot \text{т}$.

$$\omega_{\text{П}} = \frac{1500}{12,2} = 122,95 \text{ Н/т}.$$

									Арк.
									11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ				

$$\nu_K = 0,294 + \frac{4,2}{50 + 6 \cdot \nu_{НОМ}} - 0,00063 \cdot \nu_{НОМ} = 0,294 + \frac{4,2}{50 + 6 \cdot 96,10} - 0,00063 \cdot 96,10 = 0,240 \quad (1.26)$$

Підставляючи чисельні значення формулу (1.24) отримаємо

$$M_{ЗЧ} \geq \frac{1000 \cdot (80 + 122,95)}{9,8 \cdot 10^3 \cdot 0,240 \cdot 0,85} = 101,4 \text{ т.}$$

Оскільки $129 \text{ т} > 101,4 \text{ т}$, то зчіпна маса забезпечує рух електровоза по розрахунковому підйому зі сталою швидкістю без боксування.

Визначимо довжину локомотива по осях автозчепів.

Мінімальна довжина електровоза за міцністю колійних споруд

$$L_{\text{л min}} = \frac{9,8 \cdot M_{ЗЧ}}{[\pi]} \quad (1.27)$$

де $[\pi]$ – допустиме навантаження на одиницю довжини колії, для проєктованих

локомотивів $[\pi] = 88,5 \text{ кН/м}$ [5].

$$L_{\text{л min}} = \frac{9,8 \cdot 129}{88,5} = 14,28 \text{ м.}$$

Довжина електровоза прототипу по осях автозчеплень $L_{\text{л}} = 22,5 \text{ м}$, тобто умова $L_{\text{л}} < L_{\text{л min}}$ виконується.

Жорстка база локомотива b є відстанню між шворнями або геометричними центрами крайніх візків

$$b = \frac{e \cdot L_{\text{л}}}{c} \quad (1.28)$$

де e – коефіцієнт, згідно з [4] $e = 0,58$;

c – кількість секцій, $c = 1$.

$$b = \frac{0,58 \cdot 22,5}{1} = 13,28 \text{ м.}$$

									Арк.
									12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ				

$$КЧБ_{-0,1} / T = 0,492 \text{ м.}$$

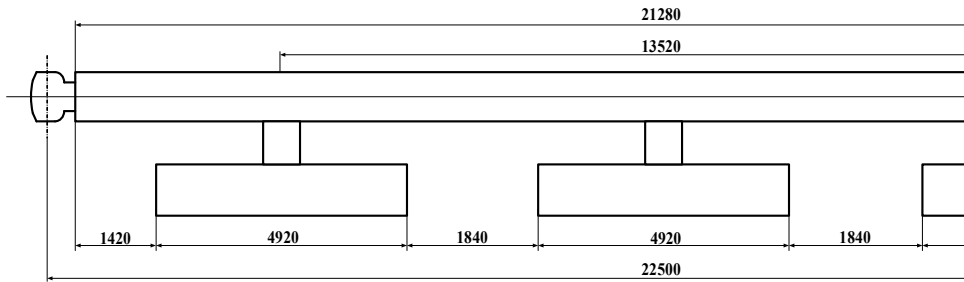


Рисунок 1.2 – Компонувальна схема екіпажної частини

Довжина середньої частини боковини

$$СЧБ_{-0,23} / T = 1,132 \text{ м.}$$

Довжина перехідної частини боковини

$$ПЧБ = \frac{В - СЧБ - 2 \cdot КЧБ}{2} = \frac{4,92 - 1,132 - 2 \cdot 0,492}{2} = 1,402 \text{ м.} \quad (1.36)$$

Уточнена довжина візка

$$В = 2 \cdot КЧБ + 2 \cdot ПЧБ + СЧБ = 2 \cdot 0,492 + 2 \cdot 1,132 + 1,402 = 4,92 \text{ м.} \quad (1.37)$$

Довжина підсилювальної накладки

$$Н = 0,45 \cdot В = 0,45 \cdot 4,92 = 2,214 \text{ м.} \quad (1.38)$$

Відстань між внутрішніми поверхнями вертикальних листів, що утворюють переріз

$$b = B - 2 \cdot \delta - 2 \cdot \Delta_1 \quad (1.39)$$

де δ – товщина вертикальних листів, $\delta = 13$ мм;

Δ_1 – виліт кінців горизонтальних листів під зварний шов, $\Delta_1 = 0,02$ м.

$$b = 0,2 - 2 \cdot 0,013 - 2 \cdot 0,02 = 0,134 \text{ м.}$$

Розрахункова висота вертикального листа для перерізів без накладки, що

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ					

ПОСИЛЮЄ

$$h = H - 2 \cdot \delta_1 \quad (1.40)$$

де h – висота перерізу;

δ_1 – товщина горизонтальних листів, $\delta_1 = 15$ мм.

$$h = 0,19 - 2 \cdot 0,015 = 0,16 \text{ м.}$$

а для перерізу з підсилювальною накладкою

$$h = H - 2 \cdot \delta_1 - \delta_3 \quad (1.41)$$

де δ_3 – товщина підсилювальної накладки, $\delta_3 = 13$ мм.

$$h = 0,40 - 2 \cdot 0,015 - 0,013 = 0,357 \text{ м.}$$

Ширина перерізу по середніх лініях його елементів для всіх перерізів рами візка

$$b_0 = b + \delta_2 = 0,134 + 0,013 = 0,147 \text{ м.} \quad (1.42)$$

Висота перерізу по середніх лініях його елементів для перерізів без підсилювальних накладок:

$$h_0 = h + \delta_1 = 0,160 + 0,015 = 0,175 \text{ м.} \quad (1.43)$$

а для перерізу з підсилювальною накладкою:

$$h_0 = h + \delta_1 + \delta_3 / 2 = 0,357 + 0,015 + 0,016 / 2 = 0,38 \text{ м.} \quad (1.44)$$

Розрахункова ширина підсилювальної накладки:

$$b_H = B - 2 \cdot \Delta_1 = 0,19 - 2 \cdot 0,02 = 0,15 \text{ м.} \quad (1.45)$$

Розміри та розрахункові дані перерізів балок наведені у табл. 1.2.

На рис. 1.3 – 1.6 представлені зовнішній вигляд боковини рами візка та переріз балок візка.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Таблиця 1.2 – Розміри та розрахункові дані перерізів балок рами візка

Елемент рами	B , мм	H , мм	h , мм	b , мм	h_0 , мм	b_0 , мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	δ_3 , мм
Кінцева поперечна балка	200	190	160	134	167	147	15	13	–
Кінцева частина боковини	190	190	160	64	167	137	15	13	–
Середня частина боковини	190	400	357	64	379	137	15	13	13
Середня поперечна балка	500	400	370	434	385	447	15	13	–

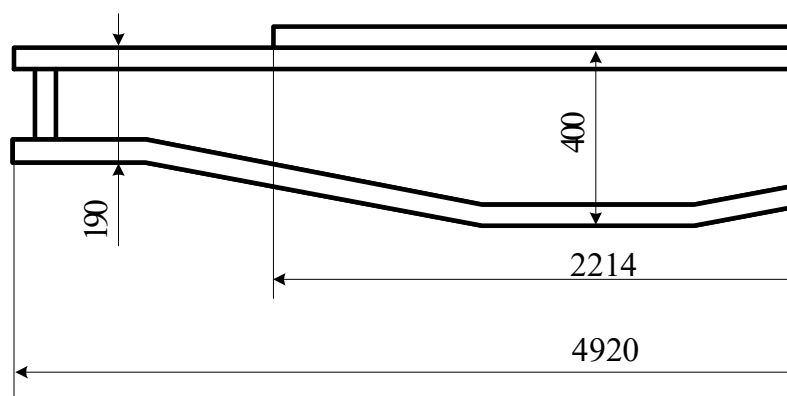


Рисунок 1.3 – Боковина рами візка

Виконаємо розрахунок геометричних характеристик перерізів рами візка.

Для перерізу кінцевих поперечних балок отримуємо:

– площа перерізу горизонтального листа $F_{1,2} = B \cdot \delta_1 = 0,2 \cdot 0,015 = 0,003 \text{ м}^2$;

– площа перерізу вертикального листа $F_{3,4} = H \cdot \delta_2 = 0,16 \cdot 0,013 = 0,0208 \text{ м}^2$;

– ординати та абсциси власних центрів тяжіння для горизонтальних листів

$$z_{1,2} = \pm h_0/2, \text{ м}; x_{1,2} = 0;$$

– ординати та абсциси власних центрів тяжіння для вертикальних листів

$$x_{4,3} = \pm b_0/2 \text{ м}; z_{3,4} = 0.$$

									Арк.
									17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.216302.000.04MP.ПЗ

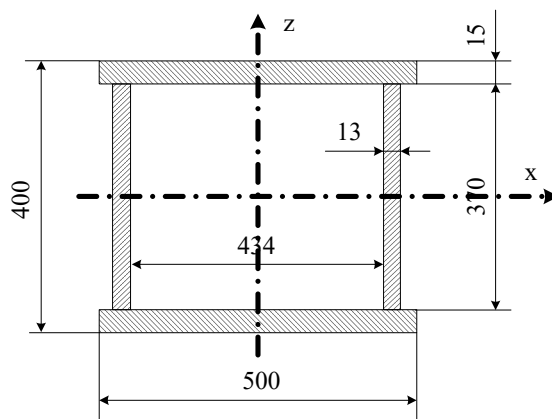


Рисунок 1.6 – Перетин середньої поперечної балки рами візка

– для вертикальних листів

$$x_i = \frac{b}{12} - \frac{h}{12} = \frac{0,013 - 0,16}{12} = -4,44 \text{ м} \quad (1.48)$$

$$z_i = \frac{h}{12} = \frac{0,16 - 0,013}{12} = 0,0293 \text{ м} \quad (1.49)$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Допоміжні параметри кінцевих поперечних балок рами візка

Елемент перерізу	F_i , 10^{-4} м^2	z_i , 10^{-3} м	x_i , 10^{-3} м	$z_i^2 F_i$, 10^{-6} м^4	$x_i^2 F_i$, 10^{-6} м^4	I_{xi} , 10^{-6} м^2	I_{zi} , 10^{-6} м^2
Верхній горизонтальний лист	30	87,5	0	22,97	0	0,0563	10
Нижній горизонтальний лист	30	-87,5	0	22,97	0	0,0563	10
Лівий вертикальний лист	20,8	0	-73,5	0	11,24	4,44	0,029
Правий вертикальний лист	20,8	0	73,5	0	11,24	4,44	0,029
Сума	101,6	0	0	45,94	22,47	8,99	20,059

Аналогічним чином заповнюється табл. 1.4 для середньої поперечної балки

та табл. 1.5 для кінцевих частин боковини.

Ординати власних центрів ваги елементів середньої частини боковини для горизонтальних листів $z'_{1,2} = \pm(h+\delta_1)/2 = \pm (0,357+0,015) / 2 = \pm 0,186$ м.

Для підсилювальної накладки $z'_5 = h/2 + \delta_1 + \delta_3 / 2 = 0,357 / 2 + 0,015 + 0,013 / 2 = 0,20$ м.

Ордината центру ваги всього перерізу

$$c = \frac{\sum i \cdot i}{n} = \frac{(28,5 \cdot 186 + 28,5 \cdot (186) + 46,41 \cdot 0 + 46,41 \cdot 0 + 19,5 \cdot 200)}{28,5 + 28,5 + 46,41 + 46,41 + 19,5} = 23,03 \text{ мм.}$$

Таблиця 1.4 – Допоміжні параметри для середньої поперечної балки рами візка

Елемент перерізу	$F_i,$ 10^{-4} м^2	$z_i,$ 10^{-3} м	$x_i,$ 10^{-3} м	$z_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$x_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$I_{xi},$ 10^{-6} м^2	$I_{zi},$ 10^{-6} м^2
Верхній горизонтальний лист	75	192,5	0	278	0	0,141	156,25
Нижній горизонтальний лист	75	-192,5	0	278	0	0,141	156,25
Лівий вертикальний лист	48,1	0	-223,5	0	240,3	54,874	0,068
Правий вертикальний лист	48,1	0	223,5	0	240,3	54,874	0,068
Сума	246,2	0	0	556	480,5	110,029	36,635

Використовуючи формулу $i = z - c$ визначаємо i та складаємо табл. 1.6.

$$i_1 = 186 - 23,03 = 162,97 \text{ мм} = 162,97 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Таблиця 1.5 – Допоміжні параметри для кінцевих частин боковини рами візка

Елемент перерізу	$F_i,$ 10^{-4} м^2	$z_i,$ 10^{-3} м	$x_i,$ 10^{-3} м	$z_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$x_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$I_{xi},$ 10^{-4} м^2	$I_{zi},$ 10^{-6} м^2
Верхній горизонтальний лист	28,5	87,5	0	22	0	0,053	8,574
Нижній горизонтальний лист	28,5	-87,5	0	22	0	0,053	8,574
Лівий вертикальний лист	20,8	0	-68,5	0	9,8	4,437	0,029
Правий вертикальний лист	20,8	0	68,5	0	9,8	4,437	0,029
Сума	98,6	0	0	44	19,5	8,982	17,206

Таблиця 1.6 – Допоміжні параметри для середньої частини боковини рами візка з підсилювальною накладкою

Елемент перерізу	$F_i,$ 10^{-4} м^2	$z'_i,$ 10^{-3} м	$z_i,$ 10^{-3} м	$x_i,$ 10^{-3} м	$z_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$x_i^2 F_i$ 10^{-6} м^4	$I_{xi},$ 10^{-4} м^2	$I_{zi},$ 10^{-6} м^2
Верхній горизонтальний лист	28,5	186,00	163,0	0	75,7	0	0,053	8,574
Нижній горизонтальний лист	28,5	-186,0	-209,0	0	64,5	0	0,053	8,574
Лівий вертикальний лист	46,41	0	-23,0	68,5	2,5	21,8	49,291	0,065
Правий вертикальний лист	46,41	0	-23,0	-68,5	2,5	21,8	49,291	0,065
Підсилювальна накладка	19,5	200	177,0	0	61,1	0	0,027	3,656
Сума	169,32	200	84,833	0	266,21	43,553	98,716	20,94

Моменти інерції при згинанні та крученні для поперечних перерізів кожного елемента рами візка

$$I_x = \sum_{i=1}^n \left(\frac{z_i^2}{I} \cdot F_i \right) + \sum_{i=1}^n x_i^2 = 45,94 + 8,99 = 54,9 \text{ мм}^4 \quad (1.51)$$

$$I_z = \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i^2}{I} \cdot F_i \right) + \sum_{i=1}^n z_i^2 = 22,47 + 20,06 = 42,53 \text{ мм}^4 \quad (1.52)$$

$$J_K = \frac{2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 2}{H \cdot d} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 2}{190 \cdot 15 + 200 \cdot 13 - 15 \cdot 13} = 25,5 \text{ мм}^4 \quad (1.53)$$

Розрахунок моментів опору при згинанні для перерізів без підсилювальної накладки виконується за формулами:

$$W_X = \frac{I_X}{0,5 \cdot H} = \frac{54,9}{0,5 \cdot 190} = 0,58 \text{ мм}^3 \quad (1.54)$$

$$W_Z = \frac{I_Z}{0,5 \cdot B} = \frac{42,53}{0,5 \cdot 200} = 0,43 \text{ мм}^3 \quad (1.55)$$

Результати розрахунків представлені у табл. 1.7.

Таблиця 1.7 – Моменти інерції та опору елементів візка при згинанні та крученні

Елемент рами	$I_x,$ 10^{-6} м^4	$I_z,$ 10^{-6} м^4	$I_k,$ 10^{-6} м^4	$W_x,$ 10^{-3} м^3	$W_z,$ 10^{-3} м^3	$W_k,$ 10^{-3} м^3
Кінцева поперечна балка	54,9	42,5	25,5	0,58	0,43	0,77
Кінцева частина боковини	52,6	36,7	22,8	0,55	0,39	0,72
Середня частина боковини	364,9	64,5	64,9	1,82	0,68	1,56
Середня поперечна балка	665,9	793,2	477,1	2,99	3,17	5,16

1.3 Визначення маси елементів механічної частини електровоза

Маси кінцевих поперечних балок

$$M_{\text{КПБ}} = \rho \cdot (V_{\text{КПБ}}) \cdot F_{\text{КПБ}} \quad (1.56)$$

де ρ – об'ємна маса сталі, згідно [4] $\rho = 7,8 \text{ т/м}^3$;

b – ширина балки, що визначається за табл. 1.2;

$F_{\text{КПБ}}$ – площа перерізу кінцевої поперечної балки, див. табл. 1.3, м^2 .

$$M_{\text{КПБ}} = 7,8 \cdot (2,2 - 0,2) \cdot 0,01016 = 0,158 \text{ т.}$$

									Арк.
									22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ				

Маса середньої поперечної балки розраховується за формулою:

$$m_{\text{СПБ}} = \gamma \cdot c \cdot (V_{\text{СПБ}}) \cdot S_{\text{СПБ}} \quad (1.57)$$

де $S_{\text{СПБ}}$ – площа перерізу середньої поперечної балки, див. табл. 1.4, м².

$$m_{\text{СПБ}} = 7,8 \cdot (2,2 - 0,5) \cdot 0,02462 = 0,0326 \text{ т.}$$

Маса кінцевої частини боковини

$$m_{\text{КЧБ}} = \gamma \cdot c \cdot K_{\text{ЧБ}} \cdot S_{\text{КЧБ}} \quad (1.58)$$

де $S_{\text{КЧБ}}$ – площа перерізу кінцевої частини боковини, див. табл. 1.5, м².

$$m_{\text{КЧБ}} = 7,8 \cdot 0,492 \cdot 98,6 \cdot 10^{-4} = 0,038 \text{ т.}$$

Маса середньої частини боковини

$$m_{\text{СЧБ}} = \gamma \cdot c \cdot S_{\text{ЧБ}} \cdot S_{\text{СЧБ}} \quad (1.59)$$

де $S_{\text{СЧБ}}$ – площа перерізу середньої частини боковини, див. табл. 1.6, м².

$$m_{\text{СЧБ}} = 7,8 \cdot 1,132 \cdot 169,32 \cdot 10^{-4} = 0,149 \text{ т.}$$

Маса підсилювальної накладки

$$m_{\text{Н}} = \gamma \cdot c \cdot H \cdot S_{\text{Н}} \quad (1.60)$$

де $S_{\text{Н}}$ – площа підсилювальної накладки, див. табл. 1.6, м².

$$m_{\text{Н}} = 7,8 \cdot 2,214 \cdot 19,5 \cdot 10^{-4} = 0,034 \text{ т.}$$

Маса перехідної частини боковини

$$m_{\text{ПЧБ}} = \gamma \cdot c \cdot \left[\text{ПЧБ} \cdot B \cdot \delta \cdot 1 + 2 \cdot \text{ПЧБ} \cdot \left(\frac{S_{\text{СЧБ}} + m_{\text{КЧБ}}}{2} \right) \cdot \delta \cdot 2 + \right. \\ \left. + B \cdot \delta \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\text{ПЧБ}} \cdot (H \cdot S_{\text{СЧБ}} - m_{\text{КЧБ}} \cdot 2)} \right]$$

						0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			23

$$= 7,8 \cdot \left[1,402 \cdot 0,19 \cdot 0,015 + 2 \cdot 1,402 \cdot \left(\frac{0,357 + 0,16}{2} \right) \cdot 0,013 + \right. \\ \left. + 0,19 \cdot 0,015 \cdot \sqrt{1,402^2 + ((0,4 - 0,013) - 0,19) \cdot 2} \right] = 0,136 \text{ т.} \quad (1.61)$$

Маса боковини загалом

$$M_{\text{б}} = 2 \cdot M_{\text{КЧБ}} + 2 \cdot M_{\text{ПЧБ}} + M_{\text{СЧБ}} + M_{\text{Н}} = \\ = 2 \cdot 0,038 + 2 \cdot 0,136 + 0,149 + 0,034 = 0,531 \text{ т.} \quad (1.62)$$

Розраховані маси окремих балок рами візка, маси інших елементів механічної частини локомотива зведено у спрощену вагову відомість (табл. 1.8).

1.4 Розрахунок буксового ступеня пружного підвішування електровоза

Призначення системи пружного підвішування та вимоги до нього досить докладно викладені в [4, 5].

Сучасні електровози повинні мати два ступеня (два яруси) системи пружного підвішування – перший ступінь (буксове підвішування) забезпечує пружне спирання рами візка на букси колісних пар, другий ступінь (центральне підвішування) забезпечує пружний зв'язок рами кузова з рамами візків.

Мінімально допустиму величину статичного прогину $\min_{\text{СТ}}$ призначають в залежності від максимальної (конструкційної) швидкості електровоза $V_{\text{к}}$, при цьому керуються рекомендаціями [4] – для пасажирських електровозів за $V_{\text{к}} = 140 \text{ км/год}$ – $\min_{\text{СТ}} \geq 140 \text{ мм}$.

Таблиця 1.8 – Спрощена вагова відомість електровоза

Найменування обладнання	Маса одиниці обладнання, т	Кількість	Загальна маса, т
Передня поперечна балка рами	0,158	3	0,475
Середня поперечна балка рами	0,326	3	0,979
Задня поперечна балка рами	0,158	3	0,475
Боковина рами	0,531	6	6,373
Кронштейни кріплення повідкових букс	0,372	3	1,115

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ	

Рама візка у зборі	2,077	3	6,232
Колісна пара з двома зубчастими колесами та буксами	2,57	6	15,420
Тяговий двигун	3,5	6	21,00
Підвіска тягового двигуна	0,04	6	0,24
Тяговий редуктор	1,15	6	6,90
Передавальний механізм тягового моменту	0,12	6	0,720
Колісно-моторний блок у зборі	7,38	6	44,280
Перший ступінь пружного підвішування в зборі	0,2	6	1,200
Гальмівне обладнання	0,97	3	2,910
Пристрій зв'язку з кузовом	0,148	3	0,444
Пневматичний монтаж та інші деталі	0,08	3	0,240
Візок у зборі	18,435	3	55,31
Кузов із обладнанням	73,69	1	73,69
Електровоз загалом	129,00	1	129,00

					<i>0032.216302.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		25

Прийняту величину $\frac{\min}{\sigma_T}$ необхідно попередньо розподілити між центральним та буксовим підвішуванням. При цьому рекомендується мінімально допустима величина статичного прогину буксового підвішування $\frac{\min}{\sigma_{T1}}$ не менше 40% від $\frac{\min}{\sigma_T}$ (56 мм), а мінімально допустима величина статичного прогину центрального підвішування $\frac{\min}{\sigma_{T2}}$ – відповідно не менше 60% від $\frac{\min}{\sigma_T}$ (84 мм).

На першому етапі розрахунку необхідно визначити необресорену масу, що припадає на одну вісь, і статичне навантаження на систему буксового пружного підвішування.

При опорно-рамному підвішуванні та тяговому приводі II класу, тобто з опорно-рамним підвішуванням тягового двигуна та опорно-осьовим підвішуванням редуктора необресорена маса, що припадає на одну вісь, складається з маси колісної пари і букс, маси зубчастого колеса з опорними вальницями та частиною маси корпусу редуктора із шестернею. В цьому випадку величина M_H визначається за формулою:

$$M_H = M_{кп} + 2 \cdot M_{букс} + 4/5 \cdot M_{тр} + 2/5 \cdot M_{пм} \quad (1.63)$$

де $M_{тр}$ – маса тягового редуктора, т;

$M_{пм}$ – маса передавального механізму тягового моменту, т.

Маси, що входять у формулу (1.63), визначаються за спрощеною ваговою відомістю електровоза (табл. 1.8).

Статичне навантаження на одну пружину буксового пружного підвішування (першого ступеня) електровоза F_I розраховується за формулою:

$$F_I = 0,25 \cdot \left(2M_{II} - 9,8 \cdot M_H \right) \quad (1.64)$$

де M_{II} – навантаження від колісної пари на рейки, кН;

M_H – необресорена маса, що припадає на одну вісь, т.

									0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						26

Вихідними даними для розрахунку однорядної циліндричної пружини служать такі параметри: загальна кількість витків n ; число робочих витків n_p ; діаметр прутка d ; середній діаметр пружини D ; висота пружини у вільному стані $h_{вс}$. Зазначені параметри вибираються відповідно до рекомендацій [4].

Коефіцієнт концентрації напруги для пружини залежить від індексу пружини $C = D/d$.

Коефіцієнт концентрації розраховується за формулою:

$$K_{\sigma} = 1 + \frac{1,25}{C} + \frac{0,875}{C^2} + \frac{1}{C^3} \quad (1.65)$$

Найбільші дотичні напруження в пружині при статичному навантаженні F визначаються за формулою:

$$\tau_{\max} = K_{\sigma} \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (1.66)$$

Коефіцієнт запасу статичної міцності для пружини розраховується за формулою:

$$K_{\Pi} = \frac{[\tau]}{\tau_{\max}} \quad (1.67)$$

де $[\tau]$ – допустима напруга для пружин, що визначається за [4], МПа;

$\tau_{\max} = 750$ МПа – максимальна значення напруження [4].

Статичний прогин пружини під навантаженням P розраховується за формулою:

$$f_{ст} = \frac{8Pn_p D^3}{Gd^4} \quad (1.68)$$

Повинна виконуватись умова $f_{ст} \leq f_{доп}$.

Основною характеристикою пружини є жорсткість, яка чисельно дорівнює навантаженню, що викликає прогин пружини на одиницю довжини. Жорсткість

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ				

пружини, кН/м, розраховується за формулою:

$$j_{\Pi} = \frac{pI}{cT\Pi} \quad (1.69)$$

Максимальне (граничне) навантаження на пружину визначається за формулою:

$$F_{\Pi}^{\max} = \frac{[s] \cdot \pi \cdot d^3}{8 \cdot k \cdot K \cdot D} \cdot 3, \quad (1.70)$$

а прогин пружини під цим навантаженням – за формулою:

$$f_{\Pi}^{\max} = \frac{F_{\Pi}^{\max}}{j_{\Pi}}. \quad (1.71)$$

Для забезпечення нормальної роботи пружини її витки при прогинанні не повинні стикатися (пробою підвіски), тобто значення f_{Π}^{\max} має бути менше значення прогину пружини до повного дотику витків $f_{cж}$. Прогин пружини до повного дотику витків визначається за формулою:

$$f_{cж} = cB \cdot (p+1) \cdot d. \quad (1.72)$$

а його відношення до статичного прогину пружини, що називається коефіцієнтом запасу прогину, визначається

$$k f = \frac{f_{cж}}{cT\Pi}. \quad (1.73)$$

Повинна виконувати умова $k f < 1,7$.

Крім вимог щодо співвідношення прогинів, необхідно забезпечити її стійкість, що досягається дотриманням нерівності

$$\frac{cB}{D} \leq 3,5. \quad (1.74)$$

Розрахунок за наведеними формулами реалізований у програмі Maple. Програма для розрахунку:

						0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			28

> restart;

Введення вихідних даних

> d:=40*10⁽⁻³⁾:Dp:=190*10⁽⁻³⁾:hvs:=400*10⁽⁻³⁾:nr:=5: P:=43.83:

> fst:=56*10⁽⁻³⁾:

> E:=2.06*10⁸:G:=8*10⁷:tau[dop]:=750:

Розрахунок індексу пружини

> C:=Dp/d:

Розрахунок коефіцієнту концентрації

> Kv:=1+1.25/C+0.875/C²+1/C³;

Розрахунок дотичних напружень

> tau[v]:=Kv*10⁽⁻³⁾*(8*P*Dp)/(3.14*d³);

Розрахунок коефіцієнта запасу статичної міцності

> Kp:=tau[dop]/tau[v];

Розрахунок прогину пружини

> fstp:=1000*8*P*nr*Dp³/(G*d⁴);

Розрахунок жорсткості пружини

> Gv:=(P)/(fstp/1000):

> Gvert:=evalf[6](Gv);

Розрахунок максимального навантаження, що діє на пружину

> P[max]:=(tau[dop]*3.14*d³)*1000/(8*Kv*Dp);

Розрахунок максимального прогину пружини

> f[max]:=P[max]*1000/Gvert;

Розрахунок прогину пружини до повного стиснення

> f[sg]:=(hvs-(nr+1)*d)*1000;

Розрахунок коефіцієнта запасу прогину пружини

> K[f]:=f[sg]/fstp;

Перевіряє стійкість пружини.

> U:=hsv/Dp: Ust:=evalf[6](U)

Остаточні чисельні результати наведено у табл. 1.9.

Таблиця 1.9 – Розрахунок пружини буксового підвішування

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Чисельне значення
Загальна кількість витків	n	—	6,5
Число робочих витків	n_p	—	5
Діаметр прутка	d	м	0,04
Середній діаметр пружини	D	м	0,19
Висота пружини у вільному стані	h_{CB}	м	0,4
Необресорена маса	M_H	т	3,54
Статичне навантаження на одну пружину	P_I	кН	43,83
Індекс пружини	C	—	4,75
Коефіцієнт концентрації	K_K	—	1,31
Дотичні напруги в пружині	τ_{max}	МПа	434,7
Коефіцієнт запасу статичної міцності	K_{Π}	—	1,726
Статичний прогин пружини	$f_{CT \Pi}$	м	0,0587
Жорсткість пружини	J_{Π}	кН/м	746,5
Максимальне навантаження на пружину	P_{Π}^{max}	кН	75,62
Прогин під максимальним навантаженням	f_{Π}^{max}	м	0,1013
Прогин до повного дотику витків	f_{CT}	м	0,16
Коефіцієнт запасу прогину	K_f	—	2,72
Вимога стійкості	$\frac{h_{CB}}{D}$	—	2,1

Усі умови, вимоги та перевірки виконуються.

										Арк.
										30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>0032.216302.000.04MP.ПЗ</i>					

2 АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ПРУЖИН ФЛЕКСІКОЙЛ

2.1 Загальні відомості про пружини Флексікойл

Досвід локомотивобудування показує, що хороша динаміка екіпажу може бути отримана у разі застосування двоступеневого пружного підвішування із сумарним статичним прогином 150...200 мм та пружного поділу мас кузова та візків у поперечній площині. Частка статичного прогину, що припадає на другий ступінь, повинна становити не менше $2/3 \dots 3/4$ загального статичного прогину пружного підвішування. У цьому випадку простіше вирішується проблема демпфування вертикальних коливань, тому що цілком достатньо застосувати гасителі коливань лише у другому ступені.

Характеристика поперечного зв'язку кузова з візками повинна бути нелінійною та відповідати на першій частині переміщення кузова ефективної довжини маятникової підвіски не менше 500...600 мм зі збільшенням повертаючої силина кінцевому переміщенні до 0,25...0,3 ваги кузова, що припадає на візок.

Поперечний пружний зв'язок кузова на залізничних екіпажах досягається різними засобами – маятниковими та колисковими підвісками, роликівими опорами, гумовими елементами, пневморесорами, пружинами та ін.

Значна складність таких конструкцій зумовила пошук можливості багатофункціонального використання елементів зв'язку кузова та візка. В результаті була створена система пружинного підвішування, яка отримала назву "Флексікойл" (Flexicoil). У ній пружини кузовного ступеня використовуються як елемент пружного зв'язку у вертикальному та поперечному напрямках. В цьому разі вузол бічної податливості виходить найбільш простим і легким.

Основна конструктивна особливість пружин – це велика кількість витків, що дає можливість згинатися їй у вертикальному та поперечному напрямках. При цьому необхідно враховувати і ту обставину, що використання пружини як пружного елемента, що працює у всіх трьох напрямках, накладає особливі умови для вибору матеріалу пружини.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Найбільші відносні переміщення опорних точок пружини на візку та кузові виникають під час проходження крутих кривих (рис. 2.1). Щоб зняти перевантаження пружин, що виникають під час повороту візка в кривій, і знизити пружний відновлювальний момент, створений ними, використовуються різні конструктивні рішення. Наприклад, опора кузова на пружини через гумометалеві блоки, що являють собою циліндричні шарніри з осями обертання, перпендикулярними до поздовжньої осі колії (рис. 2.2). Шарнірне закріплення верхньої частини пружини забезпечує зниження напруження, а також зменшення поздовжньої жорсткості.



Рисунок 2.1 – Пружини Флексікойл у кузовному ступені електропоїзда ЕД6 у кривій радіусом 90 м

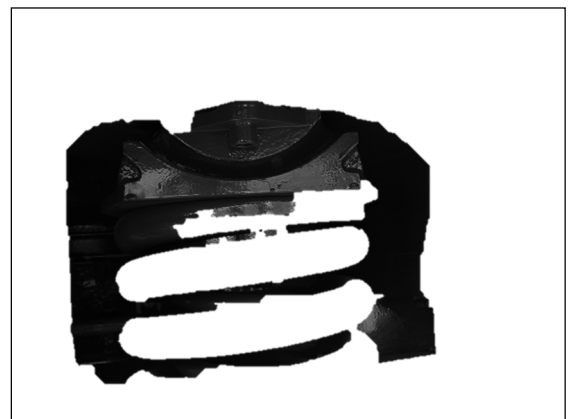


Рисунок 2.2 – Гумометалева опора пружини

2.2 Використання пружин Флексікойл за кордоном

Застосування гвинтових пружин у підвішуванні візків з використанням податливості більш ніж в одній площині не є новим; ще в 1930 р. інженер Ханін вперше використовував пружини з двома ступенями свободи в центральному підвішуванні візків [5]. Потім візки з використанням бічної податливості пружин другого ступеня були побудовані в Англії (візки конструкції Koffman) для серії автомотрис (на замовлення уряду Ямайки та залізниць Кенії та Уганди). Однак тільки до кінця 50-х років підвішування, що використовує бічну податливість

										Арк.
										32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ					

циліндричних пружин, набуло широкого поширення.

Фірма «General Motors» створила типовий ряд тепловозів (SD-18, SD-24, SD-35, SD-38, SD-40, SD-45, SDP-40, GP-40, DD-40X) з підвішуванням Флексікойл у другому ступені. Застосування підвішування Флексікойл у другому ступені замість коліскових підвісок дозволило спростити конструкцію візка та його утримання в експлуатації.

Декілька серій тепловозів з підвішуванням типу Флексікойл було виготовлено фірмами «Henschel» та «Krauss – Maffei» (Німеччина) для Єгипту, Гани, Того, Бірми та Таїланду. Візки, що втілили цей принцип, були застосовані і на тепловозах з гідравлічною передачею серій V160 (серія 260) німецьких федеральних залізниць, а також на тепловозах бельгійської фірми «La Brugeoise».

На візках тепловозів фірми «Henschel» через обмеження по висоті, коліскова балка тепловоза виконана плоскою. Шкворень служить лише передачі тягового зусилля. Вертикальне навантаження від поздовжніх балок головної рами через опори тертя на колісковій балці безпосередньо передається пружинам, розташованим під ними, внаслідок чого коліскова балка не піддається згинального напруження від вертикальних навантажень.

Гамбурзька наземна залізниця ввела в експлуатацію нові вагони з підвішуванням типу Флексікойл.

На тепловозі V160 для повороту кузова не використовувалася поперечна пружність пружин, оскільки це питання вимагало спеціальних досліджень. Обертання ж візків з малим тертям у підвісках підвішування центрального ступеня застосовувалося вже на тепловозах V200 на всіх зазначених залізничних екіпажах податливість пружин була обмежена двома площинами, пружини не брали участі у роботі при вилянні візків.

Результати випробувань тепловоза V160 показали, що рамні сили знижено як на прямих ділянках колії, так і на кривих і дуже мало збільшуються зі зростанням швидкості.

На тепловозі з електричною передачею фірми «Kruur Mak» другий ступінь

									Арк.
									33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ				

підвішування складається з циліндричних пружин підвищеної гнучкості та спеціальних опор між їхніми верхніми витками та рамою кузова. Після повного циклу випробування поперечна жорсткість обрана рівною 357 кН/м. Така система другого ступеня підвішування встановлена на 540 тепловозах серії 216, 217 та 218 залізниць Німеччини [6].

У 1965 р. на високошвидкісному електровозі E103 (E03) вперше гвинтові пружини були пристосовані одночасно для роботи у всіх трьох площинах. Другий ступінь підвішування цих локомотивів є подальшим розвитком підвішування, застосованого на електровозі E1012.

Нове підвішування отримало застосування на наступних серіях локомотивів, таких як E410 та E151.

Таке підвішування застосовується на багатьох локомотивах: електровозах E151, E120 у Німеччині, електровозах серій 86, 87, 91 та швидкісному дизель-поїзді HST в Англії, на швидкісному електропоїзді TGV французьких залізниць, на пасажирських тепловозах ТЕР70, ТЕР75, на електропоїздах, що випускаються заводами Ganz-Mavag (Угорщина). Фірма «Шкода» (Чехія) передбачає застосування підвішування типу «Флексікойл» на перспективному електровозі 85Е.

На початку 1970 р. підвішування Флексікойл почали широко впроваджувати на залізницях Англії. На електровозах класів 86 та 87, а також на швидкісному поїзді HST гвинтові пружини, встановлені в центральному ступені, були використані для амортизації вертикальних, бічних та горизонтально-кутових переміщень надресорної будови.

Після успішної експериментальної перевірки підвішування Флексікойл, встановленого на електровозі класу 86 (№ E3173), прийнято рішення про розширене використання такого підвішування на залізницях Англії.

Електровоз класу 87 створено на базі електровоза класу 86. У його конструкцію на основі досвіду експлуатації електровоза 86 внесено ряд поліпшень. Другий ступінь підвішування виконаний за типом Флексікойл. Вага кузова на візки передається через чотири групи пружин (по дві на візок). У кожену групу входять три пружини,

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

симетрично встановлені щодо поперечної осі візка. Вертикальні, поперечні та кутові переміщення між кузовом та візком демпфуються гідравлічними гасниками.

Візок СРЗ тепловоза серії 58 залізниць Англії має безшкворневу конструкцію. У другому ступені підвішування також застосовані гвинтові пружини підвищеної гнучкості, встановлені на бічних балках рам візків [6].

Характеристики другого підвішування добре зарекомендували себе на модернізованому електровозі класу 86 (№ Е3173) і були схвалені Технічним центром британських залізниць. Поперечні переміщення кузова демпфуються горизонтальним гідравлічним гасником, приєднаним до шворня та рами візка. Для демпфування вертикальних коливань кузова застосовані гідравлічні гасники, встановлені паралельно до пружин другого ступеня. У вузлах кріплення гасників використані гумометалеві елементи Spherilastik, що гасять кутові переміщення.

Гвинтові пружини, що працюють на стиск та зсув, застосовані в другому ступені підвішування на електровозах серії 91 (Англія), тепловозах DE1024 (Німеччина) [6]. На зазначених локомотивах конструкція опор вибиралася такою, щоб елементи другого ступеня підвішування розвивали малі повертаючі сили, але великі – при бічному відношенні.

Другий ступінь підвішування електровоза Е402 (Італія) виконано у вигляді комплекту з чотирьох пружин підвищеної гнучкості [6].

Таку ж конструкцію другого ступеня підвішування мають італійські електровози з трьома двовісними візками серії Е633/Е632 та Е666/Е665 з осьовими формулами 2-2-2 та 2₀-2₀-2₀ відповідно. При поперечних переміщеннях та повороті візків пружини працюють на зсув.

Другий ступінь підвішування електровоза 85ЕО (Чехія) складається із спеціальних пружин, які сприймають переміщення візків відносно кузова у всіх напрямках. Кузов спирається на кожен двовісний візок через шість пружин, розташованих симетрично щодо центру візка.

Особливістю візків електровоза є те, що між кузовом та верхньою поверхнею пружин встановлені спеціальні ножові опори. Вісь хитання ножових опор

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ				

розташована в поперечній площині локомотива.

На французьких тепловозах СС72000, електровози СС21000, СС6500, ВВ15000 [6] застосовується опора з жорсткістю в поперечному напрямку 135 кГс/м. Така опора працює при переміщеннях ± 60 мм, після чого вступають у роботу додаткові пружні упори. Для гасіння коливань виляння встановлюються фрикційні демпфери або гідравлічні з характеристикою, наближеною до фрикційних.

					0032.216302.000.04МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

3 РОЗРАХУНОК ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРУЖИН ФЛЕКСИКОЙЛ

3.1 Розрахунок пружин поперечного зсуву методом Спарринга

Дослідження пружин, навантажених поздовжніми та поперечними силами, виявили ряд особливостей, які слід враховувати під час проектування та виготовлення таких пружин.

Незначна міжвиткова відстань, високе поздовжнє навантаження та велике поперечне змішування можуть викликати рівномірне або прогресивне замикання робочих витків пружини або перших робочих витків, що примикають до опорних. В результаті змінюється поздовжня та поперечна пружність пружин [6].

Для того щоб уникнути цього явища, необхідно суворо дотримуватись мінімум міжвиткової відстані. Бажано досягти поступового зменшення кроку шляхом зменшення підйому витків до середини пружини.

Особливе значення має положення опорних площин пружини відносно її осі. Будь-яке відхилення від ідеальної установки пружини викликає зміну положення точок застосування сумарних сил, що діють на пружину і наприкінці зміну характеристик підвішування.

На напрям результуючої сили, прикладеної до пружини, впливають величина перекриття кінцевих витків, ретельність виготовлення кінцевих витків і кінцеві зазори. Стендові випробування показали, що поперечна жорсткість пружин залежно від орієнтування поперечної сили відносно кінців пружини виходить різною [6].

За стандартом Німеччини число витків пружини повинне становити $n+0,5$, при цьому опорний виток дорівнює $3/4$ довжини кола пружини, а товщина кінця витка повинна бути не менше $1/4$ діаметра прутка.

За ГОСТ 1452-69 на пружини візків рухомого складу залізниць довжина опорної поверхні повинна дорівнювати $3/4$ довжини кола витка, а товщина, кінця витка – не більше $3/4$ діаметра прутка, величина перекриття кінцевих витків

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

стандартом не регламентується.

Експериментальні дослідження пружин типу Флексікойл показують, що найбільші дотичні напруги в прутку від поперечної сили виникають на внутрішньому діаметрі пружини у площині дії поперечної сили [6].

Максимальні значення згинальних напружень виникають у перерізі, перпендикулярному дії поперечної сили у верхній та нижній точках дроту.

Однак втомну міцність пружин визначають дотичні напруги, які при дії осьових навантажень значно перевершують згинальні напруги.

Теоретичним дослідженням пружних характеристик та напруги у пружинах, навантажених поздовжніми та поперечними силами, займався ряд дослідників.

Під час проектування пружин другого ступеня тепловоза V160 було використано методику Гросса. Німецькими фахівцями зазначалося, що розрахунковий метод Спарринга дозволяє досягти кращої відповідності між бічними пружними силами пружин, виміряних під час дослідів з тепловозами V160, та теоретичними.

Труднощі на перших етапах роботи зі створення підвішування Флексікойлу, модернізованого електровоза класу 86 зазнали і англійці. Незважаючи на широке використання на той час принципу Флексікойл, було зазначено, що деякі з опублікованих теорій з бічної податливості пружин дають адекватні результати. Навпаки, за деякими теоріями були отримані рішення, що значно відрізняються.

Тому характеристики пружин та напруження у них були уточнені під час натурних випробувань. Ці випробування показали хорошу збіжність із експериментом методики Уела та Британського стандарту.

Порівняння експериментальних даних, з різними розрахунковими методами показує, що найкращу збіжність з експериментально виміряною поперечною жорсткістю пружини дає формула Спарринга [6]. За формулами Гросса, Делама та Британського стандарту виходить на 15...20% занижений результат, а за формулами Пономарьова на 7...10% завищений результат.

Формули Лазаряна, Рауша та Бурдика дають набагато завищені значення

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

поперечної жорсткості пружини.

Дотичні напруження, розраховані за формулами Спарринга, на 3...6% вищі за експериментальні, а за формулами Гросса і Делама – на 2...4%. Хорошу збіжність по дотичних напруженнях дають формули Бурдика і МШС.

Враховуючи простоту методу та хорошу збіжність з експериментом для попереднього розрахунку напружено-деформованого стану пружин, навантажених поздовжніми та поперечними силами, зробимо розрахунок за формулою Спарринга.

Поперечна жорсткість пружини за Спаррингом

$$J_{\Gamma} = \frac{64}{\pi p D \left[0,204(h-d) \sqrt{2 + 0,265D} \right]} \quad (3.1)$$

де α – коефіцієнт, величина якого визначається за графіком, рис. 3.1;

p – число робочих витків;

D – середній діаметр пружини, м;

h – висота пружини під розрахунковим навантаженням, м;

d – діаметр прутка, м.

$$p \frac{h}{d} - 1,2.$$

h_1 – висота пружини, стиснутої до зіткнення витків, м.

Сумарне дотичне напруження у пружині

$$J_{\text{сум}} = p \left[1 + \frac{1}{D} \left[\frac{Q}{J_{\Gamma}} \cdot \frac{Q}{p} (h-D) \right] \right]$$

$$\tau_{\text{сум}}^I = \tau_p \left\{ 1 + \frac{1}{D} \left[\frac{Q}{J_{\Gamma}} + \frac{Q}{p} (h-D) \right] \right\}, \quad (3.2)$$

де p – дотичне напруження від вертикального навантаження, Н/м²;

p – вертикальна сила, що діє на пружину, Н;

									Арк.
									39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ				

e – горизонтальна сила, що діє пружину, Н.

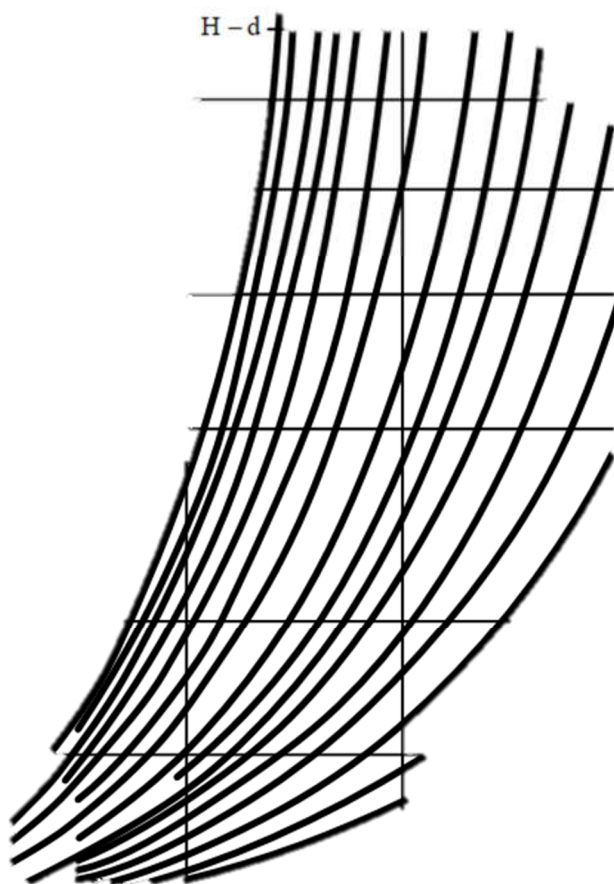


Рисунок 3.1 – Залежність коефіцієнту A від відносних розмірів пружини

$$\frac{H-d}{D} \text{ та } \frac{P}{H-d}$$

3.2 Розрахунок пружин поперечного зсуву за загальноприйнятою методикою

Розглянемо методику розрахунку поперечної жорсткості пружин наведену в [6–7]. Розрахункова схема наведена на рис. 3.2.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

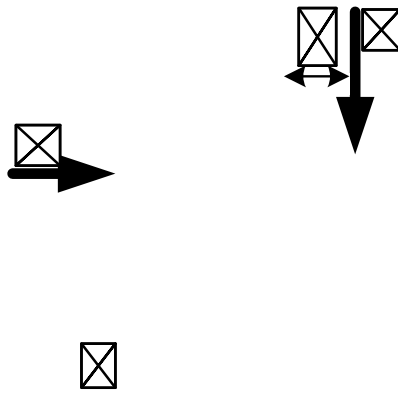


Рисунок 3.2 – Положення пружини у разі дії вертикального та горизонтального навантажень

Горизонтальний прогин Γ (див. рис. 3.2) при паралельному зміщенні опорних поверхонь

$$\Gamma = \frac{H}{j\Gamma} \quad (3.3)$$

де H – горизонтальна сила;
 $j\Gamma$ – бічна жорсткість пружини.

$$j\Gamma = \frac{1}{\frac{1}{P} \left(\frac{2}{3} \frac{3h}{2} - h \right) + \frac{h}{5}} \quad (3.4)$$

де h – висота робочої частини пружини по осі прутка, м.

$$h = \text{СВ} - d - \text{СТ.П.} \quad (3.5)$$

Допоміжні параметри, що входять до (3.4)

$$x = \sqrt{\frac{P}{B(1-B/S)}} \quad (3.6)$$

$$B = \frac{EI}{\psi} \quad (3.7)$$

$$S = \frac{8Ehga}{D^2} \quad (3.8)$$

$$W = \frac{2 + \mu \cos 2\alpha}{2 \sin \alpha} \quad (3.9)$$

де I – осьовий момент інерції перерізу прутка пружини;

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0,05d^4 \quad (3.10)$$

α – кут підйому гвинтової лінії пружини, що визначається за умови

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D n P} \quad (3.11)$$

μ – коефіцієнт Пуассона (коефіцієнт поперечної деформації), який залежить тільки від матеріалу стрижня, але не залежить від його розмірів та форми перерізу (для металів $\mu = 0,3$).

Під дією сили F витки пружини відчують додаткову деформацію зсуву та дотичне напруження, що при цьому виникає, та визначаються за формулою:

$$\Gamma = K \frac{\Gamma}{K} \frac{5H}{3} \frac{xh}{\pi} \quad (3.12)$$

де $K \frac{\Gamma}{K}$ – коефіцієнт концентрації напружень.

$$K \frac{\Gamma}{K} = 1 + \frac{0,63}{c} + \frac{0,35}{c^2} \quad (3.13)$$

Напруження Γ необхідно скласти з напруженнями σ_{\max} від вертикального навантаження.

Виконаємо розрахунок пружини за таких умов: статичний прогин другого ступеня підвішування має бути не менше 84 мм, навантаження від маси кузова 73,69 т (див. табл. 1.8) розподіляється рівномірно на три візки і становить у

									Арк.
									42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04MP.ПЗ				

розрахунку на один візок 240,97 кН. Приймемо, що комплект пружин на одному візку складається з чотирьох пружин, у зв'язку з цим вертикальне навантаження на одну пружину другого ярусу складатиме $P = 60,24$ кН.

На першому етапі здійснимо розрахунок пружини другого ярусу на вертикальне навантаження.

Розрахунок на вертикальне та горизонтальне навантаження реалізований у програмі Maple. Програма для розрахунку має такий вигляд:

```
> restart;
```

Введення вихідних даних.

```
> d:=48*10^(-3):Dp:=220*10^(-3):hvs:=650*10^(-3):nr:=8:P:=60.24:H:= 5:
```

```
> E:=2.06*10^8:G:=8*10^7:m:=0.3:tau[dop]:=750:
```

Розрахунок індексу пружини.

```
> C:=Dp/d:
```

Розрахунок коефіцієнтів концентрації напружень для вертикального та горизонтального навантаження

```
> Kv:=1+1.25/C+0.875/C^2+1/C^3;Kg:=1+0.63/C+0.35/C^2;
```

Розрахунок вертикальної жорсткості пружини

```
> Gv:=evalf[6]((G*d^4)/(8*Dp^3*nr));
```

Розрахунок вертикального статичного прогину під робочим навантаженням

```
> fstver:=evalf[3](P/Gv);
```

Розрахунок дотичних напружень у разі вертикального навантаження

```
> tau[v]:=Kv*10^(-3)*(8*P*Dp)/(3.14*d^3);
```

Розрахунок висоти пружини, стиснутої вертикальною силою P

```
> h:=hvs-d-fstver:
```

Розрахунок допоміжних параметрів

```
> tga:=h/(3.14*Dp*nr);a:=arctan(h/(3.14*Dp*nr));
```

```
> y:=(2+m*cos(a)*cos(a))/(2*sin(a));
```

```
> Ip:=0.05*d^4):
```

						0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			43

$$> B := E \cdot I_p / y; S := 8 \cdot E \cdot I_p \cdot \operatorname{tga} / D_p^2; x := \sqrt{P \cdot S / (B \cdot (SP))};$$

Розрахунок горизонтальної жорсткості пружини

$$> G_g := 1 / ((1/P) \cdot ((2/x) \cdot \tan((x \cdot h)/2) - h) + h/S);$$

Розрахунок дотичних напружень при горизонтальному навантаженні

$$> \tau[g] := K_g \cdot 10^{(-3)} \cdot ((5 \cdot H) / (x \cdot d^3)) \cdot \tan((x \cdot h)/2);$$

Розрахунок сумарних дотичних напружень

$$> \tau[\text{sum}] := \tau[v] + \tau[g];$$

Розрахунок сумарного коефіцієнта запасу статичної міцності, що має бути щонайменше 1,5 – 1,6.

$$> K_{p\text{sum}} := \operatorname{evalf}[4](\tau[\text{dop}] / \tau[\text{sum}]);$$

Остаточні чисельні результати зведемо до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок пружини другого ярусу на вертикальне та горизонтальне навантаження

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Чисельне значення
1	2	3	4
Загальна кількість витків	n	–	9,5
Число робочих витків	n_p	–	8
Діаметр прутка	d	м	0,048

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4
Дотичне напруження в пружині від вертикального навантаження	в	МПа	404,55
Дотичне напруження в пружині від горизонтального навантаження	г	МПа	100,126
Сумарне дотичне напруження від дії вертикальних та горизонтальних навантажень	сум	МПа	504,68
Сумарний коефіцієнт запасу статичної міцності (не менше 1,5)	п	—	1,5

Усі умови, вимоги та перевірки виконуються.

Для досягнення хороших показників горизонтальної динаміки початкова жорсткість поперечного зв'язку кузова з візками повинна відповідати ефективній довжині підвіски маятникової кузова локомотива не менше 500 мм. Тому, застосовуючи підвішування типу Флексікойл, слід передбачати засоби зниження поперечної жорсткості зв'язку візків з кузовом і введення демпфування поперечних і кутових коливань кузова.

Для обмеження поперечної деформації пружин при кутових поворотах візків відносно кузова пружини типу Флексікойл розташовують по можливості ближче до поперечної площини, що проходить через шкворень.

Поряд з поперечним підресорюванням кузова на всіх візках з підвішуванням типу Флексікойл також передбачено пружний поперечний зв'язок колісної пари з рамою візка.

З метою зменшення негативного впливу моменту сил тяги на перерозподіл навантаження по осях на локомотивах з підвішуванням типу Флексікойл застосовують низько розташовані над площиною головок рейок тягові повідки або похилі повідки з точкою перетину лінії їх продовження, що знаходиться близько до площини головок рейок, або низький шкворень.

										Арк.
										46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ					

Розташування шкворневого зв'язку нижче центру ваги підресорених мас візка сприяє виникненню поздовжніх коливань візка, що призводить до збільшеного ковзання коліс. Тому для поліпшення поздовжньої динаміки візків з низьким шворнем у шкворневому вузлі у бік передачі тягових зусиль застосовують гумові елементи. При цьому шкворневий вузол візків із підвішуванням типу Флексікойл повинен проектуватися з урахуванням забезпечення кінематичної свободи переміщень кузова відносно візків у всіх трьох площинах [6].

Прагнення обмежити зазори між віссю колісної пари та порожнистим валом тягового двигуна, що має опорно-рамну підвіску, а також бажання отримати хорошу вертикальну динаміку привели до того, що більша частина статичного прогину пружного підвішування біля візків з підвішуванням типу Флексікойл припадає на другий ступень. М'яке пружне підвішування другого ступеня сприяє валкості кузова. На візках із підвішуванням типу Флексікойл ця проблема досить легко вирішується шляхом збільшення поперечної відстані між пружинами бічних опор кузова. Крім того, бічна хитавиця може бути зменшена, якщо площина верхніх торців пружин, що підтримують кузов, розташувати ближче до центру ваги кузова. З цією метою пружини бічних опор кузова необхідно поміщати безпосередньо зверху боковин рам візків.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

4 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИН ФЛЕКСИКОЙЛ НА ЇХ РОБОТУ

4.1 Вплив конструктивних параметрів пружин Флексікойл на горизонтальну жорсткість

Використовуючи розрахунок, виконаний у програмному пакеті символічної алгебри Maple (розділ 3), проведемо аналіз впливу таких параметрів пружин як діаметр прутка d , середній діаметр пружини D , кількість робочих витків n , висота пружини у вільному стані h_0 , робоче навантаження на пружину P на горизонтальну жорсткість K_H пружин типу Флексікойл. Аналіз виконаємо разом із розрахунком вертикальної жорсткості K_V пружин з метою з'ясування, як зазначені конструктивні параметри впливають на вертикальну жорсткість і в якій мірі. Під час аналізу зазначених параметрів приймалася умова – змінювався один параметр при зафіксованих інших, які приймалися розрахованим значенням у 3 розділі (див. табл. 3.1).

На рис. 4.1 показані залежності вертикальної та горизонтальної жорсткості пружини від діаметра прутка.

З графіків випливає, що зі збільшенням діаметра прутка пружини жорсткості збільшуються. Вертикальна жорсткість пружини знаходиться у сильнішій залежності, ніж горизонтальна.

На рис. 4.2 показані залежності вертикальної та горизонтальної жорсткості пружини при зміні середнього діаметра пружини D .

З графіків випливає, що при збільшенні середнього діаметра пружини жорсткості знижуються, однак горизонтальна жорсткість пружини дуже мало залежить від зміни середнього діаметра пружини від 100 до 350 мм, чого не можна сказати про вертикальну жорсткість.

На рис. 4.3 показані залежності вертикальної та горизонтальної жорсткості пружини при зміні робочого числа витків пружини n .

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Рисунок 4.1 – Залежності вертикальної κ_B та горизонтальної κ_H
жорсткості пружини від діаметра прутка d

Рисунок 4.2 – Залежності вертикальної κ_B та горизонтальної κ_H
жорсткості пружини від середнього діаметра пружини D

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49



Рисунок 4.3 – Залежності вертикальної k_v та горизонтальної k_g жорсткості пружини від робочого числа витків n_p

З графіків випливає, що зі збільшенням кількості робочих витків пружини від 5 до 10 – жорсткості знижуються. Вертикальна жорсткість пружини вища за горизонтальну приблизно на 60% і характер їх зміни аналогічний.

На рис. 4.4 показані залежності вертикальної та горизонтальної жорсткості пружини у разі зміни висоти пружини у вільному стані $h_{вс}$.

З графіків випливає, що вертикальна жорсткість залежить від висоти пружини у вільному стані, а горизонтальна жорсткість зі збільшенням висоти пружини від 500 до 900 мм – знижується з 400 кН/м до 100 кН/м.

Головна особливість роботи пружини у горизонтальному напрямку є те, що її горизонтальна жорсткість залежить від вертикального навантаження на пружину. Вертикальна жорсткість залежить від цієї сили.

На рис. 4.5 показано залежність горизонтальної жорсткості пружини у разі зміни вертикальної сили, що діє на пружину P . Як видно з графіка, зі збільшенням вертикального навантаження на пружину її горизонтальна жорсткість значно знижується.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

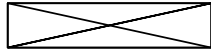


Рисунок 4.4 – Залежності вертикальної k_v та горизонтальної k_g жорсткості пружини від робочого числа витків

Рисунок 4.5 – Залежність горизонтальної k_g жорсткості пружини від вертикального навантаження

4.2 Вплив конструктивних параметрів пружин Флексікойл на дотичні напруження

Виконаємо аналіз впливу параметрів пружин на максимальне дотичне

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

напруження, що діє у внутрішніх точках витків. Це напруження лежить у площині поперечного перерізу витка та визначає міцність пружини.

Використовуючи програмну систему символної алгебри Maple для розрахунку пружин, проведемо розрахунок вертикального σ_v горизонтального σ_h та сумарного $\sigma_{\text{сум}}$ дотичних напружень.

Пружини типу Флексікойл працюють у складніших умовах, оскільки вони відчують сумарні дотичні напруження. На рис. 4.6 показано залежність дотичних напружень від діаметра прутка пружини.

Рисунок 4.6 – Залежність дотичного напруження від діаметра прутка d

З наведеного графіка випливає, що горизонтальне дотичне напруження σ_h мало змінюється зі зміною діаметра прутка від 45 до 65 мм.

На рис. 4.7 показано залежність дотичних напружень від середнього діаметра пружини. З якого випливає, що у разі збільшення середнього діаметра пружини – вертикальне дотичне напруження σ_v збільшуються, тобто міцність знижується, а

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

горизонтальне дотичне напруження зменшуються незначно, тобто міцність збільшується.

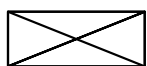


Рисунок 4.7 – Залежність дотичних напружень від середнього діаметра пружини

На рис. 4.8 показані залежності дотичних напружень від кількості робочих витків пружини p .

З рис. 4.8 випливає, що вертикальне дотичне напруження не залежать від кількості робочих витків, у свою чергу горизонтальне напруження зі збільшенням кількості витків – збільшуються (міцність знижується).

На рис. 4.9 показані залежності дотичних напружень від висоти пружини у вільному стані h_{sv} .

Характер зміни кривих дотичних напружень у разі зміни висоти пружини у вільному стані (рис. 4.9), аналогічний характеру при зміні кількості робочих витків (рис. 4.8).

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Рисунок 4.8 – Залежність дотичних напружень від кількості
робочих витків n_p

Рисунок 4.9 – Залежність дотичних напружень від висоти
пружини у вільному стані

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

На рис. 4.10 та 4.11 показані залежності дотичних напружень у разі зміни вертикального P та горизонтального H навантаження на пружину.

Рисунок 4.10 – Залежність дотичних напружень від величини вертикального навантаження на пружину

Рисунок 4.11 – Залежність дотичних напружень від горизонтального навантаження на пружину H

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

З графіків випливає, що у разі збільшення вертикального навантаження на пружину горизонтальні дотичні напруження змінюються не суттєво, вертикальні дотичні напруження значно залежать від вертикального навантаження. Горизонтальне навантаження H не впливає на вертикальне дотичне напруження та відповідно суттєво впливає на горизонтальне напруження, тобто на міцність пружини.

Під час розрахунку пружин на міцність виходять з того, що максимальне дотичне напруження від дії навантаження не повинна перевищувати допустиме дотичне напруження $[\tau]$, що складає 750 МПа. У зв'язку з цим міцність оцінюється коефіцієнтом запасу статичної міцності, який для пружин поперечного зсуву визначається як

$$k\tau = \frac{[\tau]}{\sigma_{\text{сум}}} \quad (4.1)$$

Допустиме значення цього коефіцієнта рекомендується приймати щонайменше 1,5...1,6 [6].

					<i>0032.216302.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

5 ПРОЕКТ ВСТАНОВЛЕННЯ ПРУЖИН ТИПУ ФЛЕКСИКОЙЛ У ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ ЕЛЕКТРОВОЗА

При розробці проекту приймемо, що поздовжні сили (тягові та гальмові) передаються від візка до кузова через систему похилих тяг. Ця система в даний час прийнята як базова на всіх сучасних локомотивах. Похилі тяги мають перевагу в порівнянні зі шкворневими локомотивами. А саме вони здатні вирівнювати навантаження на колеса локомотива в режимі тяги та дозволяють відмовитися від протирозвантажувального пристрою і від шкворневого вузла, що вимагає ретельного догляду.

Рама візка електровоза є зварною конструкцією та виконана з листового прокату низьколегованих сталей. Боковини рами та поперечні бруси мають коробчатий перетин.

Рама з'єднує в єдиний комплекс усі вузли візка і є одним із високонавантажених та відповідальних вузлів. Приймемо, що рама візка включає традиційні, відпрацьовані в умовах виробництва технічні рішення, тому більш докладний опис не наводиться. Зазначимо, що кронштейни колискового підвішування відсутні.

Спирання кузова на крайні візки принципово нове, з використанням пружин, що працюють на стиск та зсув – пружини типу Флексікойл. Схема системи другого ярусу пружного підвішування наведено на рис. 5.1.

Кузов спирається на візок через чотири пружинні блоки, встановлені на верхньому листі боковини рами візка. Розрахунок на міцність і жорсткість пружин наведено у розділі 3.

Конструкція блоків наведена на рис. 5.2. Пружина через фланець спирається на гумометалеві шайби 11, які деформуються під навантаженням, забезпечуючі її рівномірний розподіл за довжиною опорного витка.

Під час проходження кривих, та й прямих, за будь-яких зсувах торців пружин один відносно одного в горизонтальній площині вони, прогинаючи, дозволяють знизити деформацію витків пружин, а отже, зменшити напруження у витках

									Арк.
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.216302.000.04МР.ПЗ				

пружин і жорсткість системи підвішування кутового повороту візків відносно кузова. Це забезпечується при зміщеннях (відношенні) кузова навколо візків у горизонтальній площині.

Рисунок 5.1 – Система зв'язків кузова з крайнім візком:

1 – опора кузова; 2, 5 – вертикальний та горизонтальний упори; 3, 6, 7 – гідравлічні гасники; 4 – похила тяга поздовжнього зв'язку візка з кузовом; 8 – протівідносний пристрій

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Значне зниження жорсткості системи спирання кузова на візки поперечному зсуву кузова відносно них під час руху в прямих і кутовому повороті при вході в криві, руху в кругових кривих помітно поліпшує динамічні характеристики екіпажа та усуває його вплив на колію.

Рисунок 5.2 – Пружинний блок спирання кузова на візок
1 – кришка; 2 – гайка; 3 – пружинна шайба; 4 – стопорні кільця; 5 – верхня опора; 6 – набір регулювальних шайб; 7 – цапфа; 8 – нижня опора; 9 – пружина; 10 – гвинт; 11 – гумометалева шайба; 12 – розрізна регулювальна шайба

Характеристика поперечного зв'язку кузова з візками формується пружинами опор кузова та спеціальним пружинним противідносним пристроєм. Жорсткість системи поперечного зв'язку кузова з візком не вище за жорсткість маятникової

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

підвіски з наведеною довжиною 500 мм.

Для забезпечення гарної горизонтальної динаміки екіпажу, необхідна установка горизонтальних гідравлічних гасників коливань на рівні нижнього несучого пояса кузова та підбір їх характеристик. Підбір показників у роботі не розглядається.

Спирання кузова на середній візок на проектованій екіпажній частині електровоза прийнято аналогічно спиранню кузова на середній візок електровоза ВЛ65 та ВЛ85. Дана система являє собою опори у вигляді пружних стрижнів, що гойдаються.

У поздовжньому напрямку візки з кузовом з'єднані суцільною низько розташованою тягою. Виключені проміжні ланки системи поздовжнього зв'язку, як це було виконано на відомих електровозах. Установка суцільної тяги дає низку переваг у порівнянні з раніше розробленою конструкцією, а саме, значно зменшено сили посмикування за рахунок виключення шкідливих кінематичних зв'язків у разі звивистого руху візків.

Значно знижено сили в тягах у разі галопування кузова, зменшено сили при коливаннях галопування візків. Це, як і система спирання кузова на візки Флексікойл, сприятливо позначається на динамічних характеристиках екіпажу. Крім того, зменшено кількість комплектуючих деталей, кількість шарнірів, що підлягають обслуговуванню. Пружні упори на буферному брусі та шарнірні вузли в тягах прийняті типовими – як на електровозах ВЛ65 та ВЛ85.

Проект модернізації центрального підвішування полягає в тому, щоб встановити на раму візка електровоза замість коліскового підвішування пружини типу Флексікойл. Для цього необхідно зробити такі роботи:

- демонтувати кронштейни коліскового підвішування на кузові та візку електровоза (рис. 5.3);
- змонтувати вушка для кріплення горизонтального гідродемпфера;
- встановити горизонтальний гідродемпфер;
- встановити та закріпити стійки пружини;
- встановити накладки пружини;
- встановити пружини типу Флексікойл.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

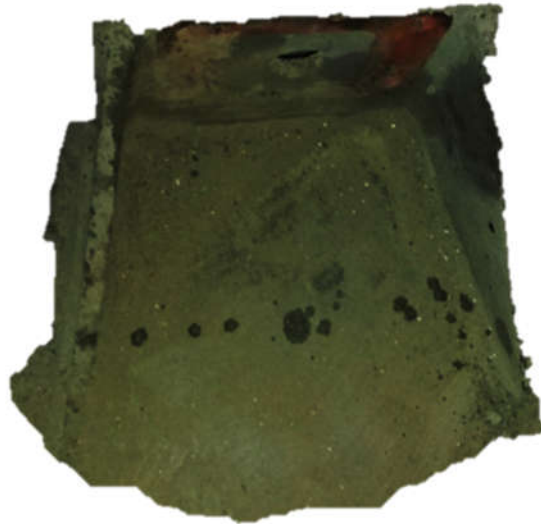


Рисунок 5.4 – Кронштейн кріплення горизонтального гідродемпфера до візка електровоза



Рисунок 5.5 – Кронштейн кріплення горизонтального гідродемпфера до кузова електровоза

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62



Рисунок 5.6 – Гідравлічний гасник типу 677



Рисунок 5.7 – Сійка та накладка пружини
Флексікойл

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

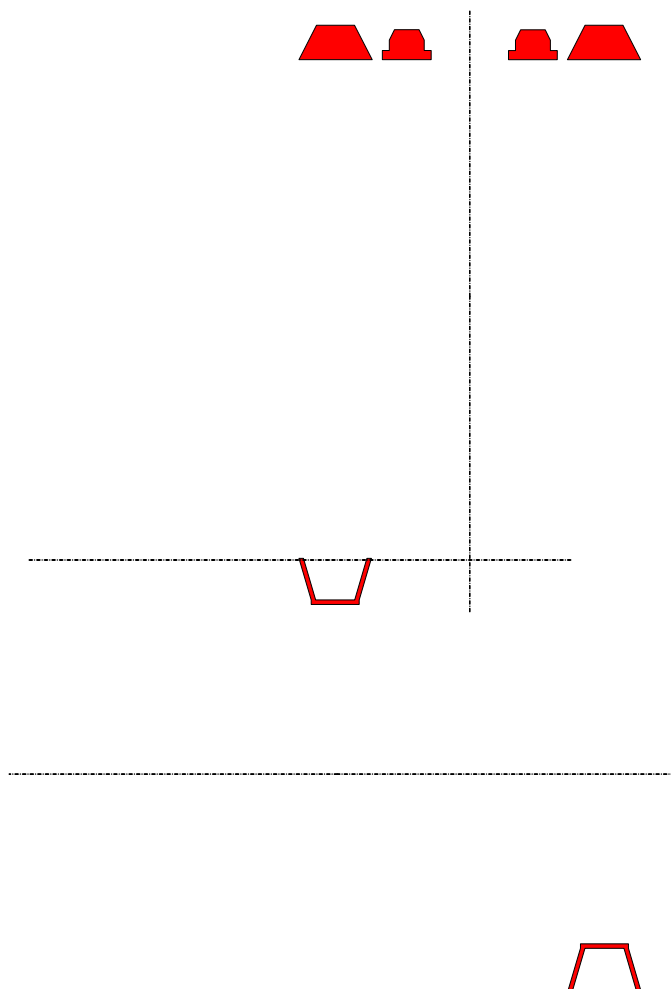


Рисунок 5.8 – Модернізована рама візка електровоза:

1 – балка кінцева; 2 – боковина; 3 – балка середня; 4 – вертикальний гідродемпфер; 5, 13 – кронштейн гальмівної системи; 6 – кронштейн кріплення горизонтального гідродемпфера; 7 – кронштейн кріплення тягового електродвигуна; 8 – кронштейн тяговий; 9 – накладка; 10 – стійка; 11 – кронштейн кріплення протилежного пристрою; 12 – накладка; 14 – фланець кріплення вертикального гідродемпфера

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Висновки

У кваліфікаційній роботі виконано розробку проекту екіпажної частини електровоза змінного струму шляхом використання у другому ступені пружного підвішування перспективних пружин типу Флексікойл, або пружин з горизонтальною деформацією з метою поліпшення характеристик пружного підвішування.

У першому розділі виконано розрахунок екіпажної частини, а саме за заданими параметрами тягового двигуна визначено масогабаритні характеристики механічної частини електровоза з осьовою формулою $2_0-2_0-2_0$. Також здійснено розрахунок буксового ступеню пружного підвішування на міцність і необхідний статичний прогин. Усі умови та вимоги виконуються.

У другому розділі наведено аналіз використання пружин Флексікойл на залізничному транспорті. Пружини здатні сприймати як вертикальне навантаження так і горизонтальне. У зв'язку з цим умови роботи пружин ускладнюються. Тому в третьому розділі виконано розрахунок таких пружин на горизонтальну та вертикальну жорсткість, міцність. Розрахунок пружин проводився під час використання програмного пакету системи комп'ютерної алгебри Maple. Використовуючи програмний пакет, було виконано аналіз впливу різних конструктивних параметрів пружин на їхню роботу, який наведено у наступному розділі. Розрахунками доведено, що головною особливістю роботи пружини у горизонтальному напрямку є те, що її горизонтальна жорсткість залежить від вертикального навантаження на пружину, а вертикальна жорсткість залежить від цієї сили.

У п'ятому розділі виконано проект встановлення пружин типу Флексікойл у пружне підвішування електровоза. Використання таких пружин дозволяє відмовитися від складніших вузлів зв'язку кузова з візком – коліскових підвісок, також виключається значна кількість вузлів із тертям, підвищується плавність ходу електровоза, знижуються шуми та вібрації, що діють на локомотивну бригаду.

					0032.216302.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Проект Програми Прогнозної оновлення рухомою складу ПАТ «Укрзалізниця». – Київ: ПАТ «Укрзалізниця». 2016. – 66 с.
- 2 Дейнека О. Г. Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку підприємств залізничного транспорту [Текст] / О. Г. Дейнека, О. В. Дикань, О. Г. Диколенко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2019. – Вип. 235. – С. 131–135.
- 3 Дергоусова А. О. Стратегічний розвиток залізничного транспорту в умовах реформування [Електронний ресурс] / А. О. Дергоусова // Ефективна економіка. Режим доступу:
<http://www.economy.nauka.com.ua/?op=1&z=1555>
- 4 Боднар, Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 5 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза : методичні рекомендації до курсового та дипломного проектування; для студентів денної форми навчання освітнього ступеня "бакалавр" за ОПП "Локомотиви та локомотивне господарство" спеціальності "Залізничний транспорт" / Д. В. Бобирь, А. Р. Богомолів. – Дніпро : Дніпров. нац. ун-т залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2019. – 31 с.
- 6 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2009. – 284 с.
- 7 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Визначення параметрів екіпажної частини тепловоза : методичні рекомендації до курсового та дипломного проектування / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, А. Р. Богомолів. – Дніпро : Дніпров. нац. ун-т залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – 18 с.

										Арк.
										66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.216302.000.04МР.ПЗ