

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу**

**РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ  
ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ**

*Конспект лекцій*

**з дисципліни  
«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»**

**Частина 1  
МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТРС**

**Харків – 2021**

Ресорне підвішування тягового рухомого складу: Конспект лекцій Ч. 1. Механічна частина ТРС / Д. О. Аулін, А. Л. Сумцов, О. В. Клименко, Ю. В. Жовтий. – Харків: УкрДУЗТ, 2021. – 52 с.

Конспект лекцій відповідає напряму підготовки здобувачів базової вищої освіти 273 «Залізничний транспорт» з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Викладено вимоги до конструкції ресорного підвішування тягового рухомого складу, принципи розрахунку технічних характеристик, конструкцій основних вузлів систем ресорного підвішування. Призначений для студентів 3 – 5 курсів усіх форм навчання.

Табл. 3, іл. 41, бібліогр.: 7 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 08 лютого 2021 р., протокол № 13.

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
Тематичний план навчальної дисципліни.....	6
1 Призначення та класифікація ресорного підвішування тягового рухомого складу.....	7
2 Основні елементи ресорного підвішування.....	12
2.1 Пружні елементи.....	12
2.1.1 Гвинтові пружини.....	13
2.1.2 Пневматичні ресори.....	15
2.2 Пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування...	16
2.2.1 Листові ресори.....	16
2.2.2 Гумово-металеві пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування.....	19
2.2.3 Пружно-дисипативні елементи в конструкції коліс тягового рухомого складу.....	23
2.3 Демпфірувальні елементи ресорного підвішування.....	25
2.3.1 Фрикційні демпфери (гасники коливань сухого тертя)...	26
2.3.2 Гідравлічні гасники коливань (гасники коливань в'язкого тертя).....	27
3 Основні параметри та показники роботи ресорного підвішування.....	31
3.1 Основні параметри та показники ресорного підвішування.	32
3.2 Взаємозв'язок параметрів та показників роботи ресорного підвішування.....	33
3.3 Вплив жорсткості на показники роботи ресорного підвішування.....	35
3.4 Вплив ступеня демпфірування ресорного підвішування на показники його роботи.....	37
4 Технічні вимоги до ресорного підвішування тягового рухомого складу.....	38
4.1 Кількість ступенів ресорного підвішування.....	38
4.2 Статичний прогин.....	39
4.3 Розподіл загального статичного прогину між ступенями ресорного підвішування.....	39
4.4 Демпфірування ресорного підвішування.....	40
5 Особливості конструкції ресорного підвішування тягового рухомого складу.....	43
Контрольні питання.....	51
Список літератури.....	52

## ВСТУП

Дисципліна «Теорія і конструкція локомотивів» є фундаментальним профілюючим курсом для студентів освітніх програм «Локомотиви та локомотивне господарство» спеціальності «Залізничний транспорт».

Мета дисципліни полягає в узагальненні знань, які набули студенти під час вивчення попередніх курсів, а саме: загальних характеристик локомотивів, конструкції основного та допоміжного обладнання, особливостей проектування локомотивів.

Правильне розуміння принципів дії і знання конструкцій основних вузлів локомотивів, їх взаємодії та основних теоретичних вимог до них є необхідними умовами для успішної роботи.

Пристрої механічної частини значною мірою визначають безпеку руху тягового рухомого складу (ТРС), його міцність, віброзахисні і тягові властивості. Тому вивчення принципів роботи і пристроїв механічної частини, умов роботи їх в експлуатації, способів підтримки їх працездатності має бути невід'ємною частиною комплексу знань у процесі навчання студентів, що спеціалізуються в галузі ТРС. Метою дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Механічна частина» є вивчення:

- пристроїв механічної частини ТРС, її еволюції;
- принципів вибору параметрів і проектування окремих елементів механічної частини;
- методів розрахунку елементів механічної частини та оптимізація їх конструкції.

Цей розділ дисципліни дає можливість фахівцеві розуміти фізичну основу ряду конструкторських рішень, прийнятих при проектуванні механічної частини, оволодіти методами аналізу причин несправності механічної частини і розробляти ефективні заходи щодо їх виявлення та усунення. «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Механічна частина» базується на знаннях, які набули студенти під час вивчення дисциплін: «Вища математика», «Фізика», «Теоретична механіка», «Опір

матеріалів», «Обчислювальна техніка», «Загальний курс залізниць».

Вивчивши цей розділ, студент повинен знати:

- будову механічної частини вітчизняного магістрального серійного і дослідного ТРС;
- призначення окремих елементів механічної частини, режими та умови їх роботи;
- принципи вибору параметрів окремих елементів механічної частини;
- методи розрахунку вузлів механічної частини на міцність при дії статичних і динамічних навантажень.

Вивчивши розділ, студент повинен уміти:

- проводити обґрунтований відбір параметрів і конструкцій окремих вузлів механічної частини;
- оцінювати прийняті конструкторські рішення з точки зору габариту рухомого складу, безпеки руху, міцності і довговічності.

Вивчивши дисципліну, студент повинен мати уявлення:

- про сучасні досягнення в галузі магістрального локомотивобудування;
- перспективи розвитку конструкцій механічної частини ТРС;
- сучасні методи оптимізації та автоматизації розрахунків конструкцій із застосуванням сучасних комп'ютерних програм.

У першій частині конспекту лекцій розглянуто будову, призначення, принципи роботи і класифікацію різних конструкцій ресорного підвішування ТРС. Наведено методики розрахунку основних параметрів елементів ресорного підвішування. Для закріплення вивченого матеріалу надано контрольні питання.

# ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

- 1 Призначення та класифікація ресорного підвішування тягового рухомого складу
- 2 Основні елементи ресорного підвішування
  - 2.1 Пружні елементи
    - 2.1.1 Гвинтові пружини
    - 2.1.2 Пневматичні ресори
  - 2.2 Пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування
    - 2.2.1 Листові ресори
    - 2.2.2 Гумово-металеві пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування
    - 2.2.3 Пружно-дисипативні елементи в конструкції коліс тягового рухомого складу
  - 2.3 Демпфірувальні елементи ресорного підвішування
    - 2.3.1 Фрикційні демпфери (гасники коливань сухого тертя)
    - 2.3.2 Гідравлічні гасники коливань (гасники коливань в'язкого тертя)
- 3 Основні параметри та показники роботи ресорного підвішування
  - 3.1 Основні параметри та показники ресорного підвішування
  - 3.2 Взаємозв'язок параметрів та показників роботи ресорного підвішування
  - 3.3 Вплив жорсткості на показники роботи ресорного підвішування
  - 3.4 Вплив ступеня демпфірування ресорного підвішування на показники його роботи
- 4 Технічні вимоги до ресорного підвішування тягового рухомого складу
  - 4.1 Кількість ступенів ресорного підвішування
  - 4.2 Статичний прогин
  - 4.3 Розподіл загального статичного прогину між ступенями ресорного підвішування
  - 4.4 Демпфірування ресорного підвішування
- 5 Особливості конструкції ресорного підвішування тягового рухомого складу

# 1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

## План лекції

### Призначення та класифікація ресорного підвішування ТРС.

Ресорне підвішування ТРС – це комплекс пристроїв, який забезпечує:

- передачу ваги від кузова на раму візка і далі на колісні пари;
- зменшення дії динамічних сил, які виникають при взаємодії екіпажа ТРС та рейкової колії під час руху;
- розсіювання (дисипацію) енергії коливань, що виникає при русі екіпажа.

Умовно масу конструкції ТРС можна розділити на підресорену і непідресорену. Підресореною частиною називають ту частину конструкції локомотива, яка відокремлена від колісних пар ресорним підвішуванням, а непідресореною – колісні пари, букси, частково ресорне підвішування та інші елементи, які не відокремлені від рейок пружними елементами. Коли колісна пара проходить нерівності колії (стики, стрілочні переводи та ін.), непідресорені частини отримують прискорення до 25g. Виникненню динамічних навантажень також сприяють дефекти кола кочення, ексцентрична посадка колеса на вісь, неврівноваженість колісної пари та ін. [1, 2].

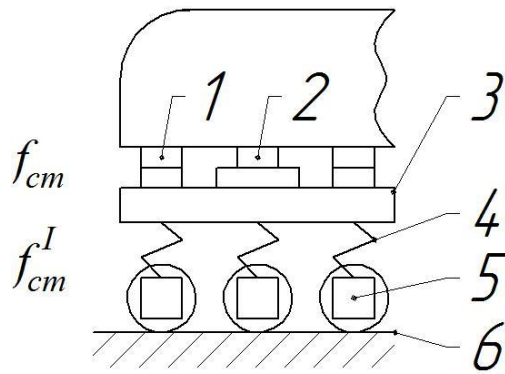
Системи ресорного підвішування можна класифікувати залежно від способів передачі ваги на раму візка та на букси колісних пар.

За способом передачі ваги від кузова на раму візка виділяють:

- одноступеневе ресорне підвішування;
- двоступеневе ресорне підвішування.

Двоступеневим називають ресорне підвішування, яке має буксовий та кузовний ступінь, при цьому статичний прогин кузовного ступеня  $f''_{ст}$  становить не менш ніж 40 – 50 % від загального статичного прогину (рисунок 1).

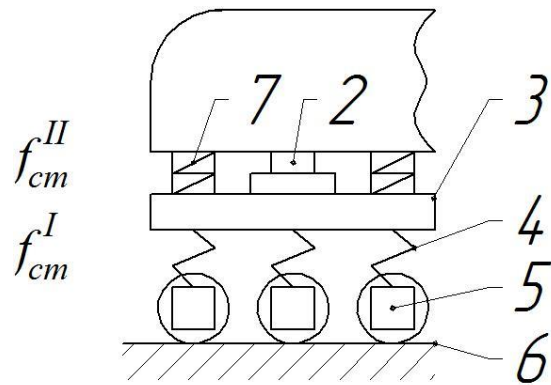
а



$$f_{cm}^I = 60 - 150 \text{ мм}$$

$$f_{cm} = 30 \text{ мм}$$

б



$$f_{cm}^I = 60 \text{ мм}$$

$$f_{cm}^{II} = 120 \text{ мм}$$

1 – бічні опори; 2 – шворінь; 3 – рама візка; 4 – буксовий ступінь ресорного підвішування; 5 – букса; 6 – рейка;

7 – кузовний ступінь ресорного підвішування;

$f_{cm}^I$  – статичний прогин буксового ступеня ресорного підвішування (прогин під статичною вагою ТРС);

$f_{cm}^{II}$  – статичний прогин кузовного ступеня ресорного підвішування

Рисунок 1 – Схеми ресорного підвішування:

а – одноступеневе; б – двоступеневе

Переваги двоступеневого ресорного підвішування:

- можливість отримання великого значення сумарного статичного прогину завдяки зручному розташуванню пружних елементів у кузовному ступені;

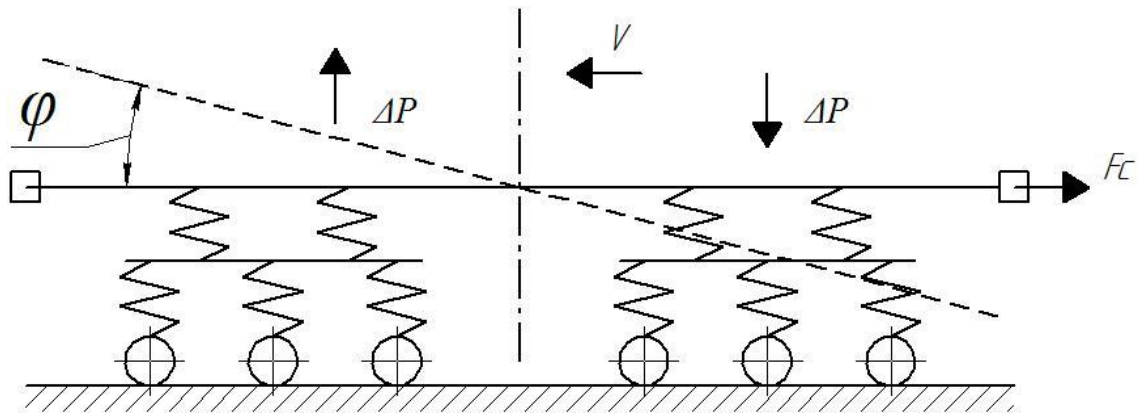
- суттєво менша дія на кузов динамічних сил, що виникають при русі екіпажа та зростають з підвищенням швидкості;

- можливість зменшення статичного прогину в буксовому ступені, що покращує умови роботи тягових приводів.

Недоліки двоступеневого ресорного підвішування:

- підвищений перерозподіл навантажень на колісні пари, що погіршує тягові властивості ТРС (рисунок 2).





$F_c$  – реакція на силу тяги, прикладена від складу до локомотива;  $\Delta P$  – зміна вертикального навантаження на візок

Рисунок 2 – Схема виникнення перерозподілу ваги між колісними парами

При використанні двоступеневого ресорного підвішування розвантаження осей колісних пар переднього візка може досягати 20 – 25 %. На таку ж величину необхідно знижувати силу тяги, яку реалізують колісні пари першого візка.

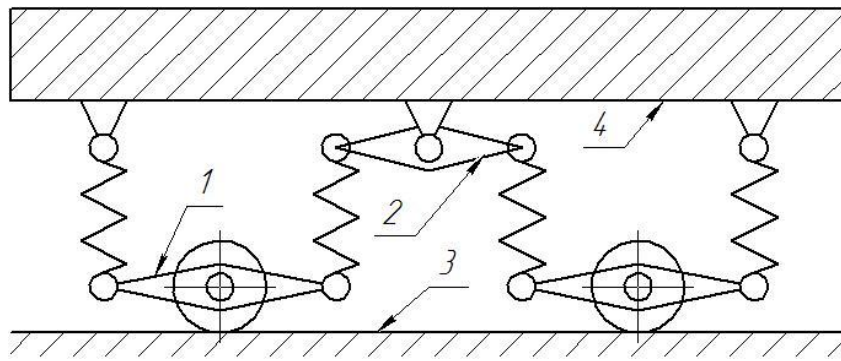
Для зменшення розвантаження осей на ТРС з двоступеневим ресорним підвішуванням використовують спеціальні пристрої:

- низькорозташований шворінь;
- нахилені тяги для передачі повздовжніх сил від рами візка на раму кузова;
- застосування пневматичних довантажувачів;
- застосування головних рам «охоплюючого типу».

У буксовому ступені відокремлюють:

- індивідуальне:
  - одинарне (2ТЕ10М, 2М62У, 2ТЕ116, ТЕП70);
  - подвійне (ВЛ10, ВЛ80);
  - збалансоване (ТЕ3, 2ТЕ10Л, ТЕМ2, 2М62, 2ТЕ121).

При застосуванні збалансованого ресорного підвішування пружні елементи буксового ступеня сполучені між собою балансирами або листовими ресорами (рисунок 3).



1, 2 – балансири; 3 – рейка; 4 – рама

Рисунок 3 – Схема збалансованого ресорного підвішування

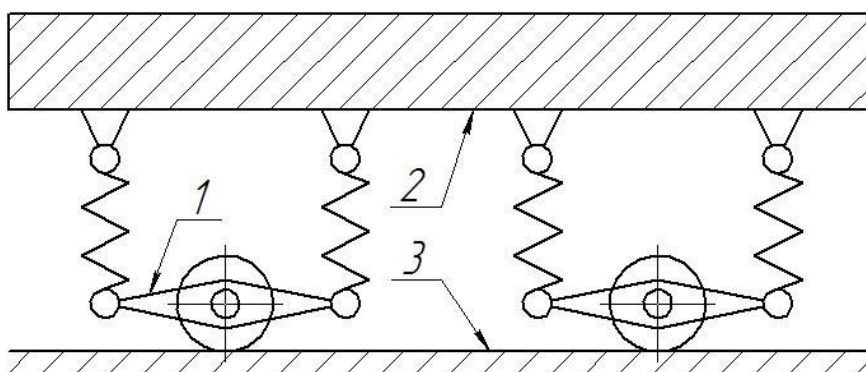
Переваги збалансованого ресорного підвішування:

- рівномірний розподіл навантажень між колісними парами у візку;
- підвищення тягових властивостей локомотива.

Недоліки збалансованого ресорного підвішування:

- ускладнення технічного обслуговування та ремонту ресорного підвішування;
- інерційність системи балансірів;
- тертя в проміжних шарнірах протидіє повному рівномірному розподілу навантажень, особливо в динаміці при високих швидкостях руху.

Для усунення вказаних вище недоліків застосовують індивідуальне ресорне підвішування, у якому пружні елементи колісних пар не пов'язані один з одним (рисунок 4).



1 – балансир; 2 – рама; 3 – рейка

Рисунок 4 – Схеми індивідуального ресорного підвішування

Переваги індивідуального ресорного підвішування:

- простота конструкції;
- зниження трудомісткості технічного обслуговування та ремонту.

Індивідуальне ресорне підвішування у свою чергу може бути:

- одинарним (рисунок 5);
- подвійним (рисунок 6).

При застосуванні одинарного ресорного підвішування навантаження передається послідовно через один пружний елемент.

При подвійному ресорному підвішуванні навантаження передається послідовно через два пружних елементи.

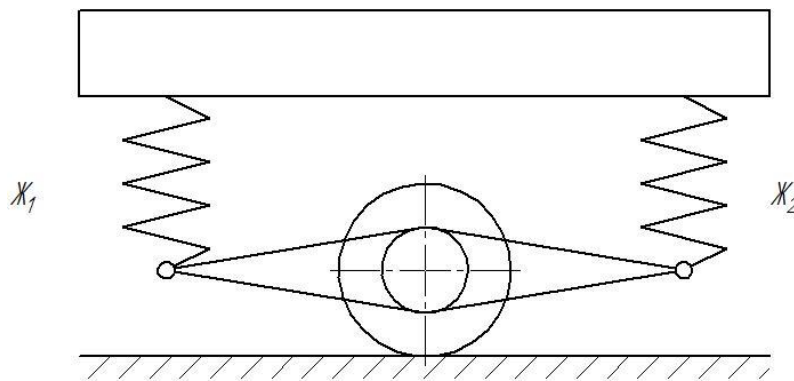


Рисунок 5 – Одинарне ресорне підвішування

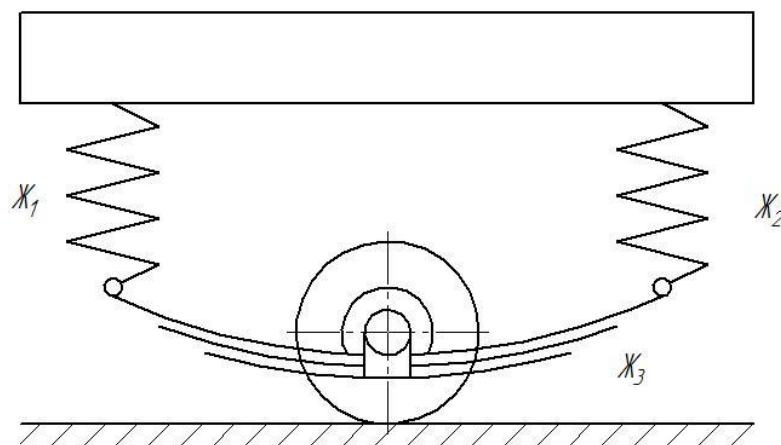


Рисунок 6 – Подвійне ресорне підвішування

## 2 ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ

### План лекції

2.1 Пружні елементи.

2.1.1 Гвинтові пружини.

2.2.2 Пневматичні ресори.

2.2 Пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування.

2.2.1 Листові ресори.

2.2.2 Гумово-металеві пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування.

2.2.3 Пружно-дисипативні елементи в конструкції коліс тягового рухомого складу.

2.3 Демпфірувальні елементи ресорного підвішування.

2.3.1 Фрикційні демпфери (гасники коливань сухого тертя).

2.3.2 Гідравлічні гасники коливань (гасники коливань в'язкого тертя).

### 2.1 Пружні елементи

Пружні елементи забезпечують передачу ваги надресорної будови ТРС на колісні пари, а також пом'якшення (амортизацію) динамічних сил, що діють на надресорну будову,  $m/c^2$ , [3] (рисунок 7).

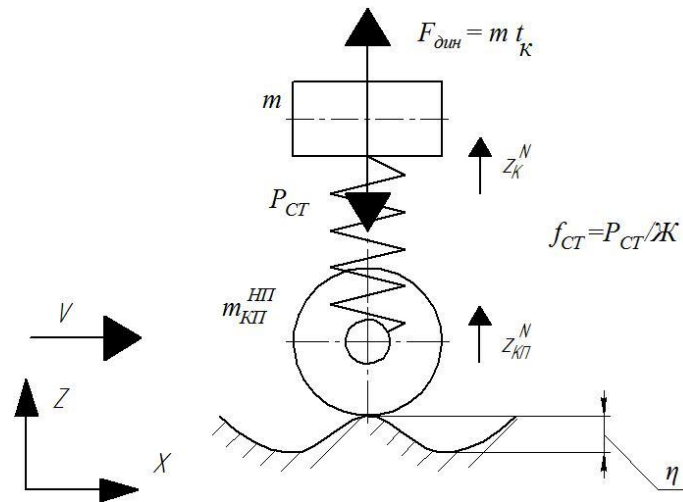
$$z''_{кп} = f(V; \eta; m_{кп}^{нп}) = \left( 2 + 0,13 \frac{V}{\sqrt[3]{m_{кп}^{нп^2}}} \right) g ,$$

$$z''_к = \left( 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{ст}} \right) g ,$$

при  $m_{кп}^{нп} \approx 4т$ :

$$z''_{кп} \approx 7g ,$$

$$z''_к \approx 0,3g .$$



$\eta$  – вертикальні переміщення колісної пари;  $m$  – маса надресорної будови;  $m_{кп}''$  – невіддресорена маса колісної пари;  $f_{ст}$  – статичний прогин ресорного підвішування ( $f_{ст} = \frac{P_{ст}}{Ж}$ );  $Ж$  – жорсткість ресорного підвішування;  $z_{кп}''$  – вертикальні прискорення колісної пари;  $z_{κ}''$  – вертикальні прискорення надресорної будови (кузова);  $P_{ст} = mg$  – вага надресорної будови;  $F_{дин}$  – динамічна сила, що діє на надресорну будову

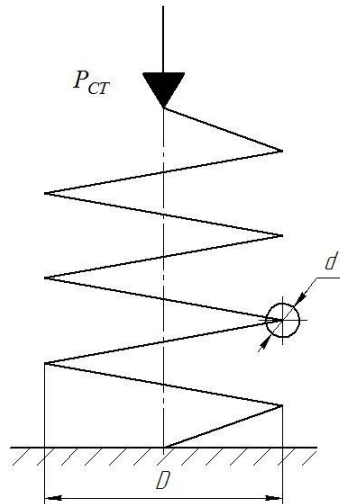
Рисунок 7 – Схема руху колісної пари по нерівності колії

Отже, введення пружного елемента (амортизатора) дає змогу зменшити вертикальні прискорення кузова в

$$\frac{z_{кп}''}{z_{κ}''} = \frac{7g}{0.3g} \approx 20-25 \text{ разів.}$$

### 2.1.1 Гвинтові пружини

Основним типом пружних елементів у ресорному підвішуванні ТРС є циліндричні гвинтові пружини (рисунок 8).



$P_{ст}$  – статичне навантаження;  $d$  – діаметр прутка;  
 $D$  – діаметр пружини

Рисунок 8 – Схема гвинтової пружини

Основною характеристикою пружних елементів є жорсткість, яка чисельно дорівнює навантаженню, що створює прогин пружини на одиницю довжини.

$$ж[H / мм] = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3},$$

де  $G = 8 \cdot 10^{10} H / м^2$  – модуль пружності (Сталь 55С2);  $d$  – діаметр прутка (вибирають з нормативного ряду: 16, 22, 23, 25, 36, 40 мм);  $D$  – діаметр пружини;  $n$  – кількість робочих витків пружини.

$$n = n_3 - 1,5$$

де  $n_3$  – загальна кількість витків.

Переваги гвинтових пружин:

- простота конструкції і технології виготовлення.

Недоліки гвинтових пружин:

- необхідність гасіння коливань спеціальними демпфірувальними елементами ресорного підвішування.

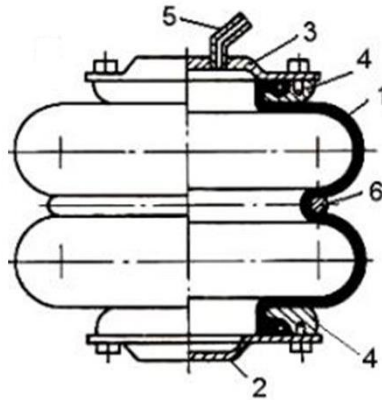
## 2.1.2 Пневматичні ресори

Як пружні елементи в ресорному підвішуванні також застосовуються пневматичні ресори. Такі пружні елементи застосовують, як правило, у кузовному ступені ресорного підвішування [4].

Пневматичні ресори балонного типу (рисунок 9).

Переваги:

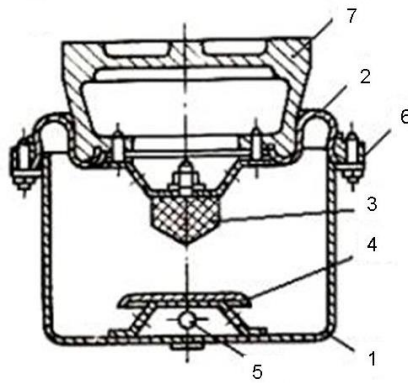
- можливість реалізації високої гнучкості опор (гнучкість – характеристика, зворотна жорсткості:  $\eta = \frac{1}{\text{ж}}$ , [мм/Н]), як наслідок можливе підвищення швидкостей руху;
- можливість використання опор як пневматичних довантажувачів візків.



1 – гумовокордна оболонка; 2, 3 – нижня і верхня опори;  
4 – вузли з'єднання з опорами; 5 – патрубок; 6 – кільце

Рисунок 9 – Схема пневматичної ресори балонного типу

Пневматичні ресори діафрагменного типу (рисунок 10).



1 – корпус; 2 – діафрагма; 3 – ресора; 4 – опора; 5 – трубопровід;  
6 – з'єднуючий вузол; 7 – надресорна балка

Рисунок 10 – Схема пневматичної ресори діафрагмового типу

Переваги:

- виникнення в опорі поперечної повертальної сили, що виникає при відносі кузова;

Недоліки:

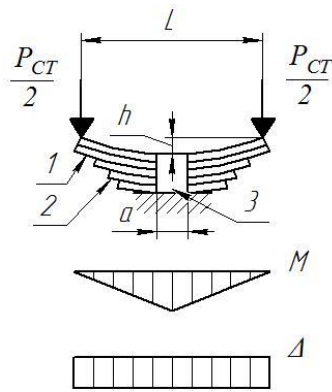
- ускладнення конструкції;
- можливість відмови за низьких температур;
- значна витрата енергії на отримання стиснутого повітря.

## 2.2 Пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування

### 2.2.1 Листові ресори

Листову ресору проектують як брус рівного опору згинанню, тобто такий брус, у якому напруження згинанню в кожному перерізі однакове. У цьому випадку ресора має найменшу вагу при найбільшому прогині (рисунок 11).





$L$  – розрахункова довжина ресори, що перебуває під розрахунковим навантаженням  $P_{cm}$ ;  $h$  – стріла прогину ресори;  $a$  – ширина хомута ресори; 1 – корінні листи; 2 – набірні листи; 3 – хомут

Рисунок 11 – Схема листової ресори

Статична жорсткість листової ресори під нерухомих навантаженням, без урахування тертя між листами, Н/мм:

$$J_{cm} = 8 \cdot E \cdot b \cdot h^3 \cdot \frac{n + 1.5m}{3 \cdot \left(L - \frac{a}{3}\right)^3},$$

де  $E = 20.6 \cdot 10^{10}$  Н/мм<sup>2</sup> (сталь 53С2) модуль пружності;

$b, h$  – ширина та товщина ресори;

$n, m$  – кількість набірних та корінних листів.

Залежність жорсткості ресори від її параметрів наведено на рисунку 12.

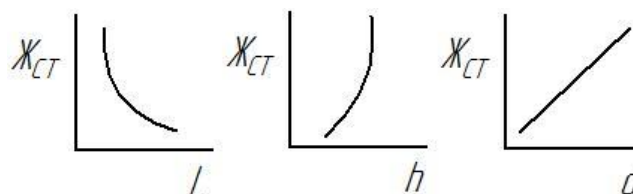


Рисунок 12 – Залежність жорсткості ресори від її параметрів

При русі ТРС фактична жорсткість ресори  $\mathcal{J}_\phi$  буде завжди більшою за її статичну жорсткість  $\mathcal{J}_{ст}$  за рахунок сил тертя, що виникають між листами.

При русі ТРС прогин листової ресори змінюється на величину  $\pm \Delta f$  під дією динамічної сили  $F_{дин}$ . За цих умов між листами ресори виникає сила тертя  $F_{тер}$ , яка буде перешкоджати згинанню ресори.

Значення  $\Delta f$ , мм, буде таким:

$$\Delta f = \frac{F_{дин} - F_{тер}}{\mathcal{J}_{ст}}.$$

Тоді динамічна жорсткість ресори, тобто жорсткість з урахуванням сил тертя становитиме

$$\mathcal{J}_{дин} = \frac{F_{дин}}{\Delta f} = \frac{F_{дин}}{F_{дин} - F_{тер}} \cdot \mathcal{J}_{ст} > \mathcal{J}_{ст}.$$

Поки динамічне навантаження на ресору менше за сили тертя, ресора не деформується, а її динамічна жорсткість буде дуже великою (ресора працює як балансир) (рисунок 13).

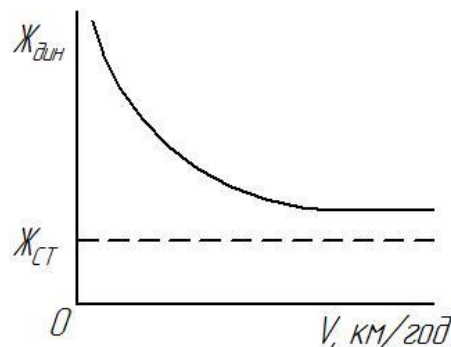


Рисунок 13 – Залежність динамічної жорсткості листової ресори від швидкості

Зі збільшенням швидкості руху динамічні сили зменшуються.

Сила тертя в ресорі повинна бути такою, щоб забезпечувати гасіння коливань, але не збільшувати суттєво динамічну жорсткість ресори.

Необхідну силу тертя в ресорі можна визначити за формулою, кН:

$$F_{тер} = \varphi_{тер} \cdot P_{ст},$$

де  $P_{ст}$  – статичне навантаження на ресору;

$\varphi_{тер}$  – коефіцієнт відносного тертя ресори.

Значення  $\varphi_{тер}$  за даними ВНДІЗТу повинно становити:

$$\varphi_{тер} = 0,05 - 0,06.$$

За заданим значенням  $\varphi_{тер}$  можливо підібрати технічні параметри ресори, використовуючи формулу

$$\varphi_{тер} = 2\mu_{тер} \cdot \frac{(n + m - 1) \cdot h}{L},$$

де  $\mu_{тер} = 0,2 \div 0,4$  – коефіцієнт тертя між листами ресори ( $\mu_{тер} = 0,2$  при наявності змащення,  $\mu_{тер} = 0,4$  без змащення).

### **2.2.2 Гумово-металеві пружно-дисипативні елементи ресорного підвішування**

Гумово-металеві елементи дуже привабливі для застосування в ресорному підвішуванні, оскільки в одному елементі можна отримати різні коефіцієнти жорсткості за різними напрямками. Крім цього, гума має демпфівальні властивості в області частот від 20 до 1000 Гц, що сприяє зниженню високочастотних вібрації і шуму. Основний недолік гуми як основного конструкційного матеріалу – температурна залежність жорсткості гуми особливо в області низьких температур. При температурах  $-40 \dots -60$  °С жорсткість гуми збільшується в 5 – 10 разів [5].

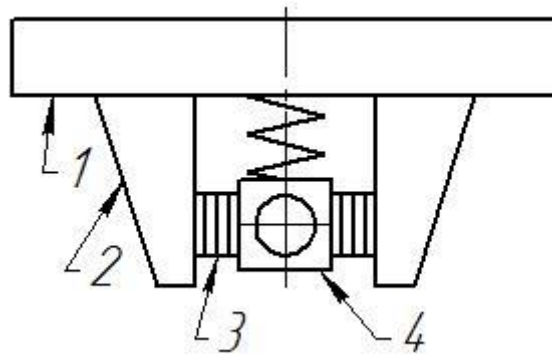
На тепловозах 2ТЕ116 та 2ТЕ121 гумово-металеві елементи використовують у складі бокових комбінованих опор кузова на візок. Статичний прогин гумово-металевої частини опори

$$f_{ст.гмо} = 20 - 30 \text{ мм},$$

тобто ці опори не є другим ступенем ресорного підвішування.

Гумово-металеві опори забезпечують: гасіння високочастотних коливань з малими амплітудами (шум та вібрація); зниження вертикальних та поперечних динамічних навантажень, що діють на кузов.

На закордонному ТРС гумово-металеві блоки використовують для зв'язку букс з рамою візка (рисунок 14).



1 – рама візка; 2 – щелепа; 3 – гумово-металеві елементи;  
4 – корпус букси

Рисунок 14 – Щелепна букса з плоскими гумово-металевими блоками

Переваги конструкції:

- відсутність зазорів між буксою та щелепами.

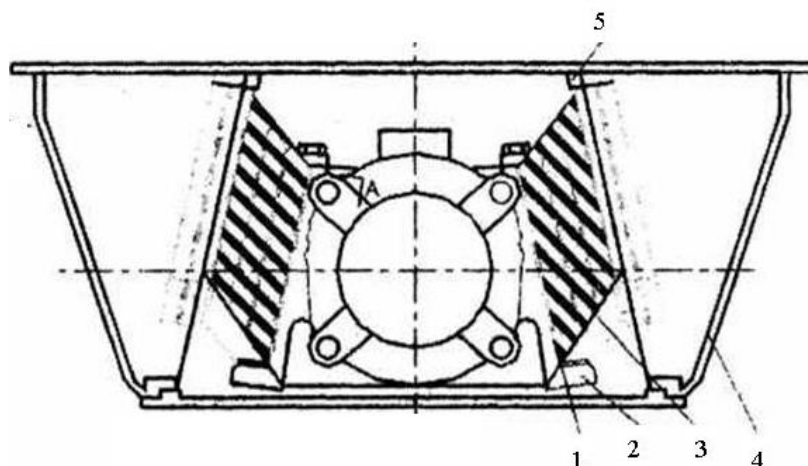
Недоліки конструкції:

- під дією вертикальних сил гумово-металеві блоки працюють на зсув, що обмежує амплітуду вертикальних коливань;

- підвищення жорсткості вертикального зв'язку букси і рами візка.

На деяких тепловозах залізниць Німеччини в буксових підвішуваннях застосовуються так звані ресори Меггі

(рисунок 15). Змінюючи кути нахилу гумово-металевих блоків можна підбирати необхідну жорсткість зв'язку букси колісної пари з рамою візка.



1 – металеві листи; 2, 5 – установчі упори на буксі і на рамі візка;  
2 – шари гуми; 4 – нахилені консолі

Рисунок 15 – Ресора Меггі

На європейських залізницях гумово-металеві блоки в буксовому підвішуванні широко застосовуються на поїздах TGV, AGV, регіональних поїздах.

Одним з перспективних напрямків удосконалення буксових вузлів є заміна шплінтонів та буксових поводків на конічні гумово-металеві блоки – метакони. Кожен метакон складається з конусних елементів різного діаметра, вкладених один в інший.

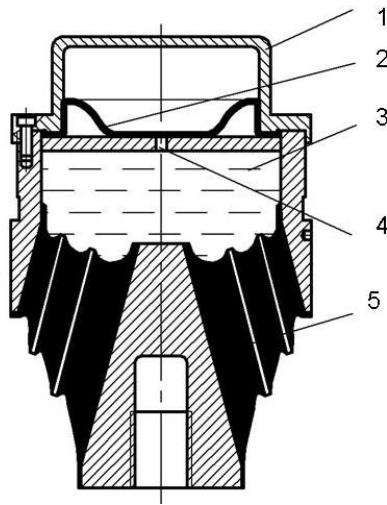
Переваги:

- під дією вертикальних сил гумово-металевий блок працює як на зсув, так і на стиснення. Це дає змогу відмовитися від використання пружин у буксовому ступені ресорного підвішування;

- можливість вибору оптимальної жорсткості в трьох напрямках;

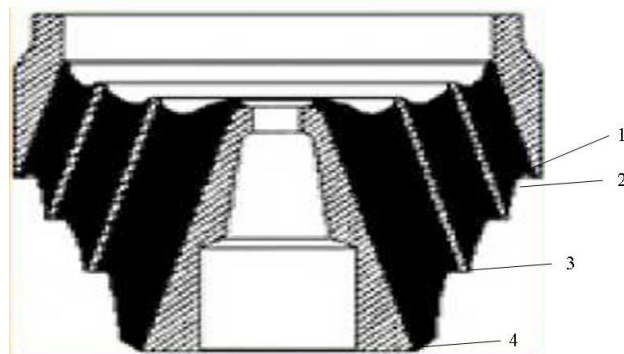
- відсутність зазорів та поверхневого тертя у зв'язку букси з рамою візка;

- можливість оснащення метакона гідравлічним демпфером (гідрофедер) (рисунок 16). Метакон без демпфера ще має назву конусфедер (рисунок 17).



1 – кожух; 2 – діафрагма; 3 – демпфувальна рідина;  
4 – дросельний отвір; 5 – метакон

Рисунок 16 – Конічний гумово-металевий блок з гідравлічним демпфером – гідрофедер



1 – опорний конус рами візка; 2 – гумові конуси; 3 – металеві конуси; 4 – опорний конус букси

Рисунок 17 – Конічний гумово-металевий блок – метакон

Модернізований буксовий вузол візка електропоїзда з гідрофедером подано на рисунку 18.

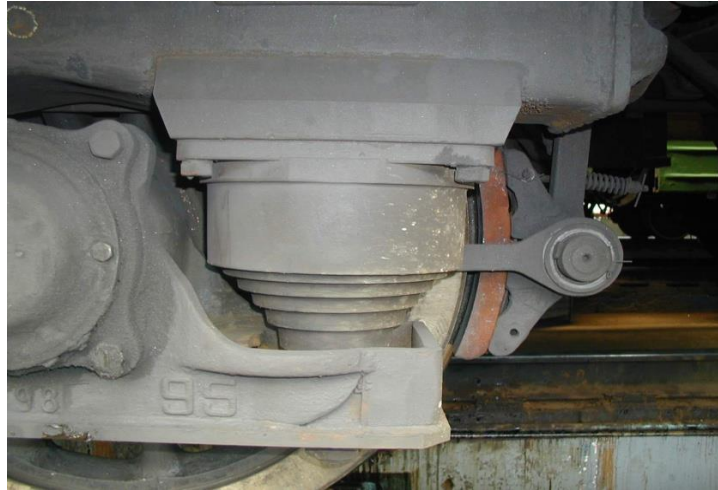


Рисунок 18 – Модернізований буксовий вузол візка електропоїзда з гідрофедером

Гідрофедер забезпечує гасіння коливань за трьома координатами. Особливо активно поглинає вібрацію і шум у повздовжньому вертикальному напрямку.

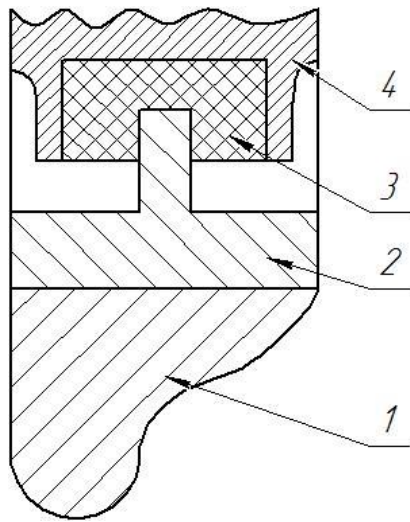
Недоліки:

- залежність жорсткості гуми від температури навколишнього середовища.

### **2.2.3 Пружно-дисипативні елементи в конструкції коліс тягового рухомого складу**

Для зменшення ударної дії колісних пар на рейкову колію був досліджений варіант використання коліс з пружними гумово-металевими елементами. Такі колісні пари випробовувалися на тепловозі 2ТЕ10В (рисунок 19).

На закордонному рухомому складі використовуються гасники вібрації колісної пари ContiTech (рисунок 20). Гасник вібрації колісної пари встановлюють між бандажем і колісним центром. Гасник знижує вплив на колесо від рейки і шум при русі. Він сприяє зниженню зносу, що збільшує термін служби коліс. Основна галузь застосування гасників цього типу – приміські поїзди, метрополітен, трамваї, а також магістральні поїзди залізниць.



1 – бандаж; 2 – обід; 3 – пружний гумовий елемент; 4 – колісний центр

Рисунок 19 – Дослідна колісна пара тепловоза 2ТЕ10В з пружним елементом

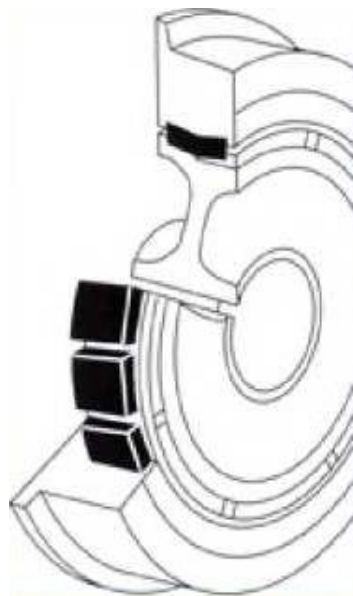


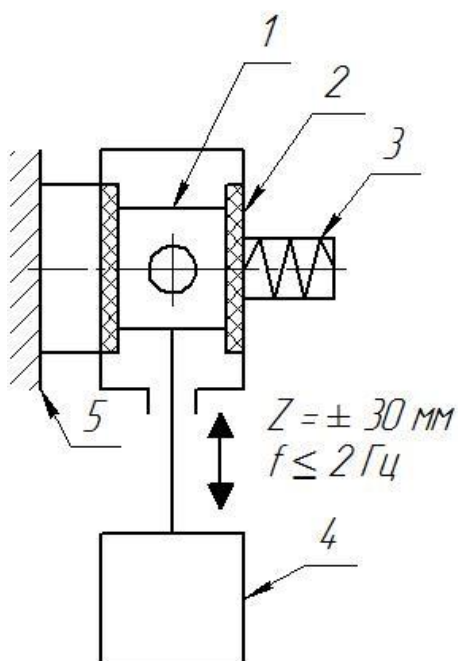
Рисунок 20 – Гасник вібрації колісної пари ContiTech

Недоліки:

- незначний термін служби гумових елементів;
- висока схильність до появи тріщин у бандажі.







1 – сталевий поршень; 2 – вкладиші з накладками з фрикційного матеріалу ( $\mu_{тер} = 0,4$ ); 3 – пружина з натягом  $P_{пр} = 6кН$ ; 4 – бокса; 5 – рама візка

Рисунок 22 – Схема фрикційного гасника коливань

Сила тертя в демпфері, кН:

$$F_{тер} = 2 \cdot \mu_{тер} \cdot P_{пр} .$$

Зменшення сили тертя в демпфері  $F_{тер}$  може привести до резонансу і, як наслідок, до збільшення дії динамічних сил.

Збільшення сили тертя в демпфері  $F_{тер}$  приводить до збільшення динамічної жорсткості  $Ж_{дин}$  та вертикальних прискорень кузова  $z''_к$  і, як наслідок, до збільшення дії динамічних сил.

Зусилля затягування пружини в демпфері обирають так, щоб сила тертя  $F_{тер}$ , кН, дорівнювала

$$F_{тер} = \varphi_{тер} \cdot P_{ст} ,$$

де  $P_{ст}$  – статичне навантаження на пружний елемент;

$\varphi_{тер}$  – коефіцієнт відносного тертя демпфера.

$\varphi_{тер}$  приймають як

$$\varphi_{тер} = 0,05 - 0,06 .$$

Переваги:

- простота конструкції.

Недоліки:

- залежність динамічної жорсткості ресорного підвішування від швидкості руху;

- незалежність демпфірувальної сили від швидкості та стану колії. При незадовільному стані колії доцільно збільшувати коефіцієнт відносного тертя  $\varphi_{тер}$  у два рази.

- нестабільність коефіцієнта тертя  $\mu_{тер}$  ;

- висока швидкість зносу поршня та вкладишів.

### 2.3.2 Гідравлічні гасники коливань (гасники коливань в'язкого тертя)

У гідравлічному демпфері сили опору виникають при русі поршня в циліндрі за рахунок перетікання в'язкої рідини через клапани та дросельні отвори (рисунок 23).

При ході стиснення відкриваються клапани 4 та 5, при ході віддачі відкривається клапан 6.

Сила опору в демпфері:

- при стисненні, Н:

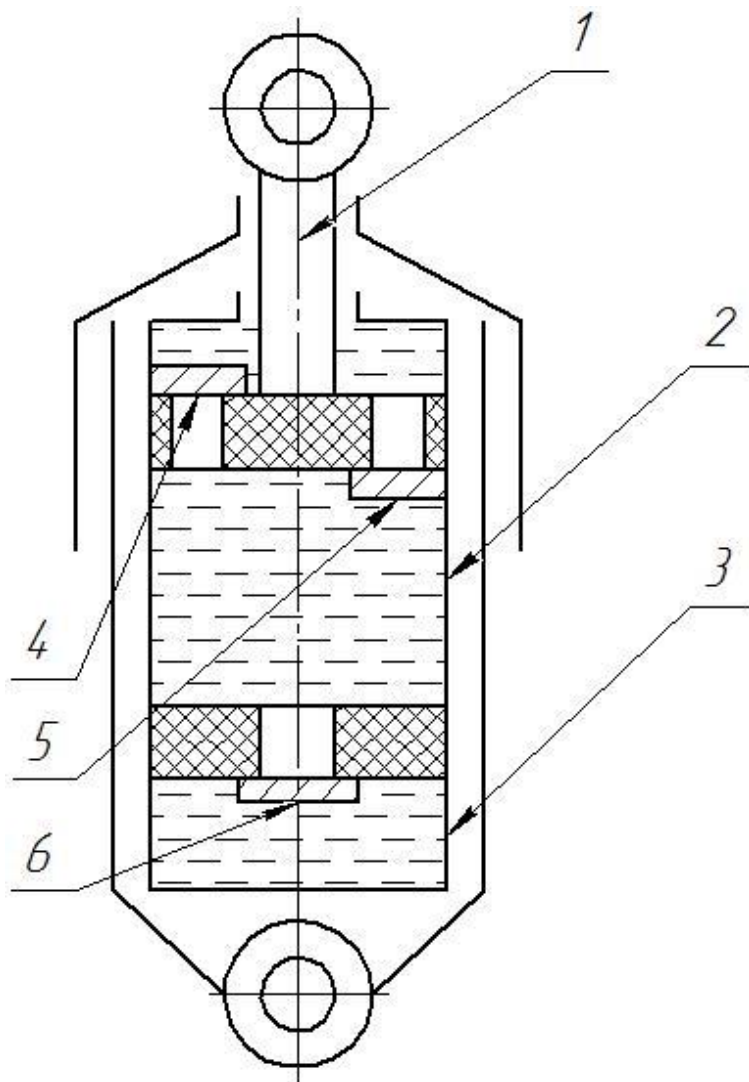
$$F_{ст} = \beta_{ст} \cdot V ;$$

- при віддачі, Н:

$$F_{від} = \beta_{від} \cdot V ,$$

де  $V$  – швидкість руху поршня відносно циліндра, мм/с;

$\beta_{ст}$  ,  $\beta_{від}$  – коефіцієнт в'язкого опору демпфера,  $H \cdot c / мм$  .



1 – шток з поршнем; 2 – циліндр; 3 – масляний резервуар;  
4, 5, 6 – клапани

Рисунок 23 – Схема гідравлічного гасника коливань

Якщо  $\beta_{cm} = \beta_{від}$ , то демпфер має симетричну характеристику. Такі демпфери, як правило, встановлюють у другому ступені ресорного підвішування.

Якщо  $\beta_{cm} \ll \beta_{від}$ , то демпфер має несиметричну характеристику. Такі демпфери доцільно встановлювати в буксовому ступені ресорного підвішування.

Розрахункова схема точки ресорного підвішування з гідравлічним гасником коливань подана на рисунку 24.

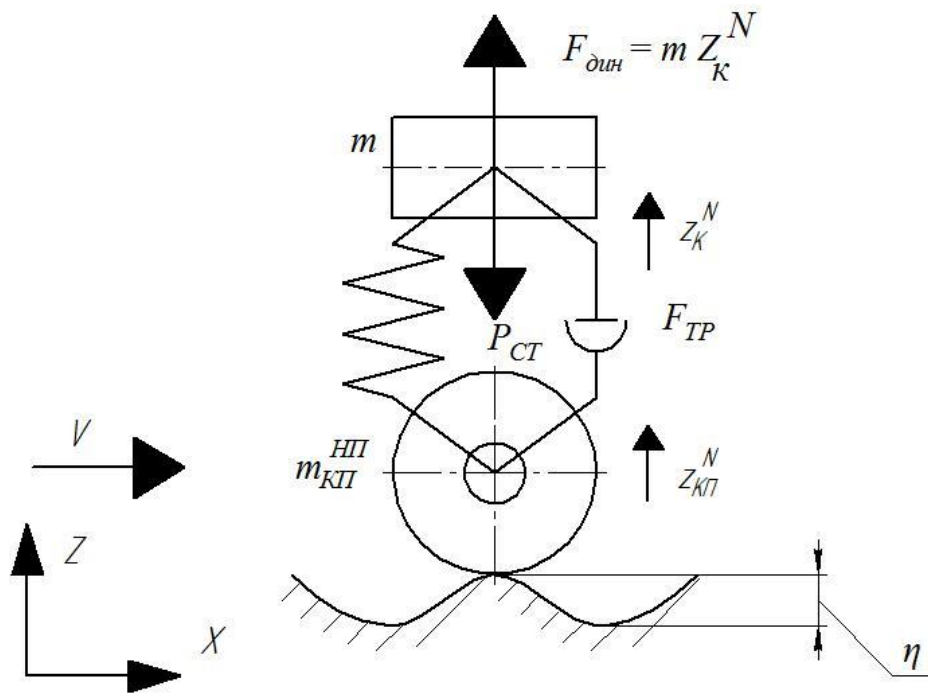


Рисунок 24 – Розрахункова схема точки ресорного підвішування з гідравлічним гасником коливань

Установка в буксовому ступені гідравлічних демпферів з несиметричною характеристикою сприяє зниженню ударних навантажень, що передаються через демпфер на раму візка при ході стиснення. У цьому випадку розсіювання енергії вертикальних коливань буде виконуватися при ході віддачі. Застосовуються демпфери з

$$\beta_{ст} \approx \frac{1}{2} \beta_{від}.$$

Переваги:

- залежність демпфрувальних властивостей від умов руху ТРС;

- зниження рівня дії динамічних сил, що діють на буксу, на 10 – 15 % порівняно з фрикційними демпферами.

Недоліки:

- швидкий знос ущільнень та витікання робочої рідини;  
 - залежність коефіцієнта в'язкого опору від температури навколишнього середовища ( $\beta = f(t_{навок.сеп})$ );

- при встановленні демпфера в буксовому ступені необхідний його спеціальний захист від високочастотних ударних навантажень. З цією метою в демпфері встановлені запобіжні клапани, які спрацьовують при тиску робочої рідини 4,5 МПа;

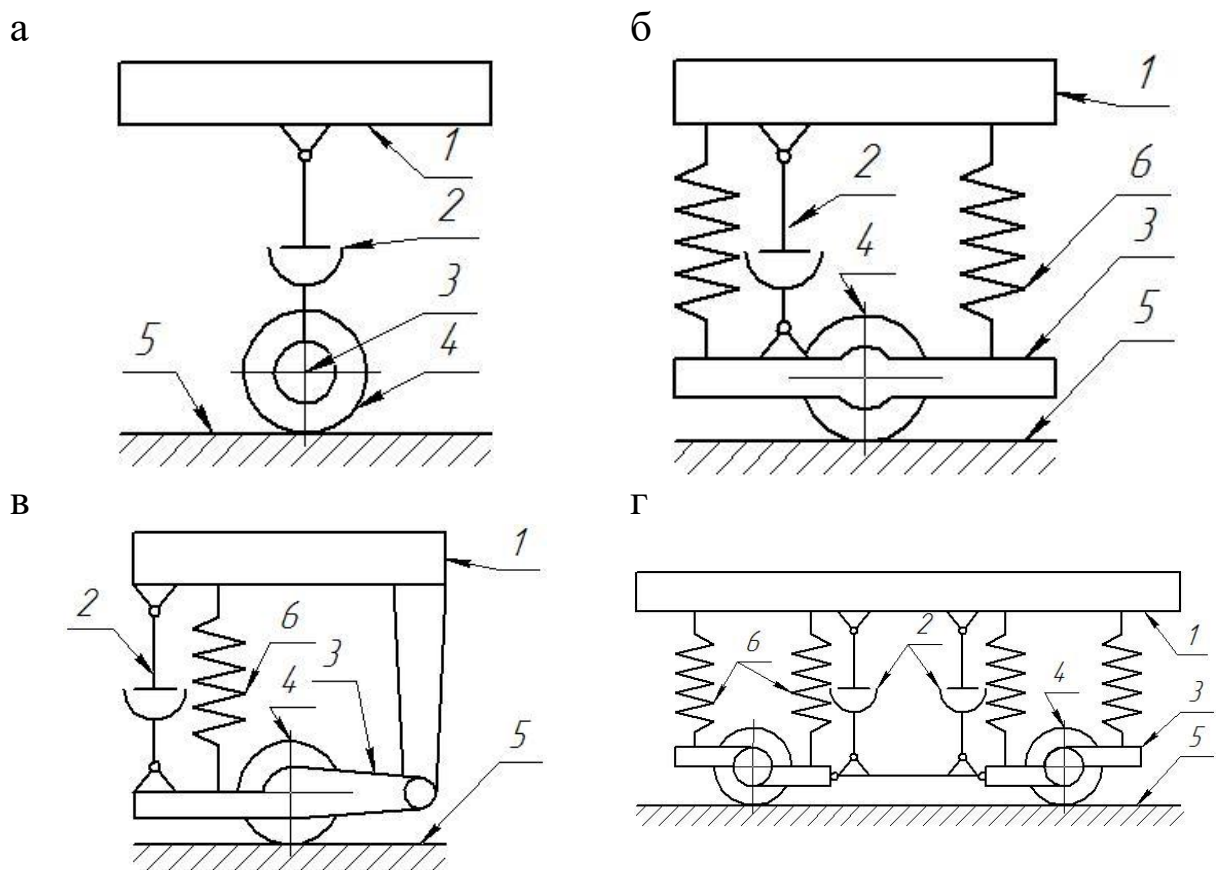
- гідравлічні демпфери не гасять високочастотні коливання з малими амплітудами. Для їх усунення демпфери з'єднуються з буксою та рамою візка через гумово-металеві втулки.

Рівень імпульсних сил, що діють на демпфер, залежить від способу встановлення демпфера між буксою та рамою візка (таблиця 1).

Таблиця 1 – Рівень імпульсних сил залежно від схеми встановлення демпфера

Спосіб установлення демпфера	Рівень імпульсних сил, %	Серії локомотивів
1 По центру букси (рисунок 25, а)	100	ТГМ40, ТУ7, 2ТЕ25К
2 На крилі букси (рисунок 25, б, в)	80	ЕП10 ЧМЕЗ
3 На шарнірній балці між буксами (рисунок 25, г)	25 – 35	ТГМ9, ТГМ12

При проходженні колесом коротких нерівностей колії хід штока демпфера зменшується як мінімум у два рази порівняно з установкою по центру букси. За рахунок цього рівень динамічних імпульсних сил зменшується в 3–4 рази, що підвищує надійність та довговічність демпфера [6].



1 – рама візка; 2 – демпфер; 3 – букса; 4 – колісна пара; 5 – рейка;  
6 – пружина

Рисунок 25 – Схеми встановлення демпфера

### 3 ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ТА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ

#### План лекції

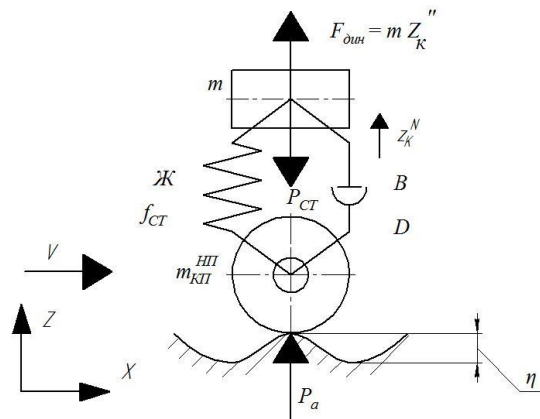
3.1 Основні параметри та показники ресорного підвішування.

3.2 Взаємозв'язок параметрів та показників роботи ресорного підвішування.

3.3 Вплив жорсткості на показники роботи ресорного підвішування.

3.4 Вплив ступеня демпфірування ресорного підвішування на показники його роботи.

Розрахункова схема точки ресорного підвішування наведена на рисунку 26.



$m$  – маса надресорної будови, що припадає на точку ресорного підвішування;  $P_{ct} = mg$  – вага надресорної будови, що припадає на точку ресорного підвішування;  $\eta$  – вертикальні переміщення колеса;  $z_k''$  – вертикальні прискорення кузова

Рисунок 26 – Розрахункова схема точки ресорного підвішування

### 3.1 Основні параметри та показники ресорного підвішування

Основні параметри ресорного підвішування:

- 1) жорсткість:  $J$ ,  $H / \text{мм}$ ;
- 2) статичний прогин:  $f_{ct}$ ,  $\text{мм}$ ;
- 3) коефіцієнт в'язкого опору демпфера:  $\beta$ ,  $\frac{H \cdot c}{\text{мм}}$ ;
- 4) коефіцієнт відносного демпфування:  $D = \frac{\beta}{2\sqrt{J \cdot m}}$ .

Основні показники роботи ресорного підвішування:

- 1) вертикальне прискорення кузова:  $z_k''$ ,  $\text{м} / \text{с}^2$ ;
- 2) динамічна сила, що діє на кузов:  $F_{дин} = m \cdot z_k''$ ,  $H$ ;
- 3) коефіцієнт вертикальної динаміки кузова:



$$k_{\text{дин } F}^{\epsilon} = \frac{F_{\text{дин}}}{P_{\text{ст}}} = \frac{m \cdot z_{\kappa}''}{m \cdot g} = \frac{z_{\kappa}''}{g}.$$

Відповідно до технічних вимог до ТРС регламентуються значення коефіцієнта вертикальної динаміки кузова:

$$k_{\text{дин } F}^{\epsilon} \leq (0,35 - 0,40),$$

$$z_{\kappa}'' \leq (0,35 - 0,40)g, \text{ м/с}^2.$$

За емпіричною залежністю ВНДІЗТу:

$$k_{\text{дин } F}^{\epsilon} = 0,1 \div 0,2 \cdot \frac{V[\text{км / год}]}{f_{\text{ст}}[\text{мм}]}.$$

Отже, необхідне значення статичного прогину  $f_{\text{ст}}$  повинно становити

$$f_{\text{ст}}[\text{мм}] \geq V_{\kappa}[\text{км / год}].$$

Іноді коефіцієнт вертикальної динаміки для різних вузлів розраховують за іншими формулами:

$$k_{\text{дин } \Delta}^{\epsilon} = \frac{f_{\text{дин}}}{f_{\text{ст}}} \text{ або } k_{\text{дин } \sigma}^{\epsilon} = \frac{\sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{ст}}},$$

де  $f_{\text{дин}}$ ,  $f_{\text{ст}}$  – прогини динамічний та статичний;

$\sigma_{\text{дин}}$ ,  $\sigma_{\text{ст}}$  – напруження, що виникають під дією динамічних та статичних сил.

### **3.2 Взаємозв'язок параметрів та показників роботи ресорного підвішування**

Рівняння вільних вертикальних коливань кузова (при скиданні локомотива з клинів):

$$m \cdot z_{\kappa}'' + \beta \cdot z_{\kappa}' + \mathcal{J} \cdot z_{\kappa} = 0,$$

де  $m \cdot z_k''$  – сила інерції;  
 $\beta \cdot z_k'$  – демпфірувальна сила;  
 $\mathcal{J} \cdot z_k$  – сила пружності.

Рівняння вимушених вертикальних коливань кузова:

$$m \cdot z_k'' + \beta \cdot (z_k' - \eta') + \mathcal{J} \cdot (z_k - \eta) = 0,$$

$$m \cdot z_k'' + \beta \cdot z_k' + \mathcal{J} \cdot z_k = \beta \cdot \eta' + \mathcal{J} \cdot \eta = P_\theta,$$

де  $P_\theta$  – зовнішня збуджувальна сила;  
 $\beta \cdot \eta'$  – непружна складова  $P_\theta$ ;  
 $\mathcal{J} \cdot \eta$  – пружна складова  $P_\theta$ .

Вертикальні прискорення кузова:

$$z_k'' = \frac{\mathcal{J} \cdot (\eta - z_k) + \beta \cdot (\eta' - z_k')}{m}, \text{ м / с}^2.$$

Таким чином:

- 1) з  $\uparrow m \rightarrow z_k'' \downarrow$ ;
- 2) з  $\uparrow \eta \rightarrow z_k'' \uparrow$ ;
- 3) з  $\uparrow \eta, \uparrow v \rightarrow \eta' \rightarrow z_k'' \uparrow$ ;
- 4) з  $\uparrow \mathcal{J} \rightarrow z_k'' \uparrow$ ;
- 5) з  $\uparrow \beta \rightarrow z_k'' \uparrow$ .

Тобто для зменшення вертикальних прискорень кузова необхідно:

- 1)  $\mathcal{J} \rightarrow \min$ ;
- 2)  $f_{cm} \rightarrow \max$ ;
- 3)  $\beta \rightarrow \min$ .

Водночас необхідно враховувати явище резонансу, при виникненні якого амплітуда вертикальних коливань збільшується, а ТРС може зійти з рейок.

### 3.3 Вплив жорсткості на показники роботи ресорного підвішування

Частота власних вертикальних коливань, Гц:

$$f_{вл} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{\mathcal{E}}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mg}{P_{cm}}} = \frac{0,5}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

З урахуванням сил тертя в щелепах або вертикальної жорсткості буксових поводків, Гц:

$$f_{вл} = \frac{0,6}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

Частота вимушених коливань, що виникають при проходженні рейкових стиків, Гц:

$$f_{вим} = \frac{V}{3,6 \cdot L_p},$$

де  $V$  – швидкість локомотива, км/год;

$L_p$  – довжина рейки, м.

При деякій швидкості руху, яка називається резонансною швидкістю, значення  $f_{вл}$  та  $f_{вим}$  збігаються, за цих умов настає різке збільшення вертикальних прискорень кузова (таблиця 2, рисунок 27), км/год:

$$\frac{V_{рез}}{3,6 \cdot L_p} = \frac{0,6}{\sqrt{f_{cm}}},$$

$$V_{рез} = 3,6 \cdot L_p \cdot \frac{0,6}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

Таблиця 2 – Резонансна швидкість деяких серій локомотивів при  $L_p = 12,5 \text{ м}$

Параметр	2ТЕ116	2ТЕ10М	ТЕП70
$f_{cm}$ , мм	75	125	180
$V_{рез}$ , км/год	100	76	64

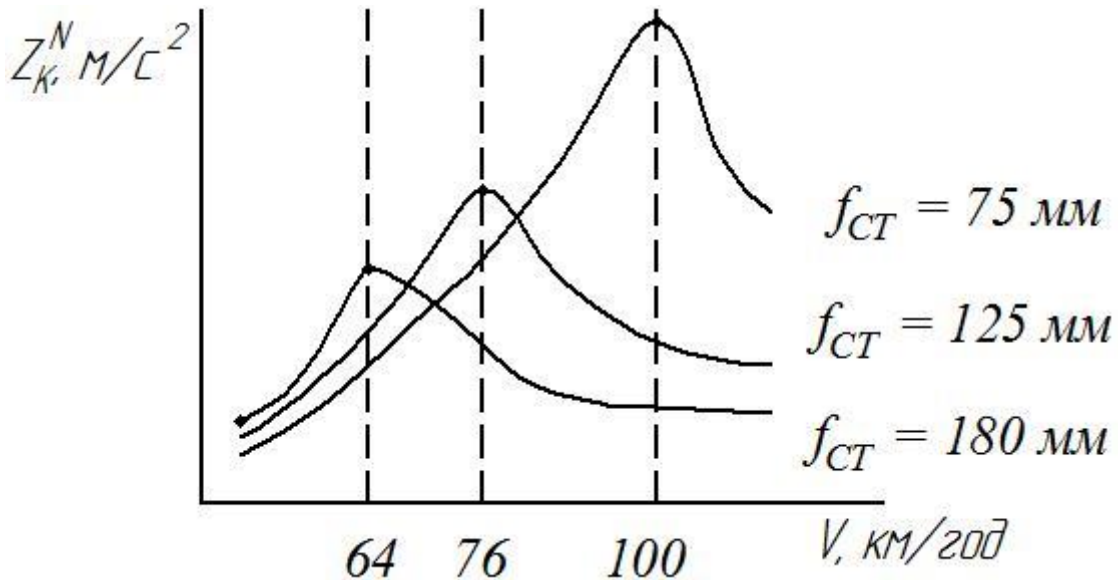


Рисунок 27 – Залежність вертикальних прискорень кузова від величини статичного прогину

Раніше в локомотивобудуванні було прийнято, щоб  $V_{рез} \geq V_k$ . Для цього ресорне підвішування повинно бути достатньо жорстким, щоб забезпечити безрезонансний режим вертикальних коливань. У теперішній час спостерігається тенденція до зниження жорсткості ресорного підвішування та збільшення його статичного прогину (таблиця 3).

Таблиця 3 – Статичний прогин деяких серій локомотивів

Показник	2ТЕ10Л	2ТЕ10М	2ТЕ121	ТЕП60	ТЕП70	ТЕП150
$f_{cm}$ , мм	75	125	141	94	170	175

Зниження жорсткості ресорного підвішування дає змогу:  
 - суттєво зменшити вертикальні прискорення кузова та дії динамічних сил у широкому діапазоні швидкостей руху;

- перенести значення резонансної швидкості  $V_{рез}$  у зону малих швидкостей руху, яка характеризується невисокою енергією коливань і невисокими вертикальними прискореннями кузова. За цих умов ресорне підвішування має важливу властивість – малу чутливість до зміни (втрати) демпфування.

### 3.4 Вплив ступеня демпфірування ресорного підвішування на показники його роботи

Необхідний коефіцієнт в'язкого опору гідравлічного демпфера, встановленого паралельно з пружним елементом:

$$\beta = 2D \cdot \sqrt{ж \cdot m},$$

де  $ж$  – жорсткість у точці ресорного підвішування;

$m$  – маса надресорної будови ТРС, що припадає на точку ресорного підвішування;

$D$  – коефіцієнт відносного демпфірування.

$$\beta = 2D \cdot \sqrt{m \cdot \frac{mg}{f_{cm}}} = 2D \cdot m \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}.$$

$\uparrow f_{cm} \rightarrow \beta \downarrow$  – ресорне підвішування стає менш вимогливим до величини демпфірування. Тобто необхідне значення  $\beta$  залежить від величини коефіцієнта відносного демпфування  $D$ , який характеризує інтенсивність гасіння коливань (рисунки 27, 28).

При  $D=0.1$  настає різке збільшення  $z''_к$  при  $V_{рез}$ .

При  $D=0.4$  різке збільшення  $z''_к$  в зарезонансній області через збільшення  $\beta \cdot \eta'$  – непружної складової збуджувальної сили. Тому для локомотивів задають:

$$0,2 \leq D \leq 0,4.$$

Однак для високошвидкісного ТРС ( $V_k \geq 200$  км / год,  $f_{cm} \geq 250$  мм,  $V_{рез} \approx 50$  км / год) встановлюють  $D = 0,15$ .

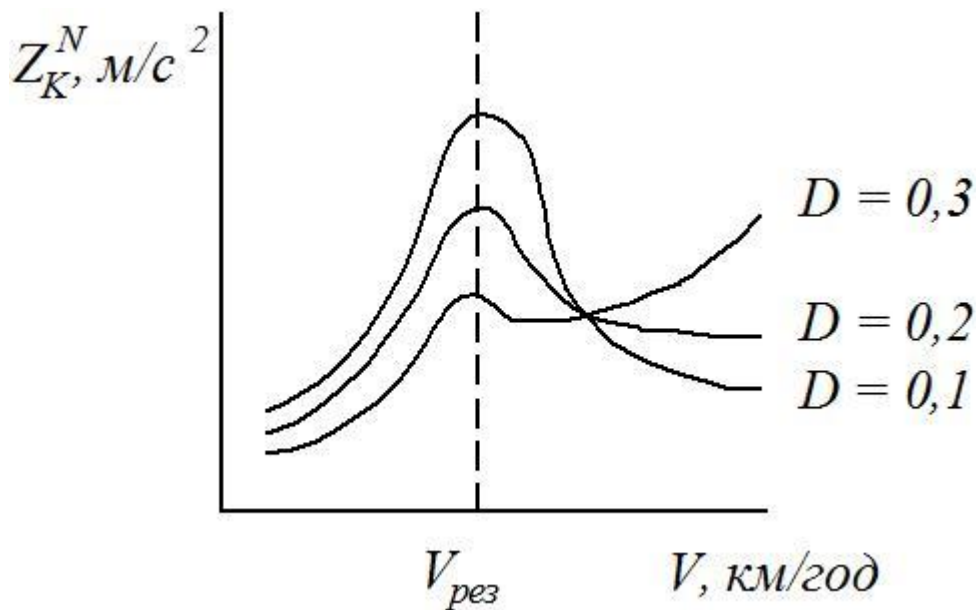


Рисунок 28 – Залежність  $z_k''$  від  $D$  при  $f_{cm} = const$

#### 4 ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

##### План лекції

- 4.1 Кількість ступенів ресорного підвішування.
- 4.2 Статичний прогин.
- 4.3 Розподіл загального статичного прогину між ступенями ресорного підвішування.
- 4.4 Демпфірування ресорного підвішування.

##### 4.1 Кількість ступенів ресорного підвішування

Нормами проектування ТРС встановлено, що всі нові зразки ТРС повинні бути обладнані двоступеневим ресорним підвішуванням з розділеними системами демпфування ступенів гідравлічними демпферами [7].

## 4.2 Статичний прогин

Загальний статичний прогин  $f_{cm\Sigma}$ , мм, відповідно до норм проектування, повинен бути

$$f_{cm\Sigma} [\text{мм}] \geq V_k [\text{км / год}] + (20 \div 30) \text{ мм.}$$

Максимальна величина статичного прогину обмежується умовами нормальної роботи локомотивних бригад:

$$f_{\text{вл}} \approx \frac{0,6}{\sqrt{f_{cm}}} > 1 \text{ Гц.}$$

Зазвичай ресорне підвішування налаштовують на частотний діапазон  $1,0 \leq f_{\text{вл}} \leq 1,3$  Гц.

## 4.3 Розподіл загального статичного прогину між ступенями ресорного підвішування

Нераціональний розподіл:

$$f_{cm1} = f_{cm2} = \frac{f_{cm\Sigma}}{2}.$$

Раціональний розподіл:

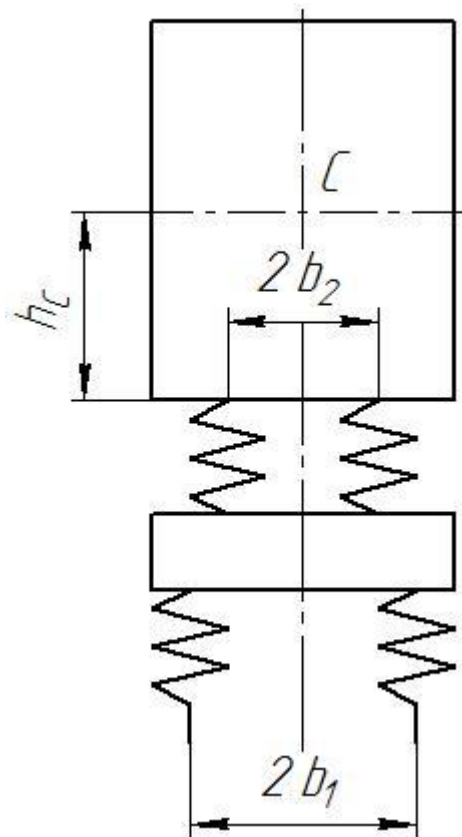
$$\frac{f_{cm2}}{f_{cm1}} = \frac{2}{1} \text{ або } \frac{f_{cm2}}{f_{cm\Sigma}} = \frac{2}{3}.$$

При такому розподілі прогину демпфери в буксовому ступені можливо не застосовувати.

Обмеження статичного прогину:

- за динамічними навантаженнями на раму візка та тяговий привод  $f_{cm1} \geq 55$  мм.;
- за умовами роботи тягового привода  $f_{cm1} \leq 100$  мм.;

- за умовами поперечної стійкості кузова до перекидання (рисунок 29).



$h_c$  – висота центра мас кузова

Рисунок 29 – Схема екіпажа при розрахунку поперечної стійкості

$$f_{cm1} + \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2 \cdot f_{cm2} \leq \frac{b_1^2}{h_c + 2}.$$

#### 4.4 Демпфірування ресорного підвішування

Одноступеневе ресорне підвішування подано на рисунку 30.



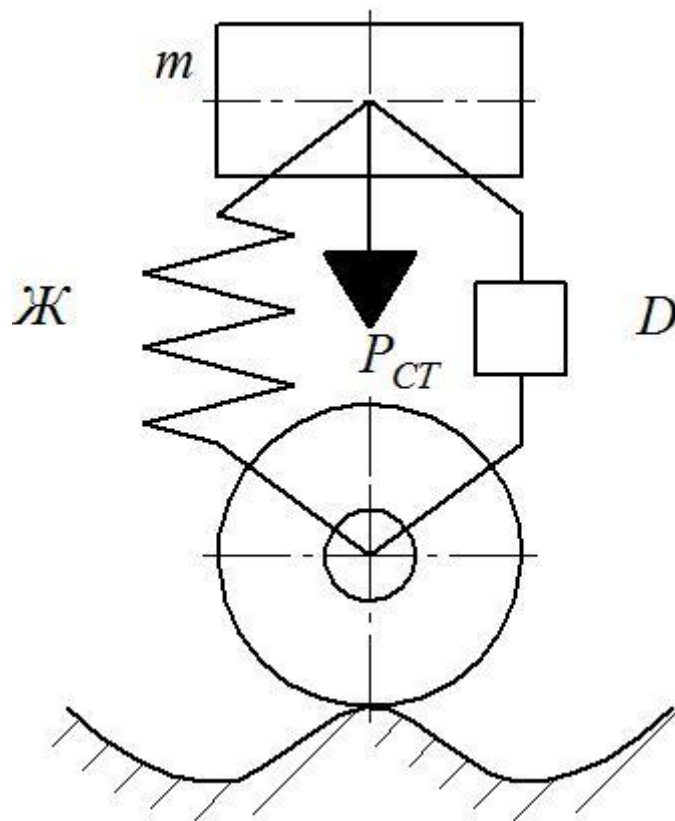


Рисунок 30 – Схема точки одноступеневого ресорного підвішування для розрахунку ступеня демпфірування

Розрахунок ступеня демпфірування ресорного підвішування:

1) при гідравлічному демпфері:

$$\beta = 2D \cdot \sqrt{жс \cdot m}, \text{ при } D \approx 0,2 \div 0,4,$$

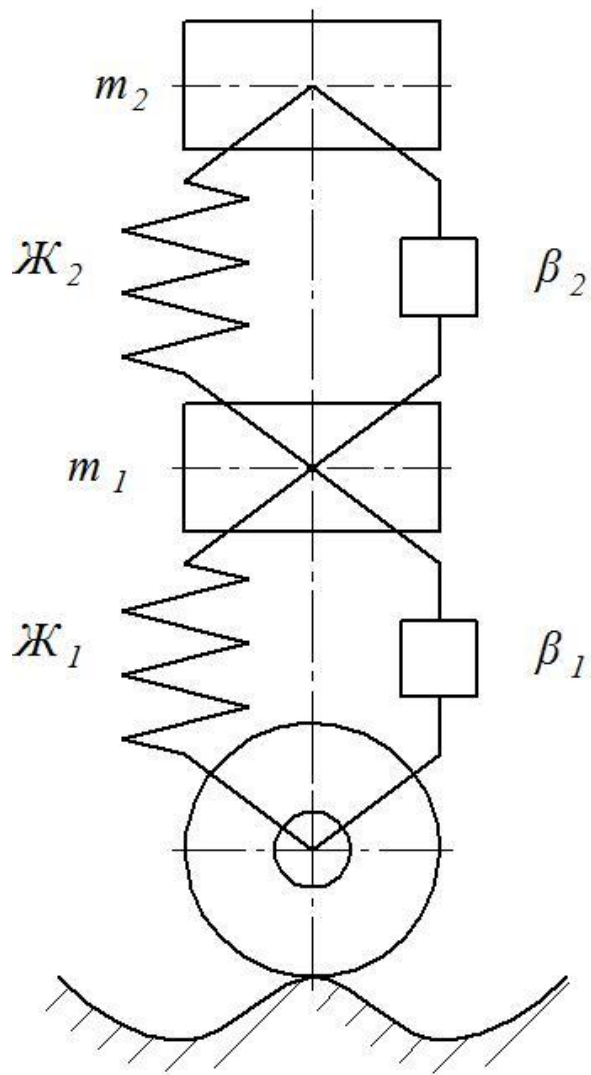
$$\beta_{ст} = \frac{1}{2} \beta_{від} \approx \frac{\beta}{1,5},$$

$$\beta_{від} = \frac{2\beta}{1,5};$$

2) при фрикційному демпфері, Н:

$$F_{тер} = \varphi_{тер} \cdot P_{ст} = (0,05 \div 0,06) \cdot m \cdot g.$$

Двоступеневе ресорне підвішування подано на рисунку 31.



$m_2$  – маса кузова, що припадає на візок;  $m_1$  – підресорена маса візка

Рисунок 31 – Схема точки двоступеневого ресорного підвішування для розрахунку ступеня демпфірування

$$f_{cm2} = \frac{m_2 \cdot g}{\mathcal{J}_2} ,$$

$$D_2 = \frac{\beta_2}{2\sqrt{\mathcal{J}_2 \cdot m_2}} ,$$

$$f_{cm1} = \frac{(m_2 + m_1)}{\mathcal{J}_1} \cdot g ,$$

$$D_1 = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2\sqrt{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot m_1}}.$$

Кількість демпферів кузовного ступеня та їх коефіцієнт в'язкого опору обирають так, щоб  $D_2 = 0,2 \div 0,4$ .

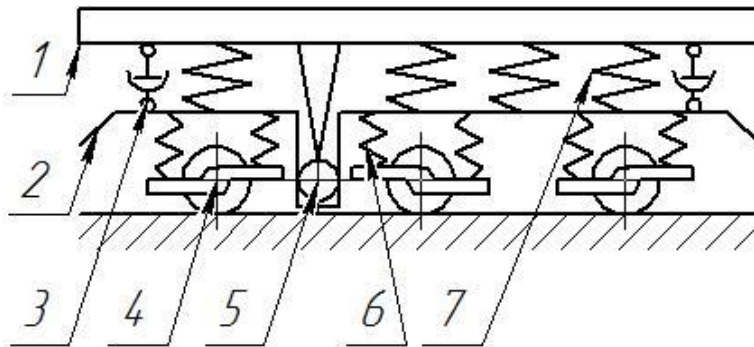
При  $\frac{f_{cm2}}{f_{cm\Sigma}} \geq \frac{2}{3}$ , мм, значення  $D_2 = 0,2 \div 0,4$  досягається, як правило, при  $\beta_1 = 0$ , тобто при відсутності демпфірування в буксовому ступені.

## 5 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

План лекції

5.1 Особливості конструкції ресорного підвішування тягового рухомого складу.

Тепловоз ТЕП70 (рисунок 32).



1 – рама локомотива; 2 – рама візка; 3 – гасник коливань;  
4 – букса; 5 – шворінь; 6 – пружинний комплект першого ступеня; 7 – пружинний комплект другого ступеня

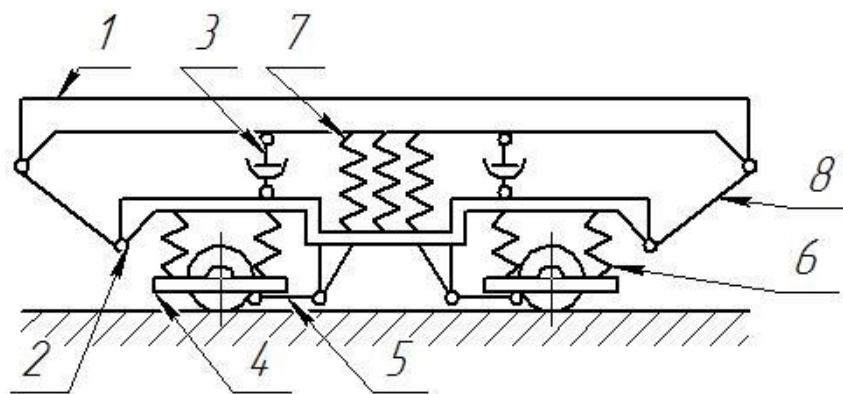
Рисунок 32 – Схема ресорного підвішування тепловоза ТЕП70

Особливості конструкції:

- службова маса  $m_{сл} = 129$  т;

- статичний прогин першого ступеня  $f_{cm1} = 55$  мм;
- статичний прогин другого ступеня  $f_{cm2} = 115$  мм;
- $\frac{f_{cm2}}{f_{cm\Sigma}} \approx \frac{2}{3}$ , тобто демпферів у буксовому ступені нема;
- у кузовному ступені встановлено чотири гідравлічних демпфери для гасіння вертикальних коливань;
- пружини другого ступеня «Флексикоїл» одночасно виконують функції опор кузова на візок та другого ступеня ресорного підвішування, а також поворотальних пристроїв. Поперечні переміщення кузова відносно візка → поперечне згинання пружин → утворення поперечної поворотальної сили. Поворот візка → поперечне та повздовжнє згинання пружин → утворення поворотального моменту візка;
- для гасіння поперечних коливань кузова відносно візка, у кузовному ступені встановлені два поперечних демпфери;
- шворінь кульовий низько розташований, що сприяє підвищенню тягових властивостей локомотива з двоступеневим ресорним підвішуванням.

### Тепловоз ТЕМ21 (рисунок 33).



- 1 – рама локомотива; 2 – рама візка; 3 – гасник коливань;  
 4 – букса; 5, 8 – поводок; 6 – пружинний комплект першого ступеня; 7 – пружинний комплект другого ступеня

Рисунок 33 – Схема ресорного підвішування тепловоза ТЕМ21

Особливості конструкції:

- ресорне підвішування «Флексикоїл» з можливістю поперечного та повздовжнього згинання пружин у кузовному ступені;

-  $f_{cm\Sigma} = 150 \text{ мм}$ , у буксовому ступені демпфера нема;

- у кузовному ступені встановлено чотири гіродемпфери для гасіння вертикальних коливань та два демпфери для гасіння поперечних коливань;

- букса одноповідкова  $\rightarrow$  компактне з'єднання з візком  $\rightarrow$  можливість зменшення маси та довжини візка.

Недоліки одноповідкових букс:

- можливість перекосу колісної пари відносно корпусу букси під дією поперечної сили  $Y$ ;

- пружини буксового ступеня навантажені додатковим згинальним моментом у площині  $Z$ , який створюється силами, що виникають у буксових повідках. Для усунення цих недоліків у візках з одноповідковими буксами збільшують повздовжню поперечну жорсткість пружин буксового ступеня. При цьому  $f_{cm1} \downarrow \rightarrow f_{cm2} \uparrow$ , тому одноповідкові букси застосовують, як правило, при двоступеневому ресорному підвішуванні;

- візок безшворневий, передача повздовжніх сил від візка до рами кузова двома нахиленими тягами. Застосування нахилених тяг зменшує перерозподіл ваги між колісними парами  $i$ , як наслідок, підвищує тягові властивості локомотива.

Недоліки нахилених тяг:

- нахилені тяги обмежують мінімальний радіус проходження кривих.

**Дизель-поїзд ДР-1 (рисунок 34).**

Особливості конструкції:

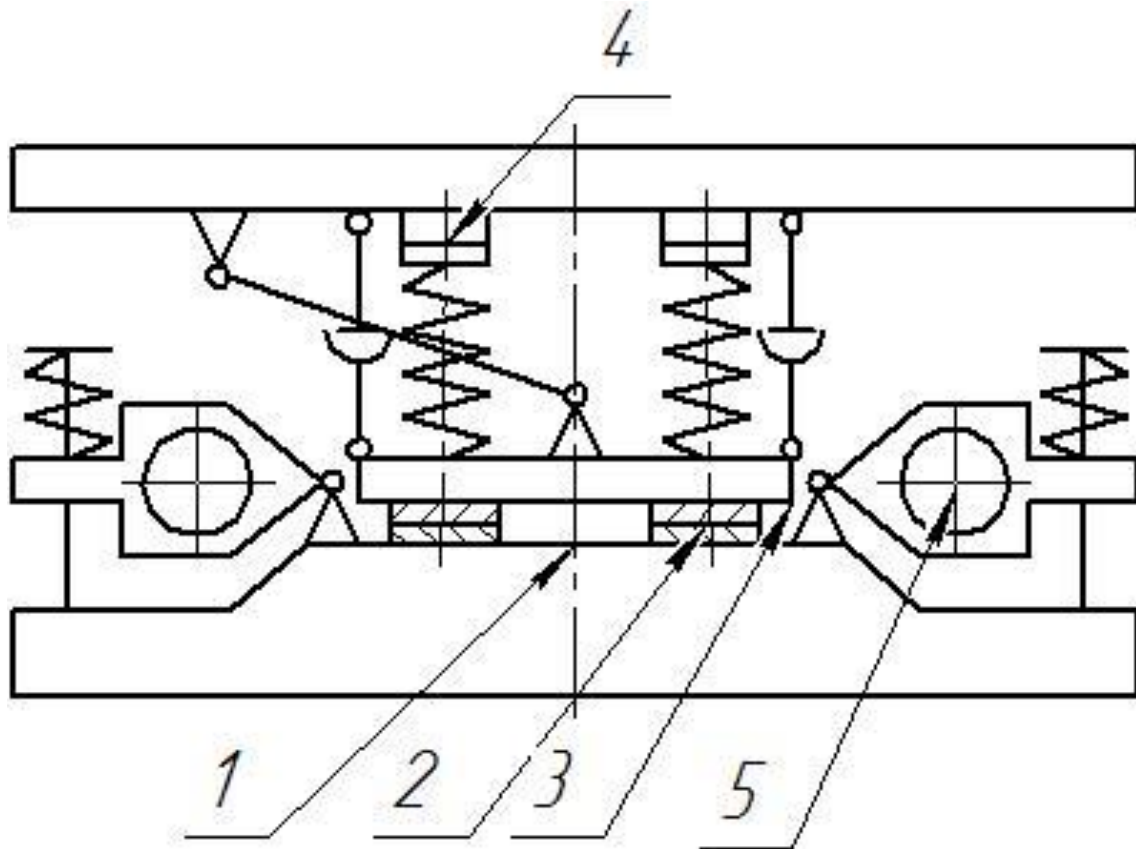
- передача вертикальних сил: кузов  $\rightarrow$  ресорне підвішування другого ступеня  $\rightarrow$  проміжна шворнева балка  $\rightarrow$  ковзуни  $\rightarrow$  рама візка;

- передача повздовжніх сил: рама візка  $\rightarrow$  шворинь  $\rightarrow$  проміжна шворнева балка  $\rightarrow$  нахилені тягові повідки  $\rightarrow$  кузов;

- ресорне підвішування другого ступеня «Флексикоїл», яке допускає поперечну деформацію пружин;

- пружини «Флексикоїл» згинаються при поперечному переміщенні кузова, але не згинаються при повороті візка;

- поворот візка здійснюється у шворні відносно проміжної шворневої балки. При цьому виникають сили тертя в ковзунах;
- шарнірне спирання кузова на пружини другого ступеня ресорного підвішування.



- 1 – шворінь; 2 – бокові опори ковзання (чотири на візок);  
 3 – проміжна шворнева балка; 4 – ножова опора кузова на пружинний комплект «Флексикоїл»; 5 – букса

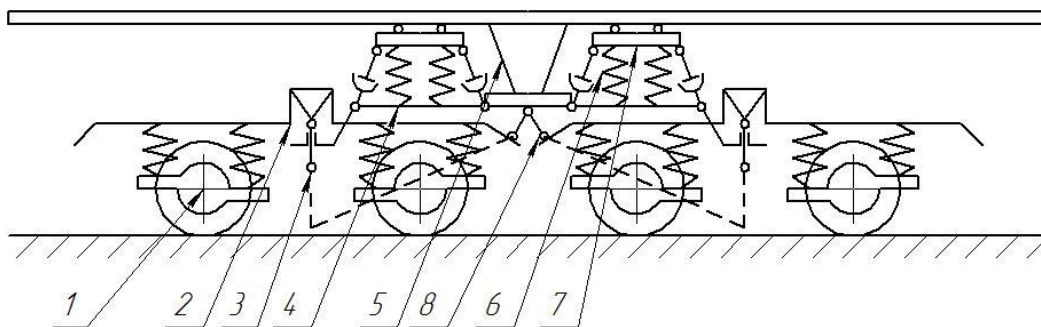
Рисунок 34 – Схема ресорного підвішування ДР1

### Тепловоз ТЕМ7 (рисунок 35).

Особливості конструкції:

- $f_{cm1} = 56 \text{ мм}$ ;  $f_{cm2} = 120 \text{ мм}$ ;
- $\frac{f_{cm2}}{f_{cm1}} = \frac{2}{1}$ , демпфірування буксового ступеня нема;
- пружини другого ступеня не деформуються при повороті візка та поперечному переміщенні кузова. Деформацію пружин не допускають плоскі роликові опори;

- поперечні переміщення кузова здійснюються разом з проміжною рамою за рахунок відхилення маятникових підвісок. При цьому виникає поперечна повертальна сила кузова;
- поворот двовісних візків відносно проміжної рами здійснюється за рахунок відхилень маятникових підвісок. При цьому утворюється повертальний момент двовісного візка;
- передача вертикальних сил: кузов → плоска роликів опора → ресорне підвішування другого ступеня → проміжна рама → маятникові підвіски → рама двовісного візка → ресорне підвішування буксового ступеня → букси;
- передача повздовжніх сил: букси → повідки → рама двовісного візка → нахилений тяговий механізм → проміжна рама → шворінь → кузов;
- осі нахилених тяг перетинаються з рівнем головки рейки по геометричних центрах двовісних візків, це сприяє підвищенню тягових властивостей локомотива.



- 1 – повідкова букса; 2 – рама двовісного візка; 3 – маятникова підвіска (2 шт. на двовісний візок); 4 – проміжна рама;  
 5 – шворінь; 6 – другий ступінь ресорного підвішування;  
 7 – плоска роликів опора; 8 – нахилений тяговий механізм

Рисунок 35 – Схема ресорного підвішування тепловоза ТЕМ7

Особливості конструкції:

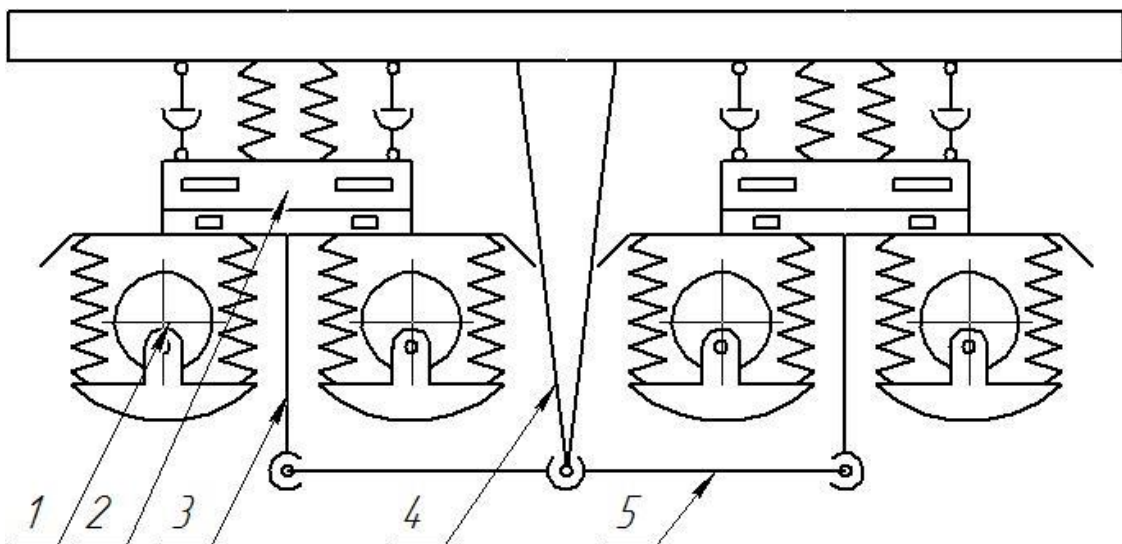
- $f_{cm1} = 58 \text{ мм}$ ;  $f_{cm2} = 122 \text{ мм}$ ;
- $\frac{f_{cm2}}{f_{cm1}} = \frac{2}{1}$ ;
- пружини другого ступеня не деформуються при повороті двовісного візка та поперечних переміщеннях кузова;

- поворот та відніс двовісного візка здійснюється за рахунок роботи двоярусної роlikової опори. При цьому з'являється поперечна повертальна сила та повертальний момент у двовісних візках;

- передача вертикальних сил: кузов → ресорне підвішування другого ступеня → двоярусна роlikова опора → рами двовісних візків → ресорне підвішування буксового ступеня → букси;

- передача повздовжніх сил: букси → повідки → рама двовісного візка → шворні візків → шарнірна тягова балка → шворінь кузова → кузов.

### Тепловоз ТЕ136 (рисунок 36).

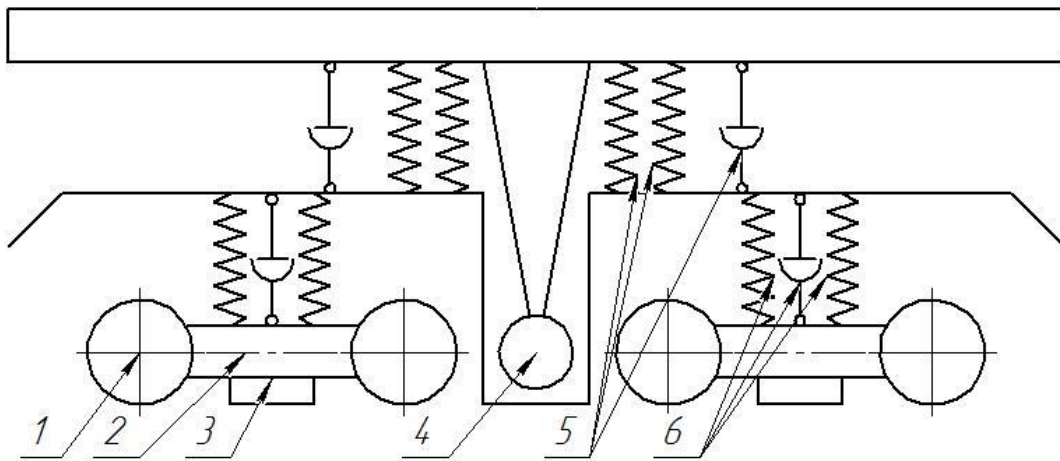


- 1 – повідкова букса; 2 – двоярусна роlikова опора;  
3 – шворневий пристрій двовісного візка;  
4 – низькорозташований шворінь кузова; 5 – шарнірна тягова балка

Рисунок 36 – Схема ресорного підвішування тепловоза ТЕ136

### Тепловоз ТЕП80 (рисунок 37).





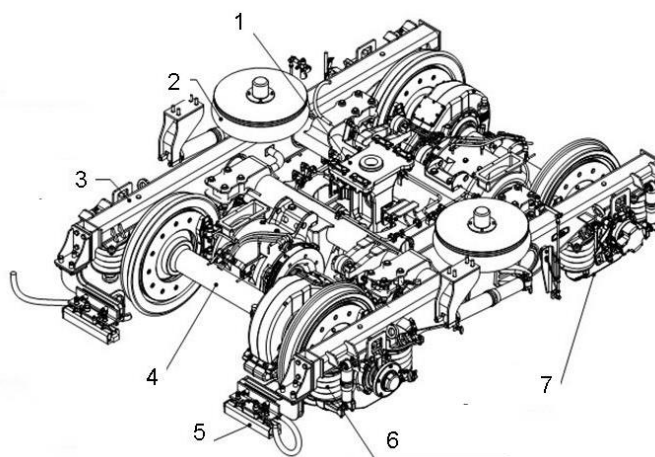
1 – букси; 2 – балансир; 3 – шплінтон; 4 – низькорозташований шворінь; 5 – ресорне підвішування другого ступеня «Флексикоїл»; 6 – буксовий ступінь ресорного підвішування

Рисунок 37 – Схема ресорного підвішування тепловоза ТEP80

Особливості конструкції:

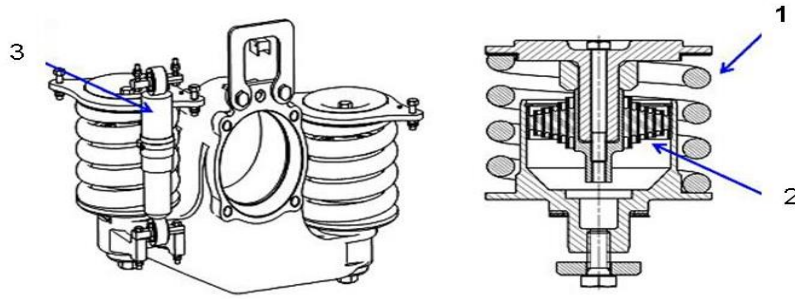
- безрамні двовісні візки, сформовані двома сусідніми колісними парами та двома балансирами;
- наявність буксового балансира приводить до зростання непруженої маси колісних пар та збільшення вертикальних навантажень на рейкову колію.

**Електропоїзд Хюндай CS2 (рисунки 38–41).**



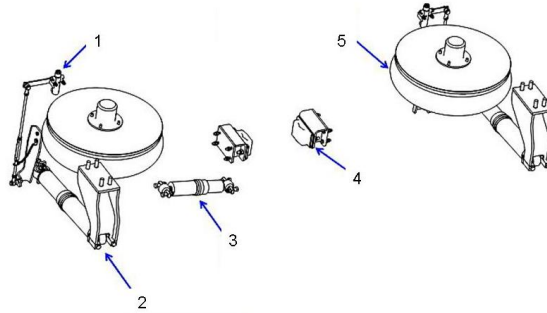
1 – шворневий пристрій; 2 – пневматична ресора діафрагмового типу; 3 – рама візка; 4 – колісна пара; 5 – котушка АЛСН; 6 – ресорне підвішування буксового ступеня; 7 – букса

Рисунок 38 – Візок електропоїзда Хюндай CS2



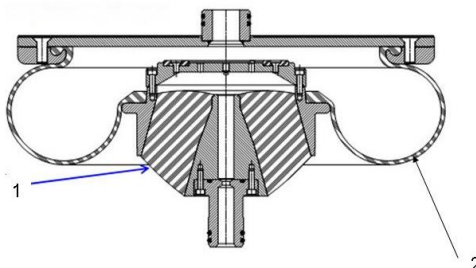
1 – гвинтова пружина; 2 – гумово-металевий блок;  
3 – гідравлічний гасник коливань

Рисунок 39 – Буксовий ступінь ресорного підвішування електропоїзда Хюндай CS2



1 – зрівняльний клапан пневмосистеми; 2 – гасник кутових коливань візка; 3 – гасник поперечних коливань кузова; 4 – обмежувачі поперечних переміщень кузова; 5 – пневматична ресора

Рисунок 40 – Кузовний ступінь ресорного підвішування електропоїзда Хюндай CS2



1 – метакон; 2 – діафрагма

Рисунок 41 – Пневматична ресора електропоїзда Хюндай CS2

Особливості конструкції:

- поперечні переміщення кузова та поворот візка забезпечуються деформацією пневматичних ресор у поперечному та повздовжньому напрямках, вони також створюють повертальну силу кузова та повертальний момент візка;
- для створення демпфівального моменту візка застосовується гідравлічний демпфер кутових коливань;
- пневматична ресора має всередині метакон (конічну гумову пружину), який утримує кузов в опущеному стані та забезпечує рух при несправності системи пневмопідвішування;
- зрівняльний клапан підтримує висоту підлоги постійною, незалежно від маси пасажирів;
- наявність гідравлічного демпфера в буксовому ступені.

## **КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ**

1 Як класифікується ресорне підвішування за способом передачі ваги від кузова на раму візка та далі на колісні пари?

2 За яких умов ресорне підвішування вважається двоступеневим?

3 Які переваги та недоліки двоступеневого ресорного підвішування?

4 Що таке індивідуальне та збалансоване ресорне підвішування?

5 Що таке збалансоване ресорне підвішування?

6 Що таке одинарне та подвійне ресорне підвішування?

7 Яке призначення та характеристики гвинтових пружин у складі ресорного підвішування?

8 Яке призначення та характеристики пневматичних ресор у складі ресорного підвішування?

9 За законом якої функції змінюється залежність сили навантаження гвинтової пружини від деформації?

10 Які властивості додатково має пневматична ресора діафрагмового типу?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Теорія та конструкція локомотивів: навч. посіб. Ч. 1. Загальні характеристики та будова локомотивів / Е. Д. Тартаковський, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, А. П. Фалендиш. Харків : УкрДАЗТ, 2006. 75 с.

2 Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Ч. 4. Вписування екіпажів у криві. Харків : УкрДАЗТ, 2007. 37 с.

3 Теорія та конструкція локомотивів. Методичні вказівки до самостійної роботи. Ч. 1. Допоміжні системи та механічна частина тепловозів / А. П. Фалендиш, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, П. О. Харламов. Харків : УкрДАЗТ, 2008. 64 с.

4 Тартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів Харків: УкрДАЗТ, 2009. 160 с.

5 Теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту : підручник / С. В. Панченко, О. Б. Бабанін, А. О. Каграманян та ін. Харків : УкрДУЗТ, 2018. 362 с

6 Toshiyuki A. Application of Universal Design to Railway Facilities *Japanese Railway Engineering*. 2001. No 146. P. 1.

7 Demadret R. Maintenance and renovation of High Speed Lines / 7th Training on High Speed Systems. Paris: UIC, 2010.

РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ  
ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

*Конспект лекцій*  
з дисципліни

*«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»*

Частина 1  
МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТРС

Відповідальний за випуск Клименко О. В.

Редактор Еткало О. О.

---

Підписано до друку 09.03.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,75. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет  
залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.