

В. Г. Маслієв, М. Б. Кельріх

**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ
ВАГОНІВ**

Навчальний посібник

Харків 2016



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

В. Г. Маслієв, М. Б. Кельріх

**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ
ВАГОНІВ**

Навчальний посібник

Харків 2016

УДК 629.451:531.3 (07)
ББК 39.24:22.213я7
М 31

*Рекомендовано вченою радою Українського державного
університету залізничного транспорту як навчальний
посібник (витяг з протоколу № 4 від 24 травня 2016 р.)*

Рецензенти:

професори В. Т. Доманський (НТУ “ХП”),
В. Х. Далека (ХНУМГ),
О. Б. Бабанін (УкрДУЗТ)

М 31 **Маслієв В. Г., Кельріх М. Б.** Актуальні проблеми
динаміки вагонів: Навч. посібник. – Харків:
УкрДУЗТ, 2016. – 97 с., рис. 75, табл. 18.
ISBN 978-617-654-057-1

Розглянуто динаміку вагонів, у конструкції яких використано системи, що забезпечують підвищення швидкості руху та комфорт для пасажирів і зменшують знос коліс, а саме пристрої для нахилу кузовів і радіальної установки колісних пар при русі по кривих ділянках колії і пневматичне ресорне підвішування.

Посібник призначено для студентів навчальних закладів залізничного транспорту, а також може бути корисним науково-технічним працівникам, які пов'язані з проектуванням, ремонтом та експлуатацією рухомого складу.

УДК 629.451:531.3 (07)
ББК 39.24:22.213я7

ISBN 978-617-654-057-1

© Український державний університет
залізничного транспорту, 2016.

Навчальний посібник

Маслієв В'ячеслав Георгійович,
Кельріх Михайло Борисович

АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ВАГОНІВ

Відповідальний за випуск Маслієв В.Г.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 15.12.15 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друкарк. 5,75. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту
61050, Харків - 50, майдан Фейсрбаха, 7
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ.....	7
1.1. Динамічні характеристики рейкової колії.....	7
1.2. Складові екіпажу вагона та зв'язки між ними, які визначають його динаміку.....	11
1.3. Колісні пари та їх функціональне призначення.....	18
1.4. Характеристика зв'язку між колесом і рейкою.....	26
1.5. Методи складання рівнянь динаміки руху вагона.....	29
Контрольні запитання.....	30
2. РУХ ВАГОНА ПО ПРЯМИХ І КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ.....	31
2.1. Рух колісної пари по прямих ділянках колії.....	31
2.2. Рух вагона по кривих ділянках колії.....	36
2.2.1. Рух вагона з проковзуванням коліс по рейках.....	36
2.2.2. Сили, що діють між колесами та рейками.....	42
2.2.3. Способи підвищення швидкості руху по кривих ділянках колії.....	45
2.2.4. Системи для нахилу кузова вагона при русі по кривих ділянках колії.....	48
Контрольні запитання.....	55
3. ЗМЕНШЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНІВ КОЛІС ЗА ДОПОМОГОЮ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РАДІАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ КОЛІСНИХ ПАР У КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ.....	57
3.1. Аналіз факторів, які впливають на знос гребенів.....	58
3.2. Критерії щодо оцінки зносу гребенів коліс.....	60
3.3. Екіпажі з пристроями, що зменшують знос коліс.....	63
Контрольні запитання.....	75
4. ПНЕВМАТИЧНЕ ПІДВІШУВАННЯ ВАГОНІВ – ЕФЕКТИВНА СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОМФОРТУ ДЛЯ ПАСАЖИРІВ.....	76

4.1. Розвиток конструкцій ресорного підвішування.....	76
4.2. Складові пневматичного ресорного підвішування.....	78
4.3. Регулятори положення кузова (РПК).....	83
4.3.1. РПК, які працюють за аналоговим принципом.....	83
4.3.2. РПК, які працюють за дискретним принципом.....	85
4.4. Зривний клапан.....	89
4.5. Пристрій, який сигналізує про відмови системи.....	90
4.6. Дослідження коливань кузова на пневморесорах.....	91
Контрольні запитання.....	96
Бібліографічний список.....	97

ВСТУП

Провідне місце залізниці, як найбільш ефективного транспорту для перевезень пасажирів і вантажів, не підлягає сумніву. Визначення напрямків її оновлення має бути в центрі уваги, бо від цього значною мірою залежить майбутнє суспільства.

Одним з важливих моментів стосовно оновлення залізниці є підвищення швидкості руху потягів. Це можна вирішити двома шляхами, один з яких, занадто витратний, полягає в побудові нових, високоякісних залізничних колій для швидкісного руху потягів, а другий, менш витратний, потребує створення швидкісного транспорту, зокрема вагонів, які мають можливість рухатися зі швидкістю до 200 км/год як на прямих, так і на кривих ділянках колії.

У процесі кочення коліс по рейках виникає ще декілька проблем і важко керованих явищ, таких як просторові коливання транспортних засобів, вібрації і шум. Це, зокрема, призводить до виникнення значних прискорень та інерційних сил, які впливають на надійність системи, знижують комфорт пасажиром, а також негативно впливають на збереження вантажів.

Ці сили разом із особливостями геометрії, характеристиками зв'язків як екіпажів, так і колії, мають вирішальний вплив на процеси зносу на контактах коліс із рейками та на стійкість руху транспортних засобів, що набуває ключового значення при швидкісному русі потягів.

У посібнику охоплено питання конструкції пневматичного ресорного підвішування вагонів, пристроїв для нахилу кузова та для радіальної установки колісних пар при русі по кривих ділянках колії. Такі конструктивні рішення необхідні, бо вирішують актуальні проблеми – підвищення швидкостей руху, створення комфорту для пасажирів і зменшення зносу коліс і рейок. Це підтверджується науковими дослідженнями в нашій країні та світовим досвідом швидкісного руху потягів. У посібнику використано загальноприйняті позначення, що потребує від читача певних знань з математики, фізики і теоретичної механіки.

Одним з розділів науки «Транспортна механіка» є динаміка системи «вагон-рейкова колія». Вона досліджує фізичні явища, що виникають внаслідок взаємодії між складовими вагона, а також між колесами і рейками та призводять до виникнення зміщень (коливань) елементів системи (лінійних - у напрямку декартових осей координат і кутових – обертання навколо них). Це супроводжується появою відповідних прискорень, сил і моментів (пружних, дисипативних, тертя, інерційних та ін.), внаслідок чого виникають проблеми, пов'язані з забезпеченням належного комфорту для пасажирів, безпеки і стійкості руху і т. ін. Вони також визначають міцність, знос і надійність елементів вагонів.

Основна мета навчального посібника полягає в тому, щоб показати сучасні наукові досягнення в галузі динаміки системи «вагон - рейкова колія», а також інженерної мислі і технології, які спрямовані на вирішення проблем підвищення швидкості руху і комфорту для пасажирів і зменшення зносу коліс у сучасних умовах шляхом застосування пневматичного ресорного підвішування вагонів, пристроїв для додаткового нахилу кузовів пасажирських вагонів і радіальної установки колісних пар візків при русі по кривих ділянках колії.

У процесі руху транспортних засобів по рейковій колії на ній, а також на колесах, виникають дефекти у вигляді різноманітних нерівностей. Вони призводять до появи шкідливих коливань елементів системи «вагон-рейкова колія», зменшити які можливо двома шляхами: поліпшенням технічного утримання колії або використанням сучасних досягнень технологій виготовлення та утримання екіпажних частин вагонів.

Другий шлях більш перспективний, тому що менш затратний і дає ефект навіть при русі по колії, що перебуває в неналежному стані.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ

1.1. Динамічні характеристики рейкової колії

Характер коливань елементів вагонів при русі визначається будовою і станом рейкової колії, яка складається з рейок, що спираються через прокладки на шпали, які розміщують на баластному шарі, укладеному на земляному полотні.

Рейкова колія змінюється під впливом навколишнього середовища та при русі потягів, тобто дещо змінює свої характеристики жорсткості та властивості, які забезпечують гасіння коливань на ній коліс. Крім того, рейки втрачають початкову прямолінійну форму на прямих і кругову форму на кривих ділянках колії.

Рейки являють собою опору для коліс і спрямовують рух вагона уздовж колії. Їх стандартна довжина складає 12,5 м, 25 м, а також зварні пліти довжиною 1000 м і більше.

Рейки з'єднують накладками, що створює стики, де жорсткість колії дещо менше. Крім того, на стику рейок утворюється злам лінії колії, що спричиняє удари колеса по рейці, на яку воно набігає.

Рейки виконують трьох типів, геометрично подібних одна одній, але різні за масою, яка складає відповідно 50, 65 та 75 кг на один метр довжини.

Важливою характеристикою рейок є жорсткість на контакті з колесом, яка досить велика, але не безмежна. Вона має вирішальний вплив на сили взаємодії в контактах коліс із рейкам.

Шпали передають тиск від рейок на баласт. Їх виготовляють у вигляді балок із дерева, залізобетону або як суцільні залізобетонні плити. Дерев'яні шпали мають меншу жорсткість ніж бетонні, що сприяє зменшенню сил взаємодії коліс із рейками порівняно з залізобетонними, але вони мають коротший термін експлуатації.

При використанні залізобетонних шпал між ними та рейками встановлюють пружні прокладки, які дещо зменшують жорсткість колії.

Колія характеризується приведеною до контакту колеса з рейкою масою, яка є складовою мас: частини рейки, прокладки, частин шпали та баластного шару. При дерев'яних шпалах ця маса менша, ніж при залізобетонних, що сприяє зменшенню сил взаємодії коліс із рейками.

Баластний шар передає сили тиску від шпал на земляне полотно. Ці сили утворюють безповоротні деформації в баластному шарі, що спричиняє появу зазорів між ним і шпалою. Внаслідок цього жорсткість колії буде в цих місцях суттєво менше, тобто з'являються «просідання» шпал і, отже, прогини рейок при дії сил від коліс транспортних засобів. Просідання мають умовну назву «силові нерівності колії» (рис. 1.1).

Під дією коліс, що рухаються по рейках із проковзуванням, виникає вертикальний і бічний знос як головок рейок, так і коліс. Цей знос утворює так звані «геометричні нерівності» (рис. 1.2).

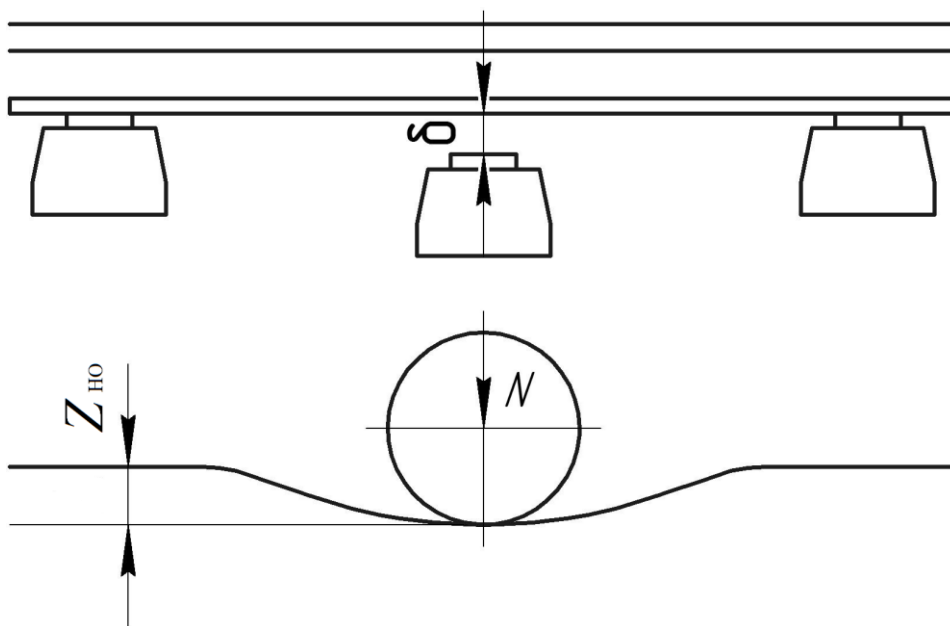


Рис. 1.1. Утворення силової нерівності глибиною $z_{н0}$ внаслідок просідання шпали на величину δ

Обидва типи нерівностей мають хвилеподібну форму, зустрічаються як по одинці, так і у вигляді декількох схожих ділянок (рис. 1.2). Нерівності викликають коливання рейкової колії, вагонів і їх складових, що спричиняє виникнення сил інерції, які впливають на строк служби та надійність роботи системи «вагон-рейкова колія» в цілому.

Науковці довели, що типовою нерівністю колії можна вважати таку, глибину якої в дозвільній точці можна описати залежністю

$$z = \frac{z_{H0}}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} Vt\right), \quad (1.1)$$

де z_{H0} – найбільша глибина (подвійна амплітуда) нерівності, м;
 L – довжина нерівності, м;
 V – швидкість руху, м/с;
 t – час, с.

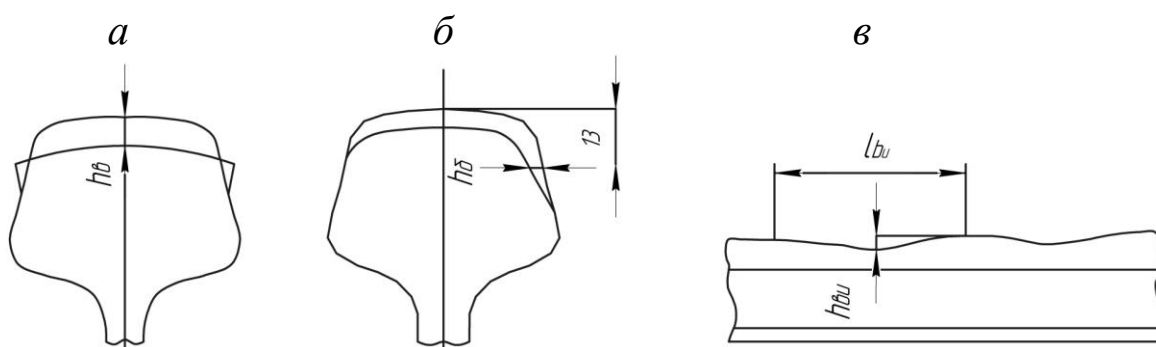


Рис. 1.2. Види зносів рейок:
 a – вертикальний; b – бічний; $в$ – хвильовий

Ця залежність описує так звану «*неперервну нерівність*». Поодинокую нерівність (один її період) можна отримати з формули (1.1), якщо ввести логічне обмеження на час її існування.

Нерівності колії як у вертикальному, так і в бічному напрямках мають випадковий характер, бо їх виникнення пов'язано з великою кількістю першопричин. Тому при наукових дослідженнях краще використовувати неперервні реалізації випадкових вертикальних і бічних нерівностей, які отримано шляхом вимірів на множині рейкових колій залізниць.

Рейкова колія складається з прямих та кривих ділянок, що чергуються між собою. Криві складають близько 30 % загальної довжини магістральних ліній.

Стандартна ширина рейкової колії дорівнює 1520^{+4} мм на прямих і кривих, радіус яких перевищує 350 м. При менших радіусах ширину колії збільшують на 15 мм, щоб забезпечити вільне проходження транспортних засобів з кількістю осей колісних пар у візках більш ніж дві.

У процесі експлуатації ширина колії збільшується внаслідок зносу гребенями коліс бічних поверхонь головок рейок. Він може досягати 15 мм на кожній рейці.

При русі по кривих ділянках колії на вагон діє відцентрова сила, яка намагається перекинути його на зовнішній бік кривої. Вона викликає дискомфорт у пасажирів і може стати причиною поперечних зсувів вантажів, що знаходяться у вантажному вагоні.

Відцентрова сила також викликає перерозподіл сил, що діють від колісної пари на рейки: вона довантажує зовнішню рейку та розвантажує внутрішню.

Прямі та криві ділянки колії з'єднують за допомогою перехідних кривих, довжина яких досягає сотень метрів (рис. 1.3).

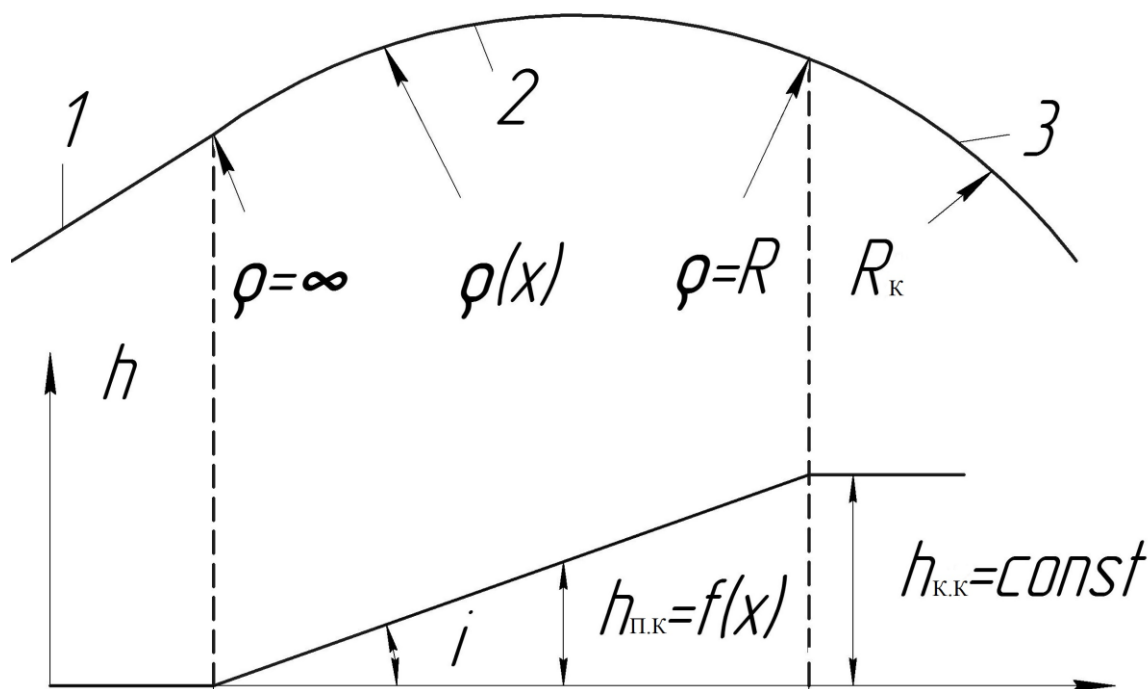


Рис. 1.3. З'єднання прямих і кривих ділянок колії

Радіуси перехідних кривих змінюються від нескінченності (на прямих) до величини, що має наступна крива ділянка, – за законом радіодальної спіралі або кубічної параболи. Так саме змінюється і підвищення зовнішньої рейки, тобто від нуля до встановленої для цієї кривої величини $h_{п.к.}$

Для зміни напрямку руху потягів колію обладнують стріловими переводами, до складу яких входять: гостряк, перевідна крива та хрестовина, які викликають значні сили на контактах коліс із рейками (рис. 1.4).

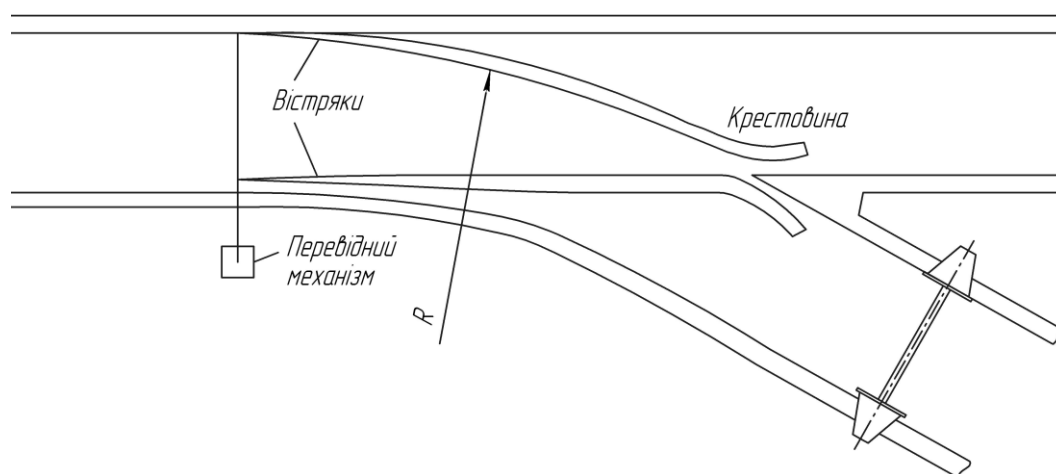


Рис. 1.4. Схема стрілового переводу

Слабким місцем стрілового переводу є гостряки, перерізи яких значно менші за рейки, внаслідок чого механічні напруження досягають допустимих значень вже при швидкостях руху по них вагонів 60 км/год.

1.2. Складові екіпажу вагона та зв'язки між ними, які визначають його динаміку

Сучасні вагони (пасажирські, вантажні і т. ін.) складаються з таких частин: кузов, де розміщуються пасажирів або вантажі; пара візків з гальмовим обладнанням і дво-, три- або чотириколесні пари в кожному візку. Ці частини, з'єднані між собою зв'язками, складають екіпаж вагона (рис. 1.5).

Для теоретичного дослідження динаміки вагонів складають його розрахункову схему, на якій позначають необхідні розміри між його частинами, а поряд із зв'язками вказують їхні ознаки,

тобто коефіцієнти жорсткості c_i та демпфірування β_i . Рейкова колія має певну жорсткість і демпфірування, які визначаються відповідними коефіцієнтами C_{PK} та β_{PK} . Потім визначають центри мас кожного елемента екіпажу та колії і зв'язують з ним початки декартових осей координат $o_i x_i y_i z_i$, а в центрі мас кузова також розміщують початок «абсолютної» системи координат $o_A \xi \eta \zeta$, відносно якої відбуваються коливання вагона та його елементів. Вважається, що «абсолютна» система координат рухається разом з вагоном із заданою постійною швидкістю уздовж середньої осі колії. На схемі позначають також кути обертання φ , ψ , θ складових елементів і їхні додатні напрями.

Зв'язки поділяють на геометричні (жорсткі, пружні та шарнірні), які впливають на координати елементів екіпажу, тобто на можливість їх зміщень, і кінематичні, що впливають на швидкості цих зміщень.

До жорстких зв'язків можна віднести, наприклад, шворневий вузол, що зв'язує кузов з візком, бо він виключає їх взаємні зміщення в повздовжньому та поперечному відносно колії напрямках. Отже, цей вузол являє собою жорсткий зв'язок у цих двох напрямках, але він не чинить опору для взаємних зміщень у вертикальному напрямку та кутовим обертам візка відносно кузова, де він являє собою шарнір.

На рис. 1.6 наведено будову одного з типів шворневих вузлів, що на сьогодні використовуються на вагонах.

До пружних зв'язків відносять ресорне підвішування, яке буває металевим, пневматичним (гідропневматичним) або гумовим; буксові пружні повідці; прокладки, буфери та обмежувачі зміщень, що встановлюють між елементами екіпажу.

Ресорне підвішування відокремлює обресорені маси (кузов і раму візка) від необресорених (ходових частин, тобто коліс з буксами). На рис. 1.7 наведено залежності сил від зміщень (характеристики) пружних зв'язків.

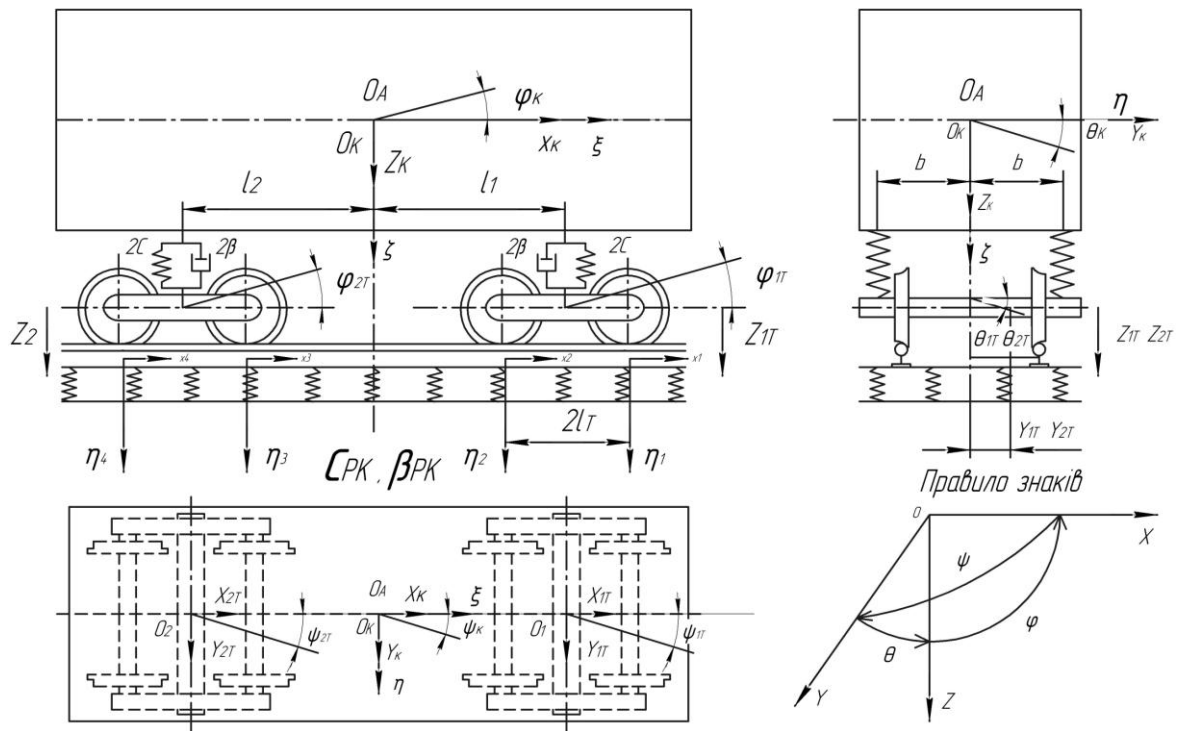


Рис. 1.5. Розрахункова схема екіпажу вагона з осями декартових координат і додатними напрямками кутів обертань його елементів

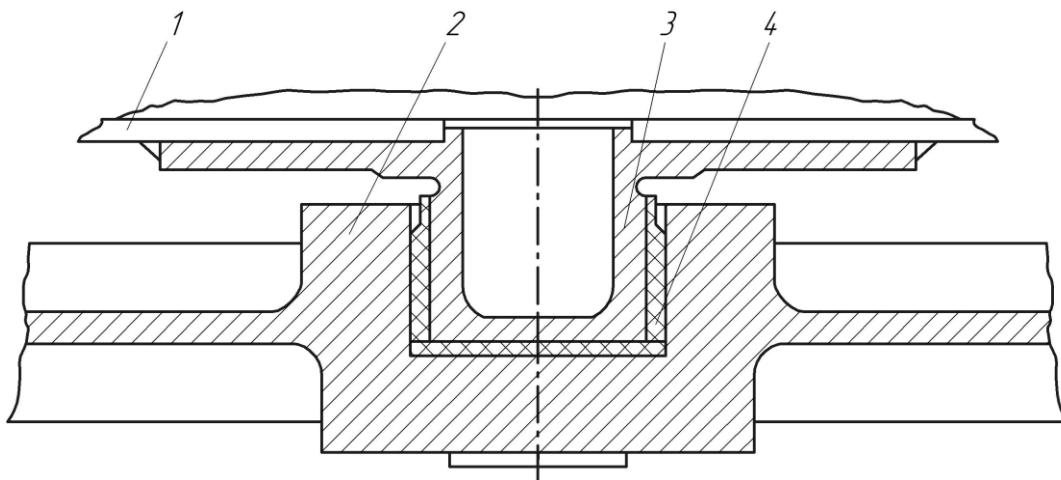


Рис. 1.6. Конструкція шворневого вузла вагона:
 1 – рама вагона; 2 – надресорна балка; 3 – шворень; 4 – втулка шворня

Як бачимо, ці характеристики бувають лінійними 1, що характерні для металевих гвинтових циліндричних пружин; кусково – лінійними 2, що характерні для зв'язків, у яких пружини підключаються до роботи послідовно одна за одну; нелінійними 3, характерними для гумових і пневматичних ресор.

Нелінійні пружні елементи мають певні переваги над лінійними, бо забезпечують більший статичний прогин при частковому завантаженні вагона, що сприяє зменшенню динамічних навантажень на вагон і колію при русі потяга ($f_{ст.2.н} > f_{ст.1.л}$) і ($f_{ст.3.н} > f_{ст.1.л}$).

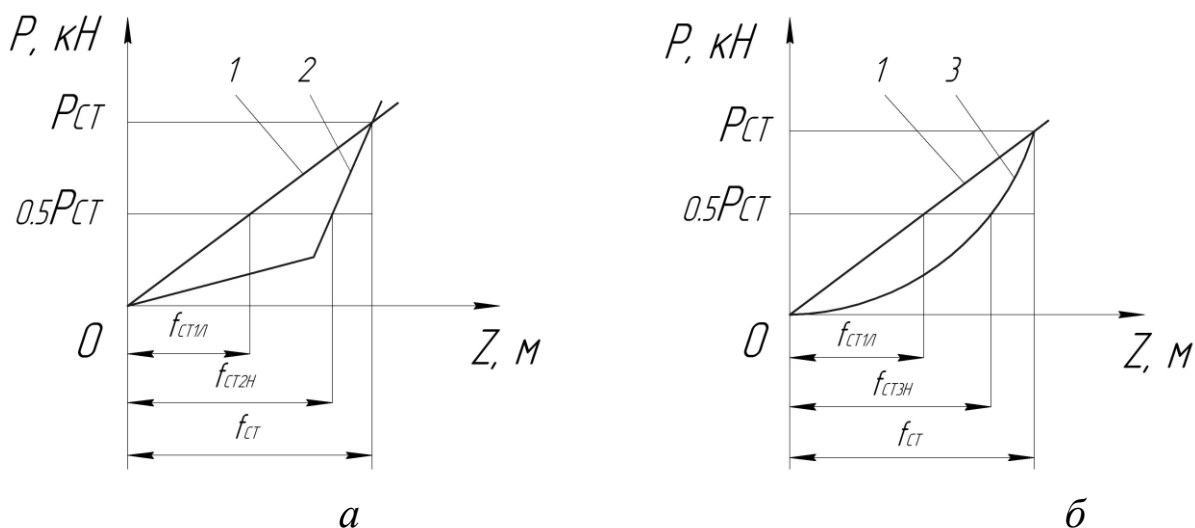


Рис. 1.7. Характеристики пружних зв'язків залежно сил від зміщень (прогинів) зв'язків:

$P_{ст}$ – сила, яка діє на пружний зв'язок у статичі; f – прогини зв'язків

Металеві ресори забезпечують доволі плавний рух транспортних засобів по рейковій колії зі швидкістю руху до 100 км/год.

Оскільки внутрішнє тертя в матеріалі, з якого виготовляють металеві ресори, дуже мале, то паралельно до них зажди встановлюють демпфери, які призначені для гасіння коливань кузовів екіпажів. Це ускладнює та здорожчує ресорне підвішування, а також зменшує надійність його, бо демпфери не досить надійні в роботі.

На рис. 1.8 показано будову гідравлічного демпфера. Він складається з зовнішнього циліндра 3, що шарнірно закріплюється до невідресорених частин екіпажу. Гідравлічний демпфер заповнюється рідиною 5. У зовнішньому циліндрі розміщено внутрішній циліндр 4 з поршнем 6, який має калібрований отвір. Поршень з'єднаний зі штоком 1, який шарнірно закріплюється до кузова. При коливаннях кузова на ресорах шток разом з поршнем переміщуються уздовж

внутрішнього циліндра. При цьому рідина через отвір (дросель) у поршні перетікає між порожнинами. Рідина нагрівається завдяки тертю при її перетіканні через дросель і тертю по стінках внутрішнього циліндра, які вресітї забирають це тепло та розсіюють його в навколишнє середовище.

Таким чином відбувається процес перетворення механічної енергії коливань кузова на ресорах у теплову енергію та викид її в навколишнє середовище. Клапани 7 та 8 призначені для запобігання розривів потоків рідини та її закипанню в порожнинах, де спостерігається зниження тиску при роботі гідравлічного демпфера.

На рис. 1.9 наведено силові характеристики гідравлічного *a* та фрикційного *б* демпферів, тобто залежності непружної сили від зміщень і від швидкості цих зміщень. Непружна сила, що її розвиває гідравлічний демпфер при циклічних періодичних зміщеннях, утворює еліпсоподібну фігуру. Таку фігуру зазвичай називають петлею гистерезису. Доведено, що її площа відображує величину енергії коливань, що розсіюється в довкілля демпфером. Проведемо оцінку величини цієї енергії.

Якщо непружна сила, яку відтворює демпфер, пропорційна швидкості зміщення його поршня, то демпфер називають лінійним:

$$P_{HY} = \beta \dot{x}, \quad (1.2)$$

де β – коефіцієнт демпфірування, кг/с;

\dot{x} – швидкість зміщення поршня, м/с.

Якщо зміщення періодичні, тобто через деякий час вони відтворюють свої первинні значення, то зазвичай швидкість руху поршня обчислюється як перша похідна від зміщення:

$$x = x_0 \sin \omega t, \quad \dot{x} = x_0 \omega \cos \omega t.$$

Звідси бачимо, що найбільша швидкість має місце тоді, коли $\cos \omega t = 1$. Це буде коли $\sin \omega t = 0$, ці функції зміщені одна відносно до одної на чверть періоду.

Тому найбільшу силу демпфер відтворюватиме при зміщенні, яке дорівнює нулю (тобто поршень демпфера знаходиться на середині свого повного ходу), а найменшу – коли зміщення найбільше за модулем, тобто дорівнює амплітуді коливань.

Робота непружної сили $P_{\text{нп}}$ за один період дорівнює

$$A = \int_0^T \beta \dot{x} dx,$$

де $dx = \dot{x} dt$,

тоді

$$A = \int_0^T \beta \dot{x}^2 dt,$$

де $T = 2\pi/\omega$ – період циклу зміщень. З урахуванням формули (1.2)

$$A = \int_0^T \beta \dot{x}^2 dt = \beta x_0^2 \omega^2 \int \cos^2 \omega t dt = \frac{1}{2} \beta x_0^2 \omega^2 T = \pi \omega \beta x_0^2. \quad (1.3)$$

Отже, за кожний період руху демпфер перетворює механічну енергію, яка дорівнює роботі A , у теплову і розсіює її в навколишнє середовище. Робота буде тим більшою, чим вище частота коливань ω , але при цьому виникають певні обмеження.

Це пов'язано з тим, що при великих частотах коливань, які виникають при високих швидкостях руху, наприклад від стиків рейок, стає неможливим забезпечити перетікання робочої рідини в гідравлічному демпфері через дросельні отвори через її велику швидкість і демпфер стає майже суцільно жорстким тілом (бо робоча рідина не стискається).

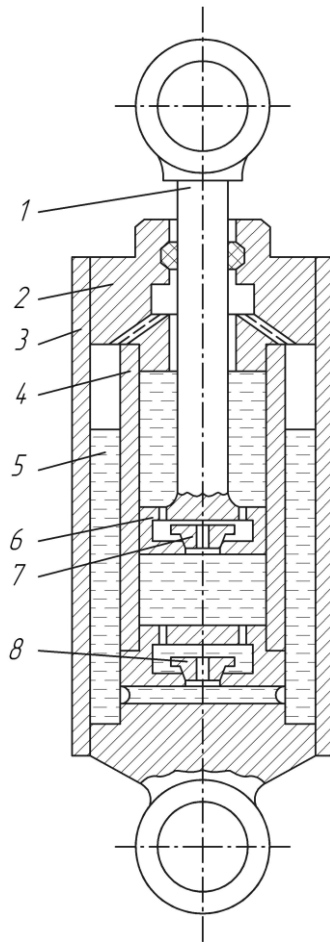


Рис. 1.8. Будова гідравлічного демпфера

Це блокує демпфер і ресору взагалі, що не припустимо, бо вона не виконуватиме своїх функцій.

Тому металеві ресори з гідравлічними демпферами не ефективні при швидкісному русі, коли частоти збуджень, що надходять до них від колії, стають занадто високими.

Демпфери сухого тертя (фрикційні) не мають такого недоліку, але вони реалізують постійну (за модулем) непружну силу тертя як при малих, так і при великих амплітудах коливань в усьому діапазоні частот, а також мають «зону нечутливості», яка (при малих збудженнях) не дозволяє їм деформуватися, (тобто $F \neq 0$ коли $\xi = 0$ (рис. 1.9, б)). Отже, при цьому вони являють собою тверде тіло, яке транспортує сили збудження на підресорені елементи екіпажу, що суттєво погіршує його динаміку.

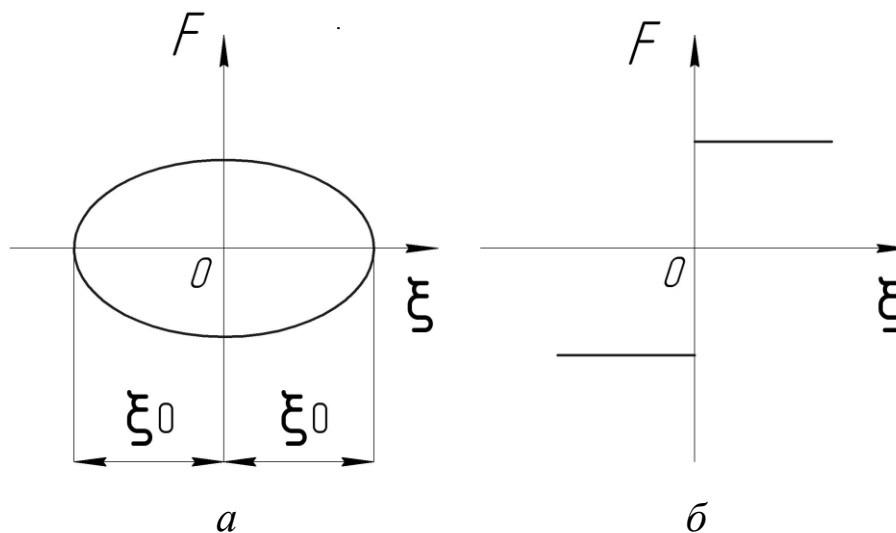


Рис. 1.9. Силкові характеристики демпферів: гідравлічних (а) і сухого тертя (б)

Сучасні конструкції гідравлічних демпферів дещо складніші, бо мають зокрема повітряні камери високого тиску, що дозволяє встановлювати їх у буксових ступенях ресорного підвішування, бо їх чутливість до високочастотних та імпульсних навантажень менша.

1.3. Колісні пари та їх функціональне призначення

Сучасна колісна пара складається з трьох головних частин, що об'єднані за допомогою посадок з натягом у єдиний вузол: доволі жорсткої осі та двох коліс, які можуть мати змінні бандажі. У багатьох задачах динаміки колісна пара вважається абсолютно твердим тілом, маса якого розміщена в її геометричному центрі (рис. 1.10).

Колісна пара виконує такі функції:

- забезпечує повздовжнє переміщення вагона відносно колії шляхом кочення з мінімальним опором;
- спрямовує рух вагона відносно колії за допомогою гребенів коліс;
- передає на колію сили, що надходять від кузова та візків;
- передає на візки та кузов сили гальмування, що виникають на контактах коліс із рейками при відповідному режимі руху.

Разом з цим через колісну пару передаються на вагон сили взаємодії коліс із рейками, що збуджують коливання кузова і візків при русі по рейках з нерівностями та акустичні хвилі з контактів коліс із рейками.

Отже, колісна пара являє собою відповідальний вузол з багатьма функціями, а її конструкція і технічний стан впливають на показники динаміки вагона: плавність, безпеку та стійкість руху, опір руху та ін.

По колу кочення колеса обробляють по спеціальному профілю таким чином, щоб поверхні кочення мали конічну форму, що зменшить опір руху по кривих ділянках колії, бо по зовнішній рейці, довжина якої дещо більша, ніж внутрішньої, колесо котитиметься частиною конічної поверхні, радіус якої, а отже, і довжина шляху кочення, буде більшою, у той час як інше колесо котитиметься поверхнею, радіус якої менше, довжина внутрішньої рейки також менше. Це зрівняє швидкості руху обох коліс і зменшить проковзування коліс відносно рейок, але тільки при русі по кривій одного з множини радіусів.

При цьому кутова швидкість колісної пари і обох її коліс однакова. Для забезпечення належних динамічних якостей вагона необхідно, щоб різниця діаметрів її коліс на перевищувала норми (не більше 0,5 мм).

Колісна пара має бути «урівноважена», тобто не повинна мати дисбалансу більш ніж припустимо (зазвичай 0,25–1,0 кг·м).

На поверхні кочення колісної пари при експлуатації можуть виникати місцеві дефекти, зокрема ковзуни, розміри яких обмежуються, бо вони спричиняють при русі появу ударних силових взаємодій з рейками, що може призвести до їх пошкоджень.

Поширені профілі коліс, а також види їх зносу та повністю зношений профіль колеса наведені на рис. 1.10 – 1.15. Одними з перших науково обґрунтованих профілів коліс вважається стандартний (рис. 1.11), а найбільш сучасним – профіль ЗАО «МІНТЕК» (рис. 1.12). Він відрізняється тим, що поверхня кочення колеса має змінну конічність, що збільшується поблизу гребеня за нелінійним законом, на відміну від німецького профіля Хеймана-Лоттера, де конічність поблизу гребеня зростає за лінійним законом.

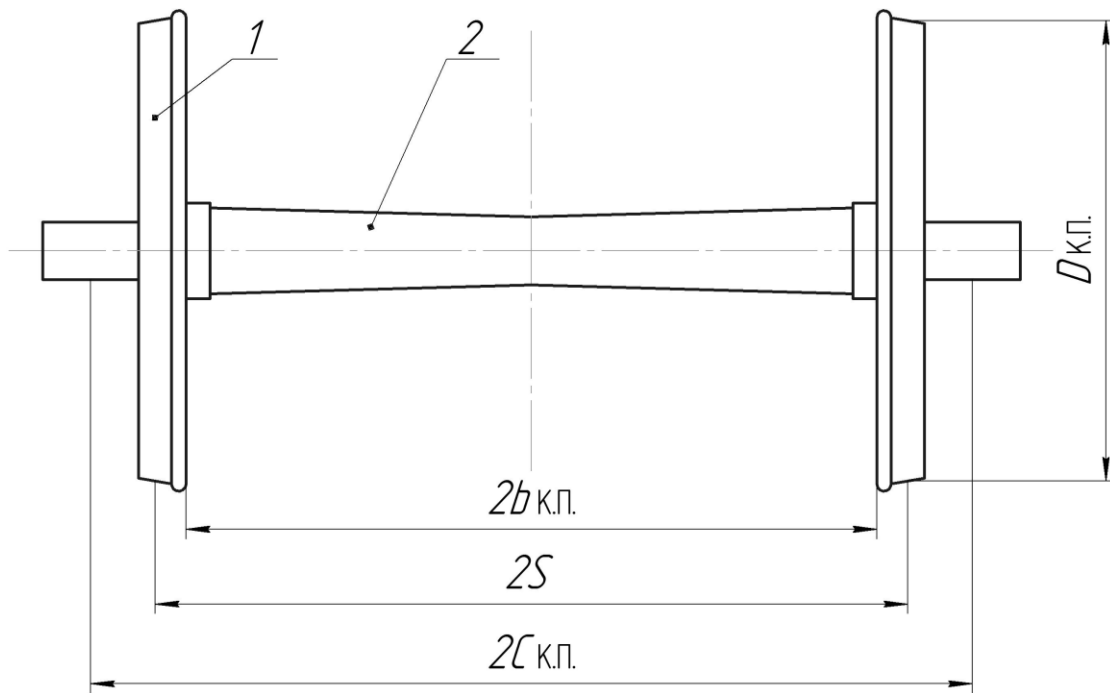


Рис. 1.10. Колісна пара вагона:
1 – колеса; 2 – вісь

Підприємства випускають нові вагони зі стандартним профілем коліс, а при ремонті дозволяється виконувати інші типи профілів, які, на думку фахівців, забезпечать менший знос коліс.

Види зносів бандажів коліс наведено на рис. 1.13. Знос по колу кочення бандажів коліс (1) називають «*прокатом*». Знос робочої сторони гребеня (3), яка торкається бічної грані рейки, називається «*зносом*», або «*підрізом*» гребеня. Інколи з'являється прокат несиметричної форми, що утворює «*несправжній гребінь*» (2), який впливає на бічні коливання та рух колісної пари у прямих ділянках колії (див. далі), бо суттєво змінює конічність поверхні кочення. При цьому гребінь другого колеса колісної пари зазвичай буде притиснутий до бічної грані рейки, що призводить до його швидкого зносу. Інколи, внаслідок пластичної деформації металу, на поверхні гребеня виникає «*гострокінцевий накат*» (4), який погіршує безпеку проходження колесом стрілового перевалу - при «*проти- шерстному*» русі. Тому зростає вірогідність «*розрізання*» таким гребенем гостряка, який нещільно притиснувся до бічної грані рейки (припустимий зазор між ними дорівнює 4 мм). За таких умов колесо спрямується не на бічну колію, а у прямому напрямку, що призведе до сходу колісної пари з рейок (рис. 1.14).

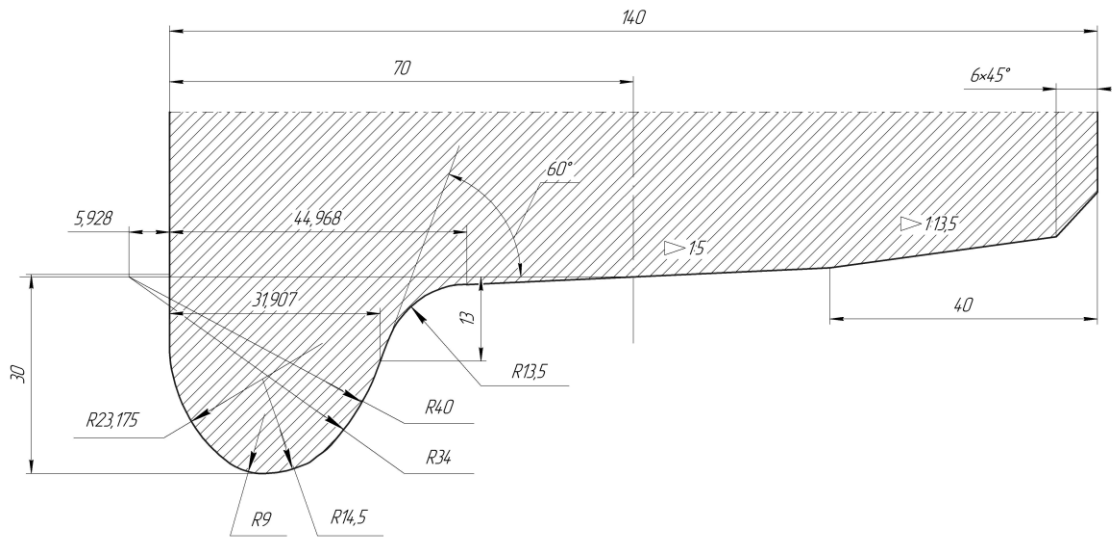


Рис. 1.11. Стандартний профіль для коліс вагонів

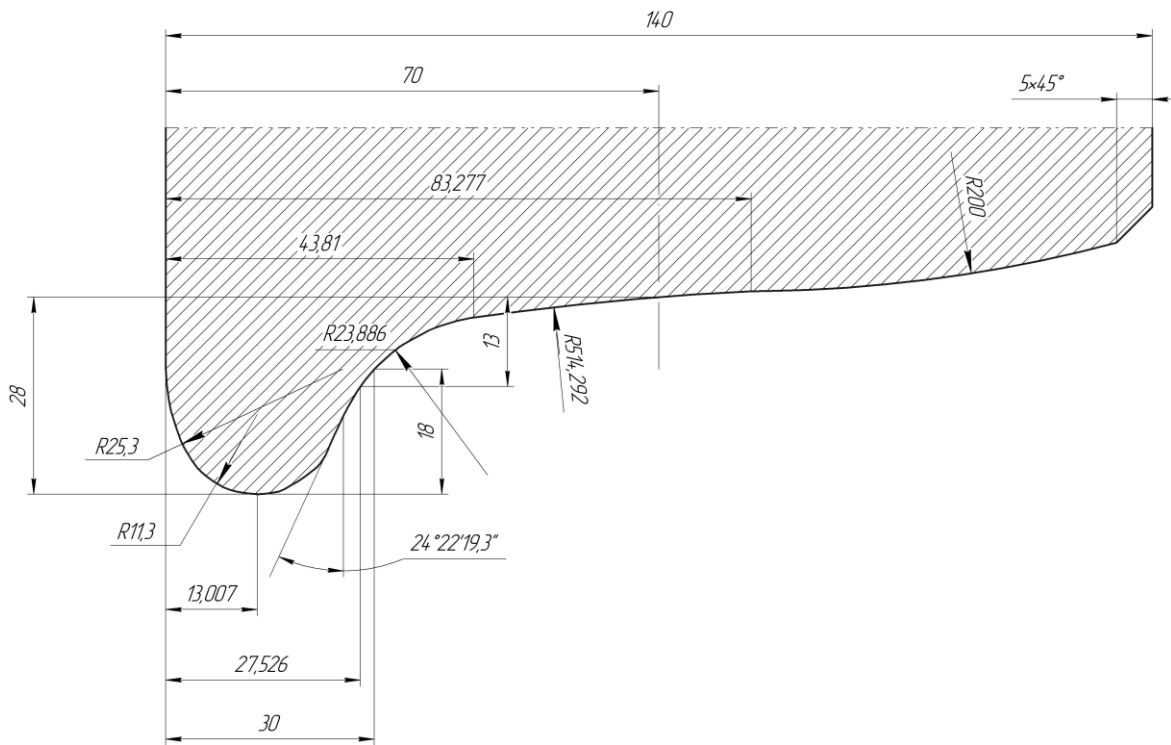


Рис. 1.12. Профіль МІНЕТЕК для коліс вагонів (ремонтний)

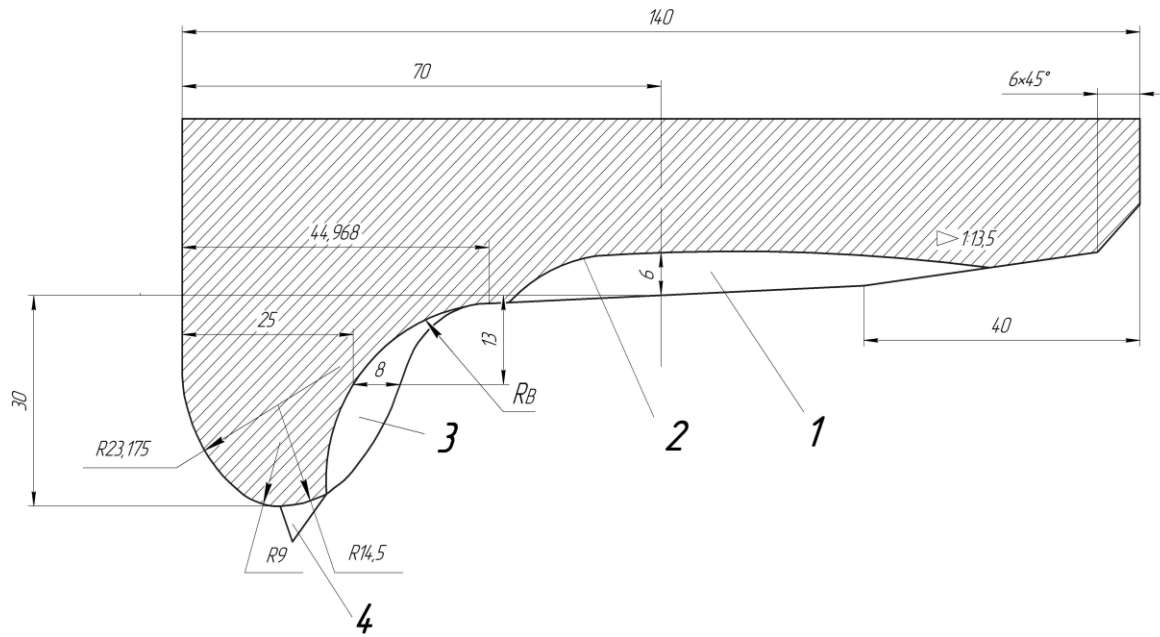


Рис. 1.13. Види зносів профілів коліс:
 1 – прокат профілю; 2 – несправжній гребінь; 3 – знос (підріз)
 гребеня; 4 – гострокінцевий накат гребеня колеса

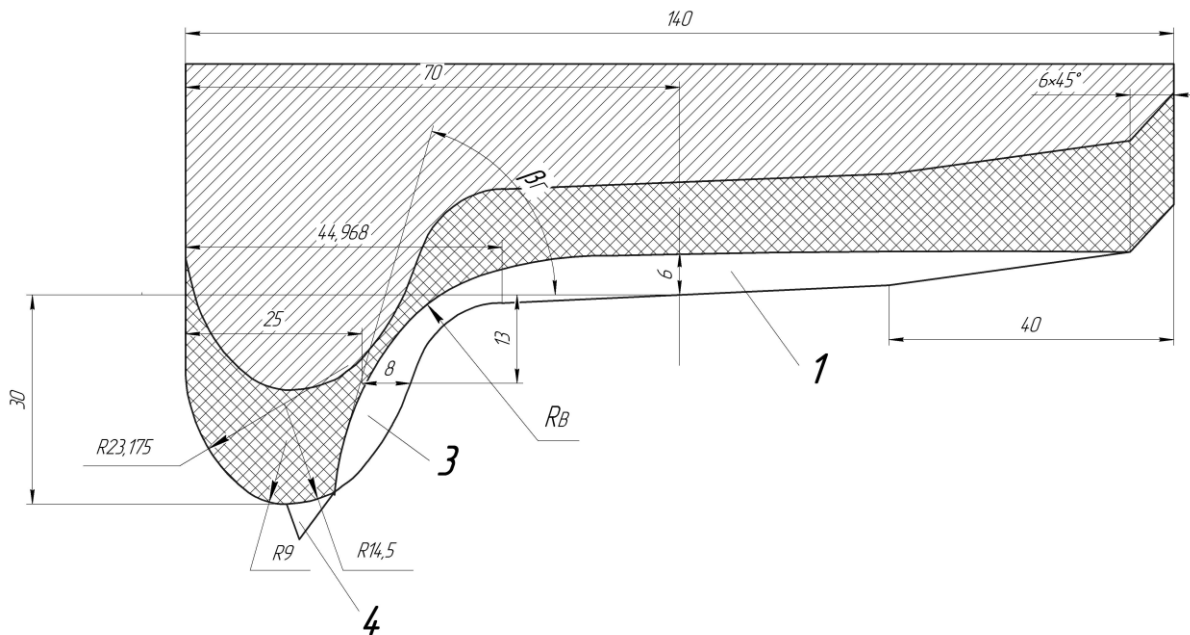


Рис. 1.14. Середньоексплуатаційний (лінія R_B) і «технологічний»
 (подвійна штриховка) зноси профілів коліс

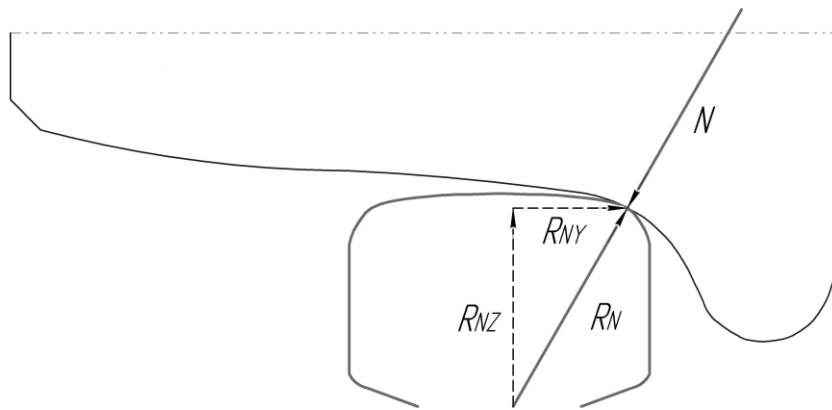


Рис. 1.15. Реакція R_{NZ} з боку рейки на дію сили N від колеса з конічним профілем

Зазвичай обидва види зносів коліс – прокат по колу кочення та підріз гребеня колеса – з’являються разом (рис. 1.14).

Щільно заштриховану частину перерізу профілю зрізають для відновлення його форми до стандартного або ремонтного.

Відновлення профілів коліс здійснюється шляхом обточування на спеціальних станках (наприклад, КЖ 20). При цьому відбувається так званий «технологічний» знос (рис. 1.15), тобто зняття значного шару металу, що призводить до великих матеріальних і трудових витрат. Оскільки майже у 80 % колісних пар вантажних вагонів спостерігається нерівномірний знос профілів коліс, тобто якщо в одного з коліс знос досягнув припустимого значення, а у протилежного він ще незначний, то, за встановленими нормами (які потребують, щоб різниця діаметрів коліс по колах кочення не перевищувала 0,5 мм), мають проходити обточування обидва колеса, що призводить до витрат металу і подальшого зростання матеріальних і трудових витрат.

З векторного силового трикутника (рис. 1.15), видно, що сила N , яка діє від колеса на рейку і складається з геометричної суми сили ваги та напрямної сили, викликає реакцію рейки R_N , яку можна розкласти на складові уздовж вертикальної R_{NZ} та бічної осей.

Складова сила R_{NY} створює додатковий опір відносно наближення гребеня до бічної грані рейки і сприяє зменшенню сили їх взаємодії, а отже, і зносу на контакт. Також поліпшується рух по кривих малих радіусів, бо зменшується опір руху колісної пари (рис. 1.10).

Експлуатація вантажних вагонів з профілем коліс ЗАО «МІНТЕК» довела, що науковий прогноз стосовно зменшення зносу виправдався.

Зазвичай профіль ЗАО «МІНТЕК» призначений для коліс вагонів, які експлуатуються в особливих умовах, наприклад там, де багато кривих ділянок колії і спостерігається наднормативний знос гребенів коліс і рейок.

Деякі науковці та спеціалісти з експлуатації рухомого складу залізниць вважають, що цей профіль коліс не є універсальним, а більш за все підходить для коліс вагонів, які використовують на ділянках з великою кількістю кривих і при невеликих швидкостях руху потягів.

На рис. 1.16 наведено переріз сучасної, найбільш розповсюдженої, рейки типу Р 65, яка ще не була в експлуатації.

Рейки виготовляють із сталі, у якій вуглеця близько 0,5 % і додано кремній і марганець для підвищення стійкості до зносу.

У зонах контактів колеса і рейки виникають значні контактні напруження. На поверхні верхньої частині головки рейки, по якій котиться колесо, під впливом сил ваги та вертикальних динамічних сил вони можуть досягати 1000 МПа, а на бічній поверхні головки рейки, де між нею та гребенем діє напрямна сила, контактні напруження ще вище.

Це призводить до прискореного зносу поверхонь рейок і коліс (рис. 1.2). Отже, профіль головки рейки зазнає змін, що збільшують зазори між гребенями та бічними гранями рейок (до 15 мм на кожную сторону), що впливає на характер звивистого руху колісних пар, бо надає їм додаткової свободи для зростання амплітуд звивистого руху і бічних сил взаємодії гребенів коліс з рейками.

Від сумісної дії вертикальних і бічних сил рейка деформується, тобто її матеріал відчуває напруження, з яких найбільш небезпечними є розривні напруження, що мають місце у точці «К.Р» на кромці підшви рейки, (рис. 1.16). Ці напруження називаються «кромковими». Вони не мають перевищувати норми ≤ 240 МПа.

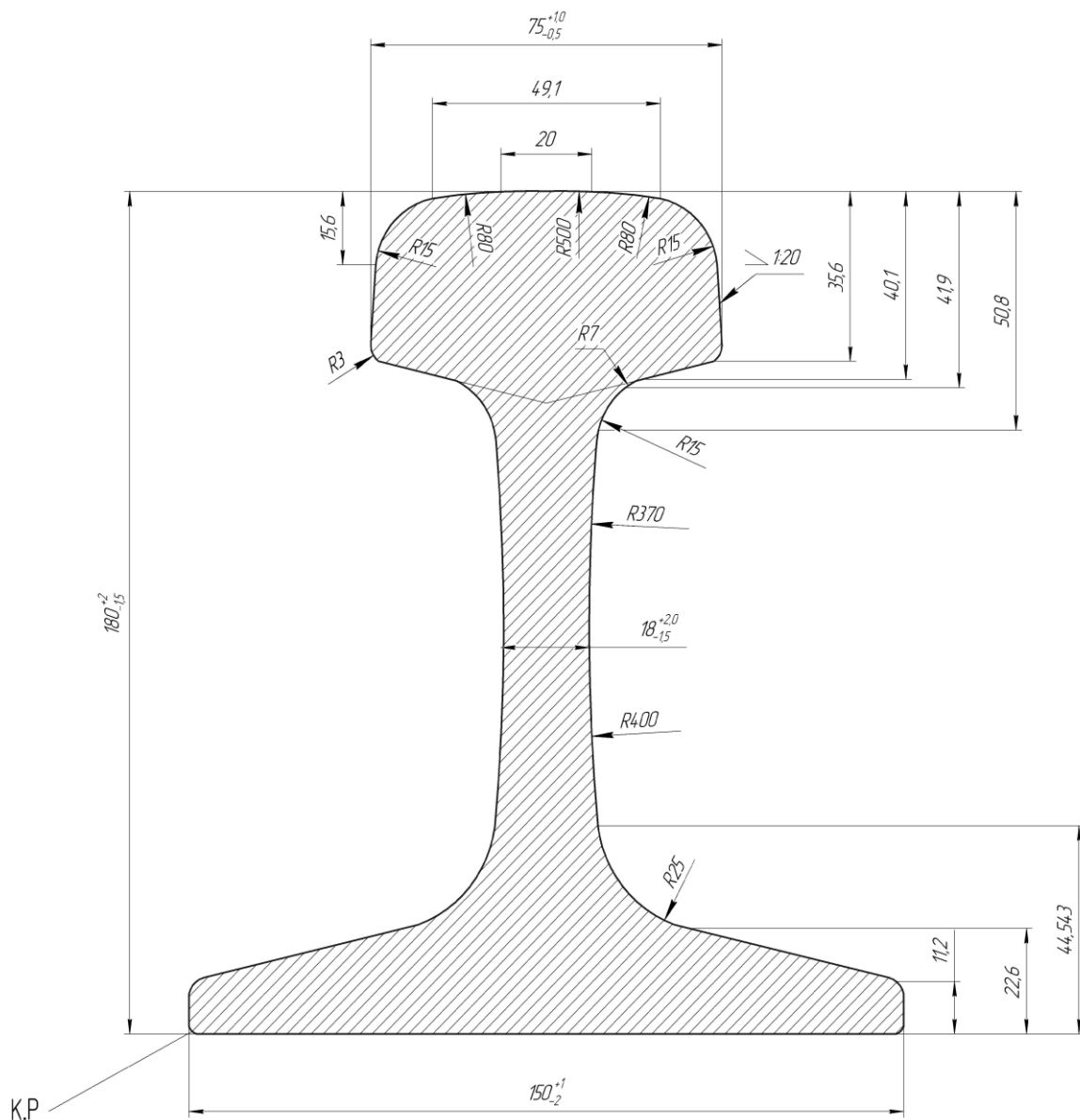


Рис. 1.16. Переріз рейки Р65

Колесо зі стандартним профілем і рейка контактують між собою порізному. Якщо вони нові (тобто майже не мають зносів), то відбувається «дво-точковий» контакт. Одна з точок (точніше пляма) розміщується на поверхні кочення колеса, а друга - на його гребені.

У процесі експлуатації, при виникненні зносів колеса та рейки, спостерігається злиття цих двох контактів в один, тобто їх притирання. При цьому площа плями контакту зазвичай більша, ніж сума двох попередніх. На рис. 1.17, а наведено двоточковий контакт колеса з рейкою (у точках 1 і 2), а на рис. 1.17, б – одноточковий контакт (у точці 3).

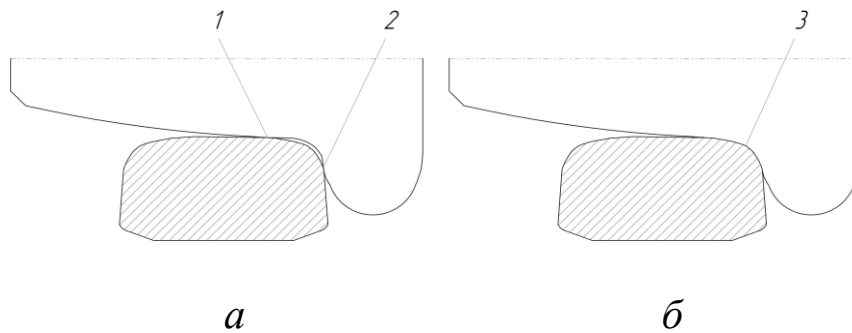


Рис. 1.17. Види контактів коліс з рейками:
a – двоточковий контакт; *б* – одноточковий контакт

Одноточковий контакт також спостерігається при взаємодії рейки і колеса, яке має профіль МІНТЕК та деякі інші. Цим досягається зменшення швидкості зносу гребенів коліс.

1.4. Характеристика зв'язку між колесом і рейкою

При русі колісної пари має місце ковзання коліс відносно рейок. Це обумовлено виникненням дотичних сил на контактах коліс з рейками внаслідок різниці миттєвих радіусів її коліс (бо вони мають конічні профілі) і наявності дотичних гальмових сил.

Між дотичними силами на контактах і відносною швидкістю ковзання коліс має місце нелінійна залежність (рис. 1.18). Відносна швидкість – це відношення швидкості ковзання колеса до швидкості кочення колісної пари. Вона дозволяє перетворити цю залежність в універсальну, тобто розповсюджує її на будь-які транспортні засоби та швидкості їх руху.

Залежність (рис. 1.18) має дві складові: першу, лінійну, де відносне ковзання $(u/V) \leq (u/V)_{кр}$, і другу, нелінійну, де воно більше. Критичному значенню відносного ковзання, яке складає 0,02 (тобто 2 % від швидкості руху) відповідає найбільша дотична сила на контакті колеса з рейкою.

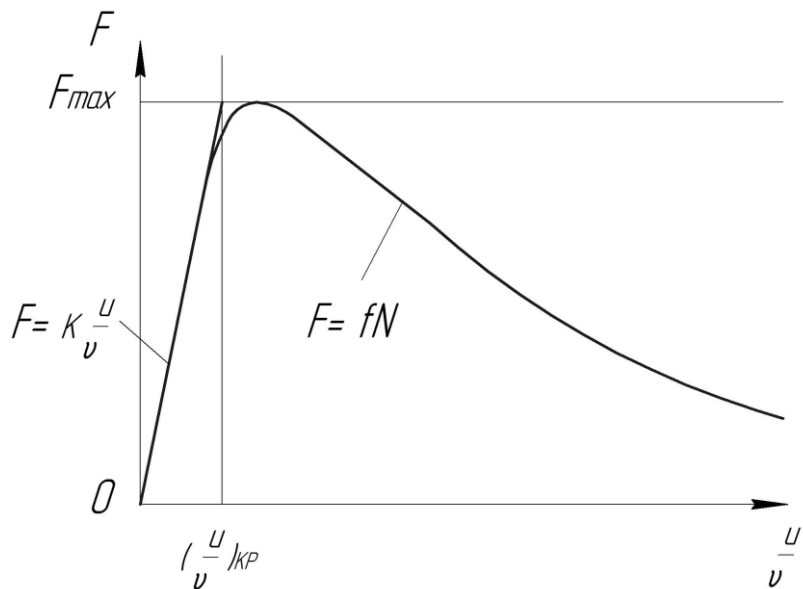


Рис. 1.18. Залежність між дотичною силою на контакті колеса з рейкою та відносною швидкістю їх ковзання

Зміщення колеса відносно рейки у площині колії на першій ділянці відбувається шляхом пружних (за законом Гука) деформацій матеріалів, з яких вони виготовлені. Це зміщення називають «пружним ковзанням» або «крипом», а математично ця ділянка може бути представлена лінійною залежністю

$$F = ku/V, \quad (1.4)$$

де k – константа - коефіцієнт крипу;

u – швидкість ковзання;

V – швидкість руху вагона.

Для коліс з радіусом r , м, і силою, що притискує його до рейки N , кН, середнє значення коефіцієнта, кН крипу можна обчислити за формулою

$$k = 53\sqrt{N \cdot r}. \quad (1.5)$$

При дослідженнях зазвичай його приймають однаковим для всіх коліс вагона та для усіх напрямів ковзання.

Зміщення колеса відносно рейки на другій ділянці відбувається шляхом ковзання з коефіцієнтом тертя за законом Кулона

$$F = \varphi \cdot G, \quad (1.6)$$

де φ – коефіцієнт тертя;

G – сила, що діє на контакт.

Доведено, що за відсутності сил гальмування у прямих ділянках колії та у кривих, радіус яких перевищує 1000 м, складові ковзання коліс у повздовжному та поперечному напрямках відбуваються за крипом, а у кривих меншого радіуса – за законом сухого тертя Кулона.

Середній коефіцієнт тертя зазвичай приймають рівним 0,25.

Зміщення колісної пари в поперечному напрямку дорівнює сумі зазорів $\Delta_{\text{КЗ}}$ та $\Delta_{\text{КВ}}$ між гребенями коліс і бічними гранями головок зовнішньої (З) та внутрішньої (В) рейок і пружними бічними деформаціями рейок («відтисненнями» рейок), тобто обмежуються гребенями коліс і рейками. Тому характеристика зв'язку колісної пари з рейковою колією є «суттєво нелінійною» (рис. 1.19).

На рис. 1.19 позначено сили тертя на поверхнях кочення коліс по рейках $\pm F_{\text{тр}}$ до початку контактування їх гребенів з бічними гранями рейок.

Здебільшого вважається, що на контакті гребеня з бічною гранню рейки має місце сухе тертя. Додавання до контакту мастила не дає значного ефекту, бо питомі сили на ньому дуже високі (оскільки площ плями контакту занадто мала), що спричиняє видавлювання мастила з контакту.

При невеликих швидкостях руху вагонів, наприклад у межах стрілових переводів, спрямовувальні сили, що діють на контакті гребеня з бічною гранню рейки, також невеликі, тому ефективність від змащування дещо зростає.

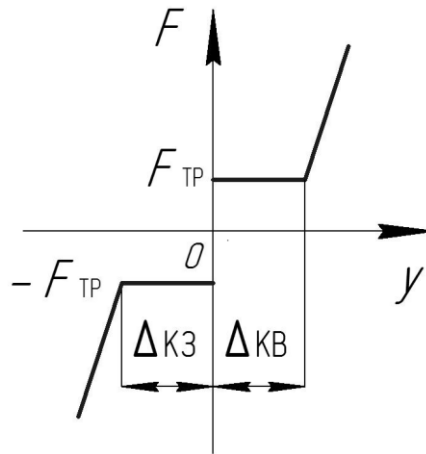


Рис. 1.19. Характеристика зв'язку колісної пари з рейковою колією в поперечному відносно рейок напрямку

Площу контакту можна збільшити, наприклад, шляхом застосування радіальної установки колісних пар у кривих ділянках колії.

1.5. Методи складання рівнянь динаміки руху вагона

При русі вагона по рейковій колії, що має нерівності (рис. 1.1), виникає його збуджений рух, тобто поява прискорень складових мас і динамічних сил, які призводять до коливань. Амплітуди і частоти цих коливань, а також прискорення і їх зміни, визначають *динамічні якості* вагонів: плавність руху (тобто вплив на самопочуття пасажирів і на збереження вантажу), стійкість проти зростання амплітуд вертикальних і бічних коливань, а також від наповзання гребенів коліс на рейки.

Метою вивчення коливань у системі «вагон-рейкова колія» є виявлення фізичної природи і причин, що їх викликають, прогнозування залежностей рівня динамічних сил від збуджень, а також спрямування зусиль проектувальників на знаходження таких конструктивних рішень по складових вагонів, які забезпечать їм необхідні динамічні якості.

Досліджують динаміку вагонів за допомогою диференціальних рівнянь (математичних моделей), які складають за алгоритмом Даламбера, якщо схема має один або два ступені свободи і, отже, може бути описана одним або двома диференціальними рівняннями. В іншому випадку використовують алгоритм Лагранжа II роду.

Кількість диференціальних рівнянь дорівнює кількості ступенів свободи складових частин системи, але без урахування жорстких зв'язків поміж ними.

Коливання підресорених і непідресорених мас вивчають окремо, бо їх частоти коливань суттєво відрізняються внаслідок великої різниці між жорсткістю ресор і жорсткістю контактів коліс з рейками. Тому впливом коливань кузова на сили контактної взаємодії коліс з рейками можна нехтувати, бо похибка при цьому не перевищує кількох процентів. З усіх задач динаміки непідресорених мас вагонів тут розглянемо тільки ті, що відповідають задачам посібника.

Контрольні запитання

1. Які проблеми динаміки вагонів є актуальними на сьогодні?
2. Які шляхи вирішення проблем динаміки вагонів найбільш реальні?
3. З яких основних елементів складається колія?
4. Які характеристики колії є важливими для динаміки руху вагонів?
5. Які джерела збурень коливань вагонів найбільш небезпечні?
6. Які сили діють на кузов під час коливань?
7. Як з'єднуються прямі і криві ділянки колії?
8. Як змінюють напрямок руху потяга?
9. Які існують зв'язки з'єднання елементів вагона?
10. Які переваги та недоліки притаманні гідравлічним демпферам?
11. Які переваги та недоліки притаманні фрикційним демпферам?
12. Які функції виконує колісна пара?
13. Які профілі поверхонь кочення коліс найпоширеніші?
14. Які види зносу профілів коліс мають місце в експлуатації?
15. Які існують методи складання рівнянь динаміки руху вагона?

2. РУХ ВАГОНА ПО ПРЯМИХ І КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ

Дослідження вчених довели, що швидкість руху потягів навіть на ідеально прямих ділянках колії не може зростати безмежно. Цьому заважає ряд особливостей, притаманних процесу взаємодії коліс з рейками, так звана «стійкість руху» вагонів, їх коливання і т. ін.

Отже, розглянемо деякі питання динаміки вагонів і засоби щодо її поліпшення при підвищенні швидкості руху.

2.1. Рух колісної пари по прямих ділянках колії

У 1883 році вчений Клінгель (Klingel) розробив теорію, яка довела, що колісна пара з конусними колесами при коченні по ідеально рівній колії має періодично зміщуватися в поперечному напрямку так, що її центр буде описувати синусоїду, амплітуда якої зростає у часі. Теорія дозволила отримати першу у транспортній науці математичну залежність, яка описувала та прогнозувала рух колісної пари по колії. Згодом вона підтвердилася багатьма натурними випробуваннями.

Такий «звивистий» рух колісних пар збурює бічні коливання візків і кузова вагона. При торканнях гребенів коліс бічних граней рейок, які обмежують зростання амплітуд вихлянь, виникають значні сили їх взаємодії. Це інколи викликає необхідність обмежувати швидкість руху поїздів на прямих ділянках колії.

Клінгель розглядав рух колісної пари, яка котиться по колії без проковзувань коліс по рейках. При цьому колеса мають конічні профілі з однаковими середніми діаметрами (рис. 2.1).

Якщо колісну пару встановити на рейки у прямій ($R=\infty$) ділянці колії так, що миттєві радіуси кіл кочення коліс будуть відрізнятися один від одного, то колесо з більшим радіусом (r_1) буде рухатися швидше, ніж те, діаметр якого на цей час менший (r_2) (рис. 2.1).

Оскільки швидкість руху колеса дорівнює добутку радіуса на кутову швидкість $\omega_{кп}$, яка однакова для всієї колісної пари, то запишемо нерівність

$$r_1 \cdot \omega_{\text{кп}} > r_2 \cdot \omega_{\text{кп}}$$

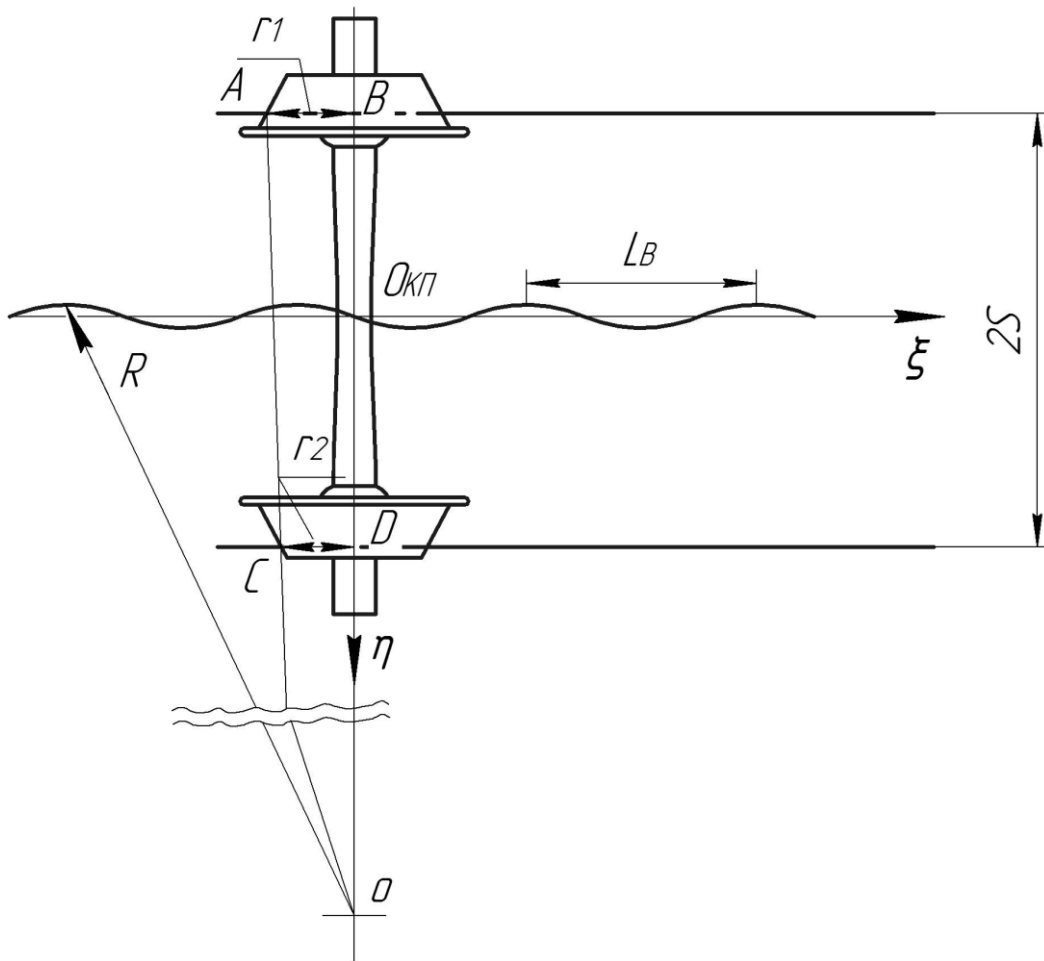


Рис. 2.1. Схема кочення колісної пари по рейках

У зв'язку з цим колісна пара має рухатися не тільки уздовж колії, а й у поперечному до неї напрямку з обертанням із радіусом R навколо вертикальної осі на кут ψ . Ця вісь проходить через O – миттєвий центр обертання колісної пари з кутовою швидкістю $\dot{\psi}$. Зміна кута дорівнює

$$d\psi = \frac{-r_1 + r_2}{2s} \omega dt .$$

Якщо середній радіус $r_c = (r_1 + r_2)/2$; $r_c \cdot \omega \cdot dt = dx$; $r_1 - r_2 = \Delta r$,
то

$$\frac{d\psi}{dx} = \frac{\Delta r}{2sr_C} = \frac{1}{\rho},$$

де ρ – радіус кривизни траєкторії руху центра колісної пари $O_{КП}$.

Оскільки кут ψ малий, то приблизно дорівнюватиме

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{d^2 y}{dx^2}.$$

Звідси кінематика руху геометричного центра колісної пари має такий вигляд:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\Delta r}{2sr_C} = 0. \quad (2.1)$$

Для конусної поверхні зміна радіуса колеса Δr пропорційна зміщенню y , тобто $y/\Delta r = 2n y$, де n – конічність поверхні кочення колеса, яка за Державним стандартом складає для локомотивів 0,1 (нахил 1:20), а для вагонів 0,2 (нахил 1:10).

Отже, рівняння (2.1) отримає такий вигляд:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{n}{sr_C} = 0. \quad (2.2)$$

Розв'язок такого лінійного однорідного диференціального рівняння

$$y = A \sin \Omega t + \cos \Omega t.$$

Оскільки на початку руху $x=0$, $y = y_0$, $(dy/dx) = 0$, то можемо записати розв'язок рівняння в остаточному вигляді:

$$y = y_0 \cos \Omega t. \quad (2.3)$$

Тут частота хвиль вихлянь $\Omega = \sqrt{\frac{n}{sr_c}}$.

Довжина хвилі вихляння колісної пари, м, дорівнює одному періоду

$$L = 2\pi/\Omega, \text{ або } L = 2\pi\sqrt{\frac{sr_c}{n}}. \quad (2.4)$$

Як приклад, при радіусі колеса 0,475 м, половині ширини відстані між серединами головок рейок $s = 0,795$ м, конічності поверхні кочення колеса $n=0,2$ отримаємо таку довжину хвиль вихляння колісної пари, що виміряні за траєкторією руху її геометричного центра,

$$L = 2 \cdot 3,14 \sqrt{\frac{0,795 \cdot 0,475}{0,2}} = 8,5 \text{ м.}$$

Довжину хвиль вихляння колісних пар доцільно збільшувати, щоб зменшити кількість торкань гребенями бічних граней рейок, а отже, і зносу гребенів коліс. Цього можна досягти шляхом зменшення конічності та збільшення радіусів поверхонь кочення коліс. Так, при конічності колеса 0,1 довжина хвилі вихляння складе близько 12 м.

Шестаков В.М. довів, що візок, колісні пари якого з'єднані в рамі за допомогою жорстких зв'язків і відстань від кожної з них до її середини дорівнює « a », буде під час руху вихляти так, що довжина хвиль зросте і складатиме, м,

$$L = 2\pi\sqrt{\frac{sr_c}{n}}\sqrt{1 + \frac{a^2}{s^2}}. \quad (2.5)$$

Якщо ж колісні пари з'єднані в рамі візка за допомогою зв'язків з малою жорсткістю, то довжина хвиль вихляння візка визначатиметься за залежністю (2.4). При цьому колісні пари рухаються як вільні, що викликає інтенсивні бічні коливання вагона в цілому.

Жорсткість зв'язків колісних пар з рамою впливає також на амплітуди бічних коливань вагона, на бічні прискорення, а також на характер загасання цих коливань: менші амплітуди вихлянь і прискорень, а також найбільше загасання коливань притаманне жорстким повздовжнім зв'язкам колісних пар із рамами візків.

Ще один напрямок щодо зниження інтенсивності звивистого руху полягає у введенні обмежень на максимальні амплітуди траєкторій колісних пар шляхом зменшення ширини колії з 1524 до 1520 мм, бо, вочевидь, ці амплітуди не можуть перевищувати зазорів між гребенями коліс і бічними гранями рейок.

Деякий ефект щодо зменшення амплітуд вихлянь колісних пар можна отримати, якщо вкладати рейки в такий спосіб, щоб одна з них була вище за другу. Але як попередній, так і цей спосіб, можуть спричинити збільшення зносу гребенів коліс.

Дослідження вчених довели, що звивистий рух вагонів визначається як параметрами його колісних пар і візків (формула (2.5)), так і характеристиками його зв'язків. Це дозволило суттєво поліпшити стійкість руху вагонів шляхом належного вибору цих характеристик. Наприклад, шляхом підвищення моментів тертя між кузовом вагона та його візками можна суттєво зменшити амплітуди вихлянь усього вагона.

Збільшити довжин хвиль вихлянь, а отже, і їх частоту можна шляхом збільшення баз візків і вагона.

Таким чином, підвищення швидкості потягів стикається з проблемою забезпечення стійкості їх руху у прямих ділянках колії, тобто утримання у встановлених межах амплітуд (поперечних зміщень) і частот Ω хвиль вихлянь кузова, візків і колісних пар (формула (2.3)). Вирішують її шляхом раціонального проектування екіпажів вагонів та обранням належних параметрів і характеристик зв'язків між його складовими. На швидкісних потягах зазвичай зменшують конічність профілів кочення коліс до $n = 0,04$ і менше. Це, за формулою (2.4), сприятиме зростанню довжини хвиль вихлянь візків, зменшенню частоти вихлянь і підвищенню стійкості руху вагонів.

2.2. Рух вагона по кривих ділянках колії

Криві ділянки колії складають близько 30 % її загальної довжини. Швидкість руху на них суттєво обмежується порівняно з прямими ділянками через умови безпеки руху та комфорту пасажирів. Тому без значного підвищення швидкості руху на кривих неможливо підвищити середню швидкість руху потягів. Розглянемо шляхи вирішення цієї проблеми технічними засобами. Для цього наведемо деякі відомості щодо теорії руху екіпажів по кривих.

2.2.1. Рух вагона з проковзуванням коліс по рейках

Рух колісної пари супроводжується проковзуваннями її коліс відносно рейок як по колах кочення, так і гребенів по бічних гранях рейок. При цьому на контактах виникають сили крипу, якщо відносна швидкість ковзання (V_k/V) менше 2 %. Якщо ця швидкість більше, то виникають сили тертя. Сили завжди спрямовані протилежно напрямкам проковзувань і обчислюються за виразами (1.12) або (1.14).

У дослідженнях вчених Юбелакера Г. (Ubelacker G.) та Цеглінського К.Ю. та ін. визначено напрямки швидкостей ковзання коліс по колах кочення, а отже, і напрямків сил на контактах, які спрямовані у протилежний бік.

Ці дослідження дозволили створити теорію руху екіпажів по кривих ділянках колії, яка вирішила проблему визначення припустимих швидкостей їх руху при забезпеченні його безпеки та належного комфорту пасажирів.

Теорія отримала назву «динамічне вписування екіпажів у криві ділянки колії методом кінетостатики», оскільки враховує не тільки статичну, а й «динамічну» відцентрову силу, що діє на вагон під час руху по кривих.

Ця теорія розглядає сталий рух вагона з постійною швидкістю по кривій ділянці колії, яка не має жодних відхилень від ідеальної колової форми. Жорсткість колії в поперечному до руху напрямку є незмінною. Повздовжні сили, такі як гальмові, опір руху, відсутні. Поверхні кочення коліс мають циліндричну форму (а не конусну, як зазвичай). Колісні пари паралельні одна

одній і обертаються з незмінною кутовою швидкістю. Також незмінними вважаються кутові швидкості обертання візків і кузова вагона навколо центра кривої. Як правило, розглядається рух одного візка з половиною маси кузова, що обпирається на неї, а не всього вагона, бо це прискорює розв'язання задачі. До шворня візка прикладено відцентрову силу половини маси кузова вагона, тиску вітру та складову силу ваги кузова, яка обумовлена підвищенням зовнішньої рейки у кривій ділянці колії.

Такі припущення суттєво спрощують розв'язання задачі, а похибка, яка при цьому має місце, – незначна, що підтверджено натурними випробуваннями.

У цій теорії рух колісної пари вважається таким, що складається з поступового руху уздовж дотичної до середньої осі кривої ділянки колії (переносний рух) та обертання навколо шворня візка (відносний рух), внаслідок цього ковзання коліс по рейках буде відбуватися винятково внаслідок обертання візка відносно полюса.

Полюсом називається точка P перетину повздовжньої осі колісної пари та перпендикуляра, який опущено до неї з центра кривої, що її описує геометричний центр колісної пари при русі. Відстань від полюса P до геометричного центра будь-якої колісної пари називається її *полюсною відстанню* (x_1, x_2) (рис. 2.2).

При такому поданні руху колісної пари можна спрощено обчислити напрямки дії векторів швидкостей ковзання коліс по рейках, а отже, і напрямки сил тертя, спрямовані у протилежний бік.

Якщо геометричний центр колісної пари співпадає з полюсом, то кажуть, що вона встановлена в *радіальному* напрямку, і для неї полюсна відстань дорівнює нулю.

Усе це справедливо також для візків і кузова, де аналогічно можна знайти їхні полюси обертання та полюсної відстані.

Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на двовісний візок, у якому колісні пари розміщено в жорсткій рамі без будь-яких зазорів і пружних зв'язків – при його русі по кривій ділянці радіусом R_k (рис. 2.2).

Серед сил, що діють на візок, невідомими є сила Y_1 , яка діє від бічної грані рейки на гребінь *першої* в напрямку руху колісної пари та спрямовує візок уздовж кривої, і її полюсна відстань (рис. 2.2):

$$x_1 = l_T + a. \quad (2.6)$$

До речі, сила Y_1 називається «силою, що спрямовує» екіпаж, або *напрямною* силою.

Доведено, що гребінь *першої* (у напрямку руху) колісної пари *завжди* торкається бічної грані зовнішньої рейки колії при русі по кривих ділянках.

Ця сила у кривих діє постійно, у той час як схожа сила Y_2 , що має діяти на гребінь колеса другої колісної пари двовісного візка, з'являється тільки при одній із безлічі можливих «*установлень*» візка відносно колії, а саме при так званому «*хордовому установленні*», при який кут набігання гребеня *першої* колісної пари на рейку буде мінімальним. Найбільший кут набігання гребеня на *зовнішню* рейку зазвичай спостерігається на *першій* колісній парі тоді, коли друга колісна пара притиснена гребенем колеса до внутрішньої рейки колії. Таке установлення візка називається «*з найбільшим перекосом*».

Такі крайні установлення візків спостерігаються тільки інколи. Частіше за все візок займає відносно колії проміжне положення, коли гребені другої колісної пари не торкаються рейок, тобто колісна пара рухається «*у зазорі*» між гребенями та рейками.

Для цього випадку система рівнянь рівноваги зовнішніх сил (у проекціях на вісь координат ou (рис. 2.2)), що діють на візок у площині колії, і моментів цих сил відносно полюса обертання візка P :

$$\sum Y = 0; \quad 2F (\cos \beta - \cos \alpha) - H + Y_1 = 0; \quad (2.7)$$

$$\sum M(P) = 0; \quad -2F [(l_T - a) / \cos \beta + (s + a) / \sin \alpha] - H l_T + Y_1 (l_T + a) - Y_2 (l_T - a) - F_{TP} \cdot s = 0. \quad (2.8)$$

$$M_{\Gamma P} = F_{\Gamma P} \cdot s,$$

де $M_{\Gamma P}$ – обертальний момент, що діє на колісну пару від сили тертя гребеня по бічній грані зовнішньої рейки 2.

За рис 2.2 можна обчислити синуси та косинуси кутів:

$$\cos \beta = \frac{l_T - a}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}}; \quad \cos \alpha = \frac{l_T + a}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}}; \quad \sin \beta = \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}};$$

$$\sin \alpha = \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}};$$

$$F = \mu N; \quad H = \frac{M}{2} \left(\frac{V^2}{R_K} - \frac{h}{2s} g \right) + \frac{1}{2} P_B. \quad (2.9)$$

За додатний напрямок тут обрано обертання проти стрілки годинника.

Відцентрову та поперечну складову сили ваги, що діють на візок, обчислено за формулами (2.9). Сила вітру P_B умовно прикладена до шворня. Подальше уточнення можна отримати, якщо урахувати радіальну складову сили стиснення потяга, що витискує вагони назовні кривої при гальмуванні локомотивом.

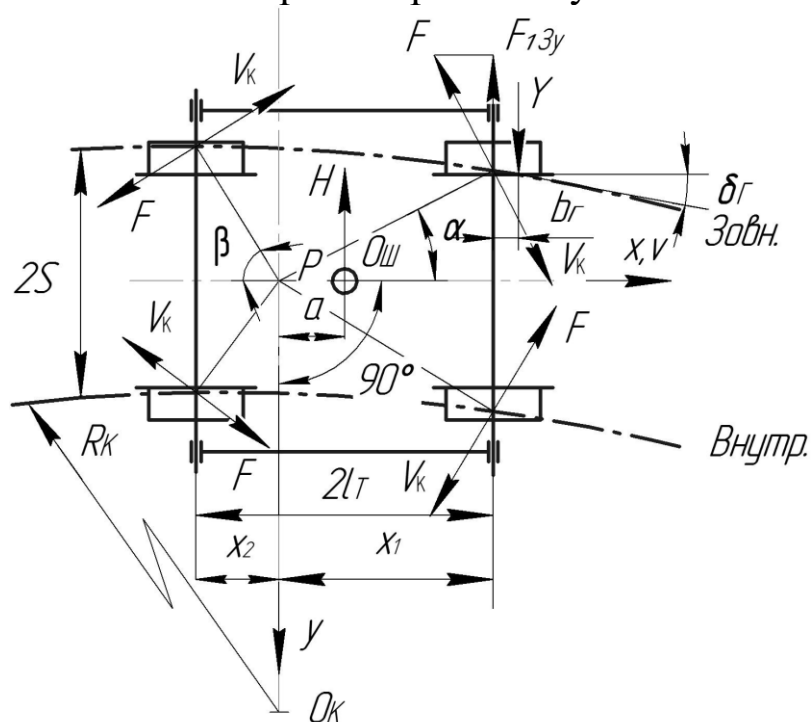


Рис. 2.2. Схема візка і сили, що діють на нього

Система складається з двох трансцендентних (тобто таких, що містять радикали) рівнянь з трьома невідомими: Y_1, Y_2, a , тобто вона має безліч рішень.

Якщо припустити, що гребені другої колісної пари не торкаються бічних граней головок рейок ($Y_2=0$), то кількість невідомих дорівнюватиме кількості рівнянь і система буде мати один розв'язок, тобто можна буде знайти найважливішу (з точки зору безпеки руху) силу Y_1 , яка зазвичай значно більша за модулем, ніж сила Y_2 .

Розв'язок знаходять шляхом «підбору», але найефективніше це можна досягти, скориставшись ЕОМ.

Для навчальних цілей використовують наближений графічний метод, розроблений Проскурневим П.Г., який встановлює залежність між невідомою величиною « a », від якої залежать полюсні відстані колісних пар, та співвідношенням між силою H і сумою всіх сил тертя $4F$ (рис. 2.3). Цей графік дозволяє також обчислити силу Y_1 .

Як приклад, для візка з базою 1,8 м при співвідношенні $H/(4F) = 0,4$ на рис. 2.3 показано пунктиром шлях для отримання розміру $a=1,1$ м (на нижній частині графіка, точка I) та, зрештою, на верхньому графіку точку II та величину $Y_1/(4F) = 0,96$.

Отже, у цьому випадку напрямна сила, що діє від бічної грані зовнішньої рейки кривої на гребінь колеса передньої колісної пари візка дорівнює

$$Y_1 = 0,96 \cdot 4F = 0,96 \cdot 4 \cdot \mu \cdot N. \quad (2.10)$$

Якщо $\mu=0,25$, $N=100$ кН, то $Y_1=0,96 \cdot 4 \cdot 0,25 \cdot 100=96$ кН.

При цьому вважається, що гребені коліс другої колісної пари рейок не торкаються.

Недоліком цього методу є те, що в ньому не враховується знос коліс і рейок, профілі кочення коліс, відхилення колової кривої від ідеальної форми (горизонтальні нерівності) і бічна жорсткість рейок.

Розроблено також більш ефективні методи та програми дослідження руху екіпажів по кривих ділянках колії за допомогою ЕОМ, де враховано згадані особливості.

Для розглянутого вище прикладу за тих самих умов напрямна сила, яка обчислена за однією з таких програм, становитиме 85 – 90 кН, тобто дещо менша, ніж знайдене за формулою (2.10). Це добре збігається з величиною цієї сили, яку було отримано при динамічних ходових випробуваннях реального вантажного вагона та з результатом за формулою (2.10).

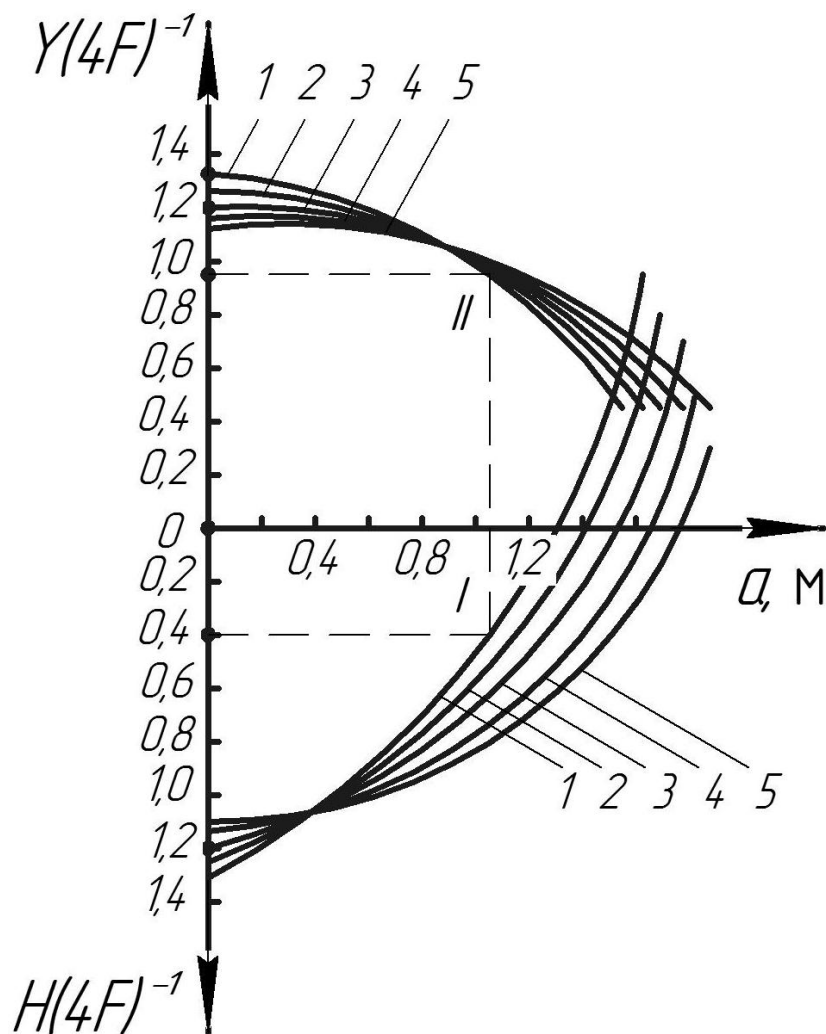


Рис. 2.3. Графік залежності складової полюсної відстані «a» та нормальної сили Y_1 від співвідношення між силою H та сумою всіх чотирьох сил тертя поверхонь кочення коліс по рейках $4F$

Напрямна сила Y_1 необхідна при розрахунках щодо безпеки руху – умов стійкості проти вкочування гребеня колеса на головку рейки. Її величина також обмежується за умови міцності рейок.

Отже, від того, як розрахункова величина Y_1 наближена до реального значення, залежить безпека та припустимі швидкості руху потягів.

2.2.2. Сили, що діють між колесами та рейками

На рис. 2.4, 2.5 та 2.6 наведено схеми колісної пари (у трьох проекціях) і сили, що діють на неї при русі по кривій ділянці колії:

$F_{\text{ПР}}$ – проекція на вісь OY сили тертя поверхні кочення правого колеса по внутрішній рейці колії;

$F_{\text{Л}}$ – проекція на вісь OY сили тертя поверхні кочення лівого колеса по зовнішній рейці колії;

$Y_{\text{ВЦК}}$ – відцентрова сила колісної пари;

$Y_{\text{Р}}$ – рамна сила, що діє на колісну пару від рами візка;

$Y_{\text{Н}}$ – прямна сила, що діє на гребінь колеса та *спрямовує* рух колісної пари (а отже, і всього транспортного засобу) уздовж колії.

Як видно з рисунків, *прямна сила є реакцією рейки* на дію суми з чотирьох сил:

$$Y_{\text{Н}} = Y_{\text{Р}} + F_{\text{ПР}} + F_{\text{Л}} + Y_{\text{ВЦК}} . \quad (2.11)$$

На зовнішню рейку діє *бічна сила* $Y_{\text{Б}}$, яка вигинає її назовні кривої та дорівнює сумі сил:

$$Y_{\text{Б}} = Y_{\text{Р}} + F_{\text{ПР}} + Y_{\text{ВЦК}} . \quad (2.12)$$

Тут немає сили тертя $F_{\text{ПР}}$, бо вона компенсується в межах колеса та рейки реакцією ($-F_{\text{Л}}$), як показано на рис. 2.4.

На рис. 2.5 показано «кут набігу» гребеня колеса на рейку δ_{Γ} , який визначається між площею колеса та дотичною лінією до рейки в точці, де вона торкається гребеня колеса. Ця точка дещо зміщена вперед у напрямку руху на відстань, яку називають «забіганням» гребеня колеса.

На рис. 2.5 наведено вид згори на колісну пару та сили, що діють на неї при русі в напрямку \vec{V} .

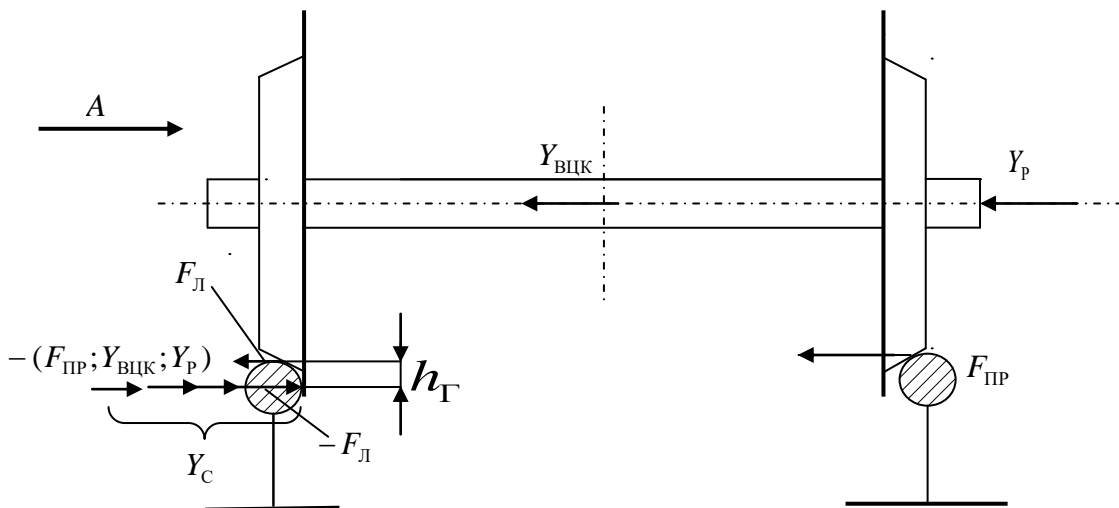


Рис. 2.4. Вид ззаду на передню колісну пару візка та сили, що діють на неї при русі (від спостерігача) по кривій ділянці колії

Забігання обчислюється за формулою Цеглінського К.Ю.

$$b_{\Gamma} = (r + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \delta_{\Gamma}, \quad (2.13)$$

де r – радіус колеса;

h_{Γ} – «глибина» торкання гребеня бічної грані рейки (10 – 15 мм);

β – кут нахилу конічної частини гребеня колеса до площі колії (60° у вагонів, 70° у локомотивів).

Кут набігу гребеня на рейку будь-якого (i) колеса (рис. 2.5) у випадку руху по кривій ділянці колії, що не має горизонтальних відхилень від колової форми (горизонтальних нерівностей), можна обчислювати за наближеною формулою.

$$\delta_{\Gamma} = (x_i) / R = \pm(0 \div 1^{\circ}). \quad (2.14)$$

У тому випадку, якщо на рейках є горизонтальні нерівності, цей кут стає змінним, оскільки залежить від їх форми.

На рис. 2.6 наведено силу тертя F_{Γ} , яка діє на контакті гребеня колеса з бічною гранню рейки.

Ця сила створює гальмовий момент, що діє проти напрямку обертання колеса при русі і являє собою складову загального опору руху колісної пари

$$M_{\Gamma} = F_{\Gamma} \cdot h_{\Gamma}. \tag{2.15}$$

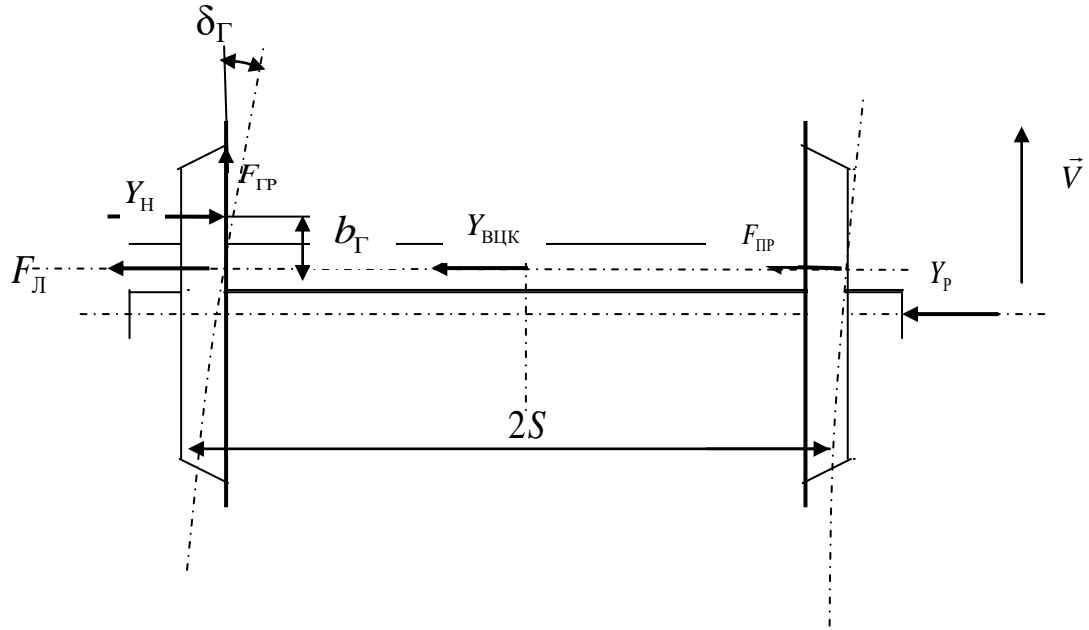


Рис. 2.5. Схема колісної пари та сили, що діють на неї при русі по кривій, якщо дивитися на неї зверху

Для зменшення цього опору руху бічні грані рейок і гребені коліс змащують за допомогою спеціальних пристроїв.

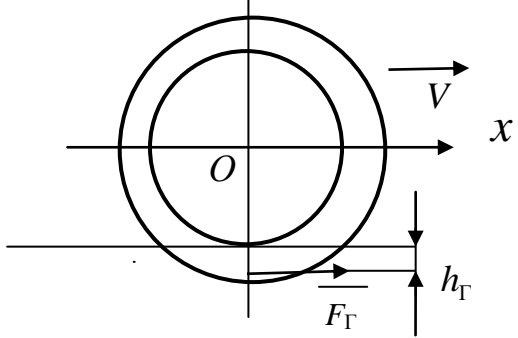


Рис. 2.6. Схема колісної пари та сили, що діють на неї при русі по кривій, якщо дивитися в напрямку стрілки A (рис. 2.4)

2.2.3. Способи підвищення швидкості руху по кривих ділянках колії

На рис. 2.7 наведена схема вагона та сили, що діють на нього при русі по кривих. Відцентрова сила $H_{вц}$ дорівнює

$$H_{вц} = mV^2/R, \quad (2.16)$$

де m – маса кузова вагона (або пасажирів чи вантажу);

V – швидкість руху;

R – радіус кривої.

Складова сили тяжіння G_r , за рис. 2.7, дорівнює

$$G_r = G \sin \alpha = m g \sin \alpha = m g h/2s, \quad (2.17)$$

де $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння;

$2s = 1,6 \text{ м}$ – ширина колії, виміряна по серединах головок рейок.

Якщо сили $H_{вц}$ та G_r порівняти між собою, то можна обчислити так звану «рівновагову» швидкість руху вагона, м/с, коли пасажирів зовсім не будуть відчувати, що рух відбувається по кривій ділянці колії:

$$V = \sqrt{Rgh/2s} \quad (2.18)$$

Це дещо більше за швидкість руху по кривій, яка не має підвищення зовнішньої рейки відносно внутрішньої. Зверніть увагу, що ця швидкість руху не залежить від маси, що входить до залежностей (2.6), (2.7), тобто вона однакова для всіх складових вагона, пасажирів і вантажу.

Науковцями доведено, що в якості припустимої сили, яка діє поперек повздовжньої осі колії і негативно впливає на пасажирів, можна обирати таку, що дорівнює добутку маси на деяке прискорення (у відповідності з другим законом Ньютона), яке називають «непогашеним прискоренням».

Нормою цього непогашеного прискорення є $a_{\text{нп}} = 0,7 - 0,8 \text{ м/с}^2$.

Якщо дозволити мати такий рівень прискорень для пасажирів, то отримаємо змогу ще дещо підвищити швидкість руху вагонів по кривих ділянках колії.

Як приклад, у табл. 2.1 наведено розрахункові припустимі швидкості руху вагона залежно від двох факторів: «непогашеного прискорення» та підвищення зовнішньої рейки у кривій радіусом 350 м.

Таблиця 2.1

Припустимі швидкості руху поїзда по кривій ділянці колії радіусом 350 м, км/год

$h, \text{ м}$	$a_{\text{нп}}, \text{ м/с}^2$	
	0	0,7
0	0	56,4
0,15	64,6 (рівновагова швидкість руху)	85,5

Швидкість руху суттєво підвищилась, але вона все ще набагато менша, ніж у прямих ділянках колії.

Як бачимо з формул (2.6) та (2.7), подальшого підвищення швидкості руху по кривих ділянках колії можливо досягти, якщо збільшити кут α .

Але це неможливо зробити шляхом подальшого підвищення зовнішньої рейки, бо при зупинці потяга у кривій ділянці колії «непогашене прискорення» змінить свій знак на протилежний – буде залежати тільки від сили тяжіння (2.7) і при підвищенні 0,15 м складе $1,1 \text{ м/с}^2$, що вже є неприємним для пасажирів.

Тому на практиці до кута α додають кут $\alpha_{\text{к}}$, який реалізують шляхом бічного нахилу не всього вагона, а тільки його кузова відносно площин рам візків. На швидкісних потягах він досягає майже 8° (0,143 рад).

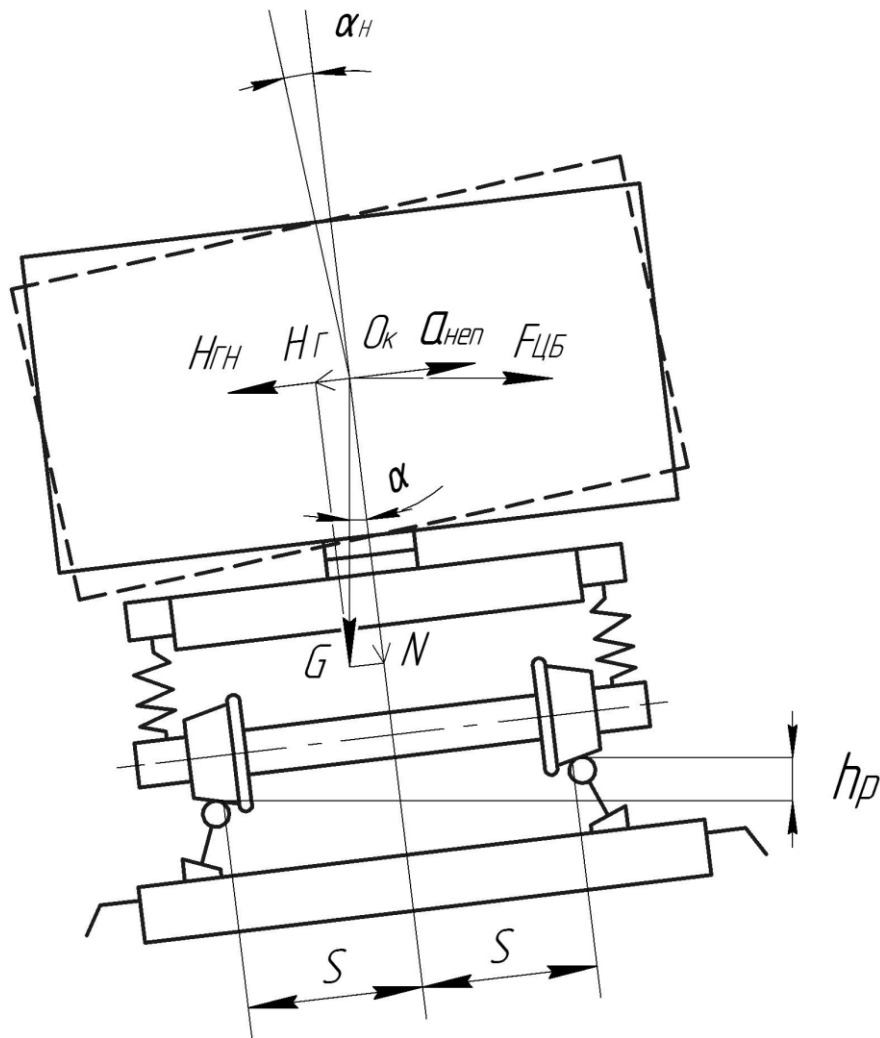


Рис. 2.7. Схема вагона та сили, що діють на нього при русі по кривим

Для спрощених розрахунків приймемо, що цьому куту відповідає умовне підвищення зовнішньої рейки у кривій h_K , так що

$$\sin \alpha_K \approx \alpha_K = h_K / 2s, \quad (2.19)$$

звідки отримаємо умовне підвищення зовнішньої рейки

$$h_K = 2s\alpha_K = 0,143 \cdot 1,6 = 0,23 \text{ м}. \quad (2.20)$$

Це умовне підвищення зовнішньої рейки можна додати до h .

Отже, якщо підсумувати все це, то з урахуванням формул (2.16), (2.17) та (2.20) отримаємо таку залежність для визначення припустимої швидкості руху потяга по кривій ділянці колії:

$$m \frac{V^2}{R} - \frac{m g (h + h_K)}{2s} = m \alpha_H. \quad (2.21)$$

Після скорочень отримаємо вираз для обчислення припустимої за непогашеним прискоренням швидкість руху потяга, м/с,

$$V = \sqrt{\frac{R(2s a_H + g (h + h_K))}{2s}} = \sqrt{R(a_H + \frac{g(h + h_K)}{2s})} \quad (2.22)$$

При куті нахилу кузова вагона 8° припустима за непогашеним прискоренням швидкість руху потяга складе

$$V = \sqrt{R(0,7 + \frac{9,81(0,15 + 0,23)}{2 \cdot 0,8})} = 39,4 \text{ м/с (142 км/год)}. \quad (2.23)$$

Вочевидь, маємо суттєве підвищення швидкості руху потяга по кривих ділянках колії порівняно зі швидкостями, що наведені в табл. 2.1.

Отже, технологія нахилу кузова дозволяє підвищити швидкість руху пасажирських потягів до 200 км/год при відносно невеликих витратах.

2.2.4. Системи для нахилу кузова вагона при русі по кривих ділянках колії

Для додаткового нахилу кузова треба обладнати вагон спеціальними системами, які поділяють на «пасивні», «пасивно-активні» та «активні».

Пасивні системи створюють нахили кузова вагона відносно візків за допомогою додатної різниці між відцентровою силою $F_{цб}$ і гравітаційною складовою $H\Gamma$ (рис. 2.7).

На рис. 2.8 наведено схему *пасивної* системи нахилу кузова вагона відносно візків швидкісного потяга Talgo 350, де використано пристрій маятникового типу.

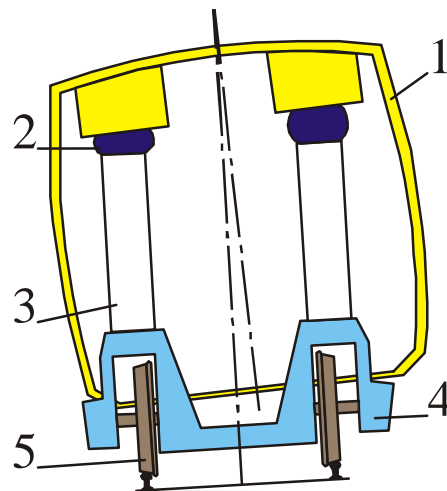


Рис. 2.8. Пасивна система нахилу кузова вагона відносно візків:
1 – кузов; 2 – пневматичні балони; 3 – колони; 4 – рама візка;
5 – колісна пара

Вісь обертання кузова 1 знаходиться у верхній частині, де він спирається на пневматичні балони 2, які встановлено на колонах 3, що спираються на раму візка 4. Балони з'єднані між собою трубою і заповнені повітрям, яке своїм тиском урівноважує вагу кузова. Центр мас кузова знаходиться нижче осі обертання.

Таким чином, нахил кузова вагона відбувається при входженні в криву ділянку колії під впливом відцентрової сили. При цьому внутрішній відносно центра кривої балон стискається і повітря з нього перетікає до зовнішнього балона, тобто утворюється нібито шарнір, на якому висить кузов. Пасивна система дозволяє отримати кут нахилу кузова до 3° .

З урахуванням того, що центр мас і підлога вагона розташовані низько відносно шарніра, то цього досить, щоб компенсувати більшу частину бічного непогашеного прискорення.

Конструкція пасивних систем досить проста і надійна в експлуатації. Важливо, що кузов вагона після закінчення кривої ділянки колії, де він був нахилений, автоматично повертається назад під дією гравітаційної сили.

Застосування такої системи нахилу кузова дозволило підняти швидкість руху потяга у кривій ділянці колії радіусом 700 м з 133 км/год до 155 км/год.

Недоліком пасивної системи є те, що кут повороту кузова, який система може забезпечити, значно менший за потрібний. Це унеможлиблює подальше підвищення швидкості руху потягів по кривих ділянках колії.

Пасивно-активна система, яка є розвитком пасивної, працює за принципом активного керування центральним ступенем ресорного підвішування, де використано пневматичні ресори. Така система застосована на японському швидкісному потязі N700.

На рис. 2.9 наведено схему пасивно-активної системи нахилу кузова вагона відносно візків швидкісного потяга N700. Кузов вагона 1 нахиляється відцентровою силою і «довертається» відносно візка 2 на кут до 2° завдяки додатковій подачі стиснутого повітря в одну з пневматичних ресор 3 від компресора через електропневматичний вентиль 5, або з додаткового резервуара 4, і випуску частини стиснутого повітря з протилежної пневморесори через електропневматичний вентиль 6.

Електропневматичними вентилями керує комп'ютер.

Така система дала можливість потягу N700 підвищити швидкість руху у кривих радіусом 2500 м з 250 до 270 км/год, тобто вона дещо ефективніша, ніж попередня.

Однак розвиток сучасних комп'ютерних технологій спричинив появу ще більш ефективних систем, які отримали назву «*активні*».

Активна система нахилу кузова вперше реалізована в 1957 році на дослідному вагоні у Франції. Важливим етапом у розвитку активних систем нахилу кузова було створення потягів Pendolino з гідравлічним приводом механізму нахилу кузова і швидкістю руху 200 км/год.

Такими системами обладнують швидкісні потяги. Їх розповсюдження почалося після того, як отримали певний розвиток комп'ютерні технології та мікропроцесорні системи керування, які мають високу надійність у роботі.

Нахили кузовів вагонів потяга система керування починає реалізовувати заздалегідь, тобто з деяким упередженням, щоб вони мали увійти у криву ділянку колії вже з необхідним нахилом. Це поліпшує відчуття комфорту пасажирів.

Досвід експлуатації довів, що досягти строго визначеного кута нахилу кузова можливо тільки при використанні активних систем. Тому вони отримали найбільше розповсюдження.

До активної системи для нахилу кузова входять кузов, рама візка, проміжна балка, система підвісу, виконавчий механізм на базі гідравлічного, пневматичного або електромеханічного приводів і блок керування.

Розглянемо активну систему нахилу кузова на прикладі швидкісних потягів ETR 470, які обладнано гідравлічним приводом механізму нахилу кузова (рис. 2.10, а). Вони мають конструктивну швидкість руху 200 км/год, а кут нахилу кузова досягає 8° . Будова системи наведена на рис. 2.10, б, в.

Виконавчий механізм створюють за такими схемами:

– *важільний підвіс кузова до проміжної балки*, при якому кузов вагона спирається через важелі підвісу на проміжну балку, яка через пневматичні ресори спирається на раму візка; кузов за допомогою силових циліндрів нахиляється відносно проміжної балки;

– *важільний підвіс проміжної балки до рами візка*, при якому кузов вагона спирається через пневматичні ресори на проміжну балку, яка за допомогою важелів підвішена до рами візка; кузов разом з проміжною балкою нахиляється за допомогою силових циліндрів відносно рами візка;

– *спирання кузова за допомогою пневматичних ресор на проміжну балку*, яка через тіла кочення спирається на раму візка, виконану у вигляді частини бічної поверхні циліндра; кузов разом з проміжною балкою нахиляється на заданий кут відносно осі циліндричної поверхні за допомогою силових циліндрів.

Дві перші схеми більш поширені, бо вони конструктивно і технологічно простіше, а третя схема має перевагу в тому, що дозволяє розмістити центр обертання кузова на рівні усередненого центра мас пасажирів вагона, що сприяє поліпшенню їх самопочуття при нахилах кузова.

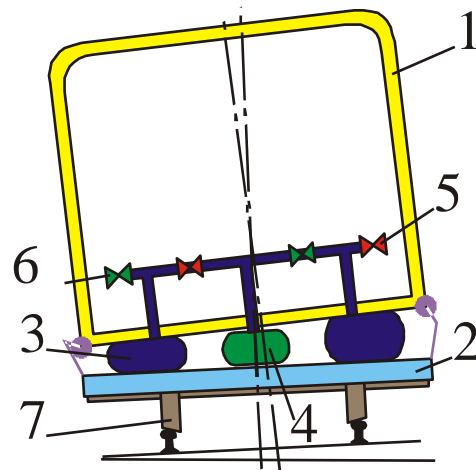
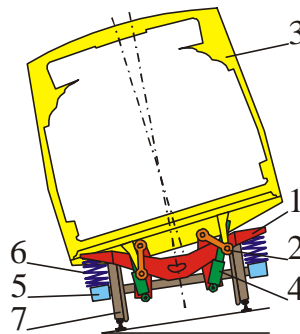


Рис. 2.9. Пасивно-активна система нахилу кузова вагона:
 1 – кузов; 2 – візок; 3 – пневматичні ресори центрального підвішування кузова; 4 – додатковий резервуар;
 5, 6 – електропневматичні вентелі; 7 – колісна пара

а



б



в

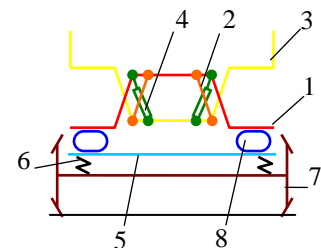


Рис. 2.10. Активна система нахилу кузова потяга ETR 470:
 1 – проміжна балка; 2 – важіль підвіски; 3 – кузов; 4 – силовий гідравлічний циліндр; 5 – рама візка; 6 – ресора підвішування кузова; 7 – колісна пара; 8 – пневматичні ресори

Найбільш поширеним на сьогодні є *гідравлічний* силовий привод, який складається з гідравлічного насоса, гідроаккумулятора, робочої рідини, комп'ютера і апаратури регулювання нахилу кузова, керованих клапанів і силових гідравлічних циліндрів на кожному візку.

Гідравлічний насос з електроприводом створює необхідний для роботи системи тиск робочої рідини та спрямовує її до гідроаккумулятора, який підтримує рівень тиску при відмовах у роботі насоса.

Комп'ютер і апаратура регулювання керують роботою клапанів, через які робоча рідина надходить до силових гідравлічних циліндрів.

Силові гідравлічні циліндри встановлюють по одному або по два на кожному візку. Вони нахиляють кузов, утримують його в нахиленому стані, демпфірують його кутове коливання, блокують його у вихідному стані при відмовах системи, наприклад при зменшенні тиску робочої рідини до неприпустимого рівня, а також повертають кузов до вихідного положення.

Гідравлічний силовий привод при досить високих тисках робочої рідини (15 – 20 МПа) має невеликі габарити і в той же час може розвивати необхідні зусилля для нахилів кузова. Однак він має недоліки, такі як відносна складність конструкції, можливість негативного впливу на довкілля через протікання робочої рідини і т. ін.

Пневматичний силовий привод не містить таких недоліків, але його швидкодія менша, ніж у гідравлічного, а габаритні розміри значно більше.

Електромеханічний силовий привод (рис. 2.11) складається з крокового електродвигуна, зубчастого редуктора з гвинтовою парою, яка перетворює обертання його вихідного вала в лінійне зміщення штока, що з'єднується з кузовом і обертає його. Такий привод майже не потребує обслуговування в експлуатації і є екологічно досить чистим.

До недоліків такого привода слід віднести те, що його гвинтовій парі притаманне при обертанні значне тертя, що унеможлиблює самообертання кузова до вихідного положення – у разі відмови в роботі привода. Також цей привод не забезпечує належного демпфірування кутових коливань кузова, що виникають при русі потяга.

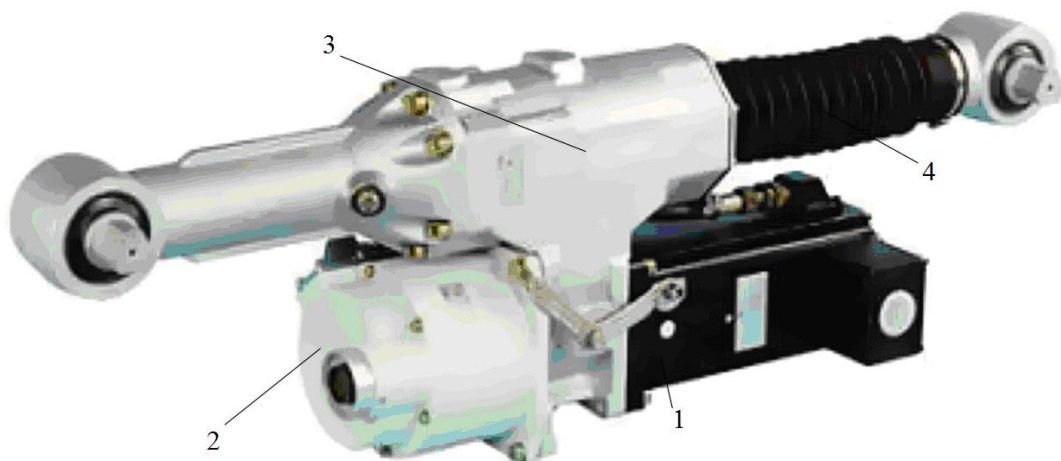


Рис. 2.11. Електромеханічний привод для нахилу кузова вагона:
 1 – електродвигун кроковий; 2 – зубчастий редуктор;
 3 – гвинтова пара; 4 – шток

Електричний силовий привод на базі лінійного електродвигуна, у якого якір не обертається, а рухається вздовж прямої лінії і безпосередньо діє на шток, має всі переваги вищезгаданих приводів, у тому числі електромеханічного. Оскільки цьому приводу не потрібна гвинтова пара, бо він створює безпосередньо лінійне зміщення штока, що обертає кузов вагона, то йому не притаманні недоліки електромеханічного приводу.

Отже, якщо порівняти всі чотири типи приводів, то можна зробити висновок, що при наявних технологіях простіше за все для нахилу кузова використовувати гідравлічний привод, який вже довів свою функціональну здатність і надійність, а перспективний транспорт доцільно обладнати електричним силовим приводом на базі лінійного електродвигуна.

Функції системи керування нахилом кузова:

- отримує дані щодо миттєвих координат потяга від датчиків, що встановлені на колії, або за сигналами системи глобального позиціонування (GPS);

- знаходить відстань до чергової кривої з відомостей про повздовжній профіль колії на ділянці, який заздалегідь занесено до пам'яті комп'ютера, ідентифікує її параметри, тобто довжину, радіус і підвищення зовнішньої рейки, а також обирає варіант швидкості руху та відповідний кут нахилу кузова які мають забезпечити утримання непогашеного прискорення та бічних сил, що діятимуть на рейки, у припустимих межах;

– визначає моменти початку вмикання системи для нахилу кузова та своєчасного її вимикання, щоб забезпечити належний комфорт для пасажирів;

– забезпечує стійкість роботи системи керування за допомогою кіл негативного зворотного зв'язку, які дають змогу обчислювати різницю між величиною обраного кута нахилу кузова і його фактичним значенням за інформацією, яка надходить від датчиків кута нахилу кузова відносно візка, і мінімізувати цю різницю;

– виконує контроль величини кута нахилу кузова та відцентрову силу за інформацією, що надходить відповідно від гіроскопів та акселерометрів, які встановлено в кузові;

– передає дані про кут нахилу і швидкість руху головного вагона до усіх вагонів потяга, щоб забезпечити затримку реалізації кутів нахилу їх кузовів з урахуванням віддаленості вагонів від головного;

– оптимізує кутову швидкість обертання кузова, щоб захистити пасажирів від поштовхів.

Отже, перспективною слід вважати систему керування нахилу кузова, яка працює з випередженням, бо вона дає можливість заздалегідь підготувати систему керування та механізм нахилу до входження у криву.

Той факт, що більш ніж 60 типів потягів, створені 10 фірмами, успішно експлуатуються в 15 державах, говорить про ефективність використання технології нахилу кузовів на швидкісному пасажирському транспорті.

Найбільшого поширення отримала система примусового нахилу з гідравлічним приводом. Електромеханічний привод може скласти йому конкуренцію в разі використання лінійних електродвигунів.

Контрольні запитання

1. За якою траєкторією рухається колісна пара по прямій ділянці колії?

2. Від чого залежить довжина хвиль вихляння колісної пари?

3. Які припущення приймають при складанні рівнянь руху візка по кривих?

4. Що таке «полюс обертання» візка при русі по кривій ділянці колії?
5. Як визначити «полюсну відстань» колісної пари візка?
6. Як впливають зазори в колії на «установлення» візка відносно неї?
7. Яка припустима для пасажирів норма непогашеного прискорення?
8. Яку роль відіграє напрямна сила, що діє на гребінь колеса?
9. Які складові формують бічну силу, що діє на рейку?
10. Як визначити та обчислити кут набігання гребеня колеса на рейку?
11. Що таке «рівновагова» швидкість руху вагона по кривій?
12. Які відомі системи для нахилу кузова вагона при русі по кривих?

3. ЗМЕНШЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНІВ КОЛІС ЗА ДОПОМОГОЮ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ РАДІАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ КОЛІСНИХ ПАР У КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ

Взаємодія вагонів і залізничної колії належить до актуальних проблем транспортної науки. Тут виділяється завдання, пов'язане з впливом конструкції екіпажів вагонів на якість руху, що передбачає безпеку та стабільність руху, комфорт пасажирів, мінімальний силовий вплив на колію, екологічну досконалість, а також мінімальний знос коліс і рейок.

Багаторічна експлуатація рухомого складу довела, що однією зі слабких ланок їх екіпажів є гребені коліс. Це стає головною перешкодою для збільшення міжремонтних пробігів рухомого складу. Так, при середньосітьовому зносі гребенів 0,4 мм на 10 тис. км пробігу на окремих ділянках колії знос перевищує його в кілька разів, що збільшує час простою під обточуванням бандажів, експлуатаційні витрати і витрату металу.

Доведено, що найбільше зношуються гребені коліс у кривих ділянках колії, бо там мають місце найбільші напрямні сили і кути набігання гребенів на рейки. Це спричиняє виникнення надмірних *питомих тисків на контактах гребенів коліс з бічними гранями рейок*. При цьому гребені, на відміну від руху по прямих ділянках колії, безперервно торкаються бічних граней рейок. Усе це в сукупності і призводить до їхнього швидкого взаємного зносу.

Однак треба зауважити, що на частині рухомого складу після 10 тис. км пробігу зносу гребенів коліс немає взагалі, а на іншій частині він досягає 8 мм/10 тис. км, хоча вони експлуатуються на одній і тій самій ділянці з однаковою кількістю кривих.

Таким чином, наднормативний знос неможливо пояснити тільки великою кількістю кривих на ділянці колії. Він залежить також від багатьох інших факторів, наведені нижче. Зокрема знос гребенів зростає при збільшенні швидкості ковзання гребеня по бічній грані рейки, яка пропорційна швидкості руху вагонів, що в перспективі має зростати.

3.1. Аналіз факторів, які впливають на знос гребенів

Оцінимо значущість найбільш суттєвих факторів, які впливають на знос гребенів коліс. На реальному рухомому складі всі фактори присутні в сукупності і думки різних авторів щодо їх впливу на знос гребенів не збігаються, а іноді і суперечать одна одній.

Для оцінки значущості факторів проведемо їх попереднє ранжування (експертну оцінку). Фактори розділимо на три групи і поділимо за зменшенням їх значущості – на підставі результатів досліджень фахівців у галузі транспорту та інших джерел.

Незважаючи на наближеність такої оцінки, метод дозволяє виділити з усього різноманіття головні фактори.

Отже, сучасна точка зору на проблему підвищеного зносу гребенів полягає в тому, що на нього впливає багато факторів, головні з яких складають такі групи.

1. Фактори, пов'язані з будовою і станом колії.

1.1. Наявність значної кількості крутих кривих на ділянках рейкової колії.

1.2. Зменшення зазорів між гребенями і рейками внаслідок переходу від колії шириною 1524 на 1520 мм.

1.3. Збільшення твердості рейкової сталі порівняно з колісною.

1.4. Підвищення жорсткості колії внаслідок застосування залізобетонних шпал і важких рейок.

1.5. Невідповідне підвищення зовнішніх рейок на кривих ділянках колії.

1.6. Низький технічний стан колії.

2. Фактори, пов'язані з конструкцією і станом вагонів.

2.1. Недосконалість зв'язків між кузовом, візками та колісними парами, що спричиняє виникнення і збільшення з часом кутів їх взаємних перекосів у площині колії, які збільшують кути набігу гребенів коліс на рейки.

2.2. Невідповідність геометрії профілів бандажів щодо призначення транспортних засобів.

2.3. Зменшення твердості та якості колісної сталі.

2.4. Малий діаметр коліс, що обумовлює підвищення питомих тисків на контактах коліс із рейками.

2.5. Значна різниця діаметрів коліс у колісній парі, що обумовлює їх підвищене ковзання.

2.6. Інші фактори.

3. Фактори, пов'язані з режимами експлуатації та ремонту вагонів.

3.1. Збільшення питомих навантажень на контактах коліс з рейками, що обумовлено зростанням бруто вагонів.

3.2. Рух по кривих ділянках зі швидкостями, що істотно відрізняються від рівноважних.

3.3. Фізичний знос екіпажів вагонів, особливо їх візків.

3.4. Зростання швидкостей ковзань на контактах коліс з рейками внаслідок підвищення швидкостей руху вагонів.

3.5. Зняття з експлуатації вагонів з буксовими підшипниками ковзання, мастило з яких розбризувалося в довкілля і частково потрапляло на контакти гребенів коліс з рейками, що зменшувало коефіцієнт тертя на контактах гребенів з рейками.

3.6. Зниження якості ремонту вагонів.

3.7. Недооцінювання ефекту від використання різноманітних пристроїв, які сприяють зменшенню зносу гребенів: змащувачів гребенів коліс і рейок у кривих ділянках колії та механізмів, які встановлюють колісні пари в радіальному напрямку при русі по кривих ділянках колії.

На фактори 1.3, 2.1, 2.2, 2.3, 2.5, 3.1, 3.2, 3.5, 3.7 можна ефективно впливати шляхом дотримання відповідних технологій, створення нових конструкцій вагонів і застосування нових технічних пристроїв.

Для практики важливо з'ясувати, які з цих факторів є визначальними, а які – другорядними, і з'ясувати ступінь впливу на знос гребенів кожного з них. Зробити це шляхом експерименту потребує значних матеріальних витрат і часу, оскільки помітний знос гребенів виявляється лише через кілька місяців експлуатації вагонів. Крім того, при дослідженні впливу одного з факторів неможливо виключити вплив інших.

Тому для виявлення ступеня впливу кожного з факторів окремо і в різних їх поєднаннях на знос коліс застосовують методи математичного моделювання.

Ці методи дозволяють врахувати зміни характеристик елементів системи “екіпаж – колія” в процесі експлуатації (тобто нестаціонарність процесу), оскільки це веде, як правило, до збільшення сил взаємодії між колесом і рейкою і знижує безпеку руху.

Серед цих сил особливе місце займають ті, які залежать від коливань вихляння і бічних переміщень екіпажів або їх частин, тобто діють у напрямку, поперечному до колії. Саме вони визначають роботу сил тертя на контактах гребенів коліс з бічними гранями рейок і, отже, знос гребенів.

3.2. Критерії щодо оцінки зносу гребенів коліс

При дослідженнях знос гребенів коліс оцінюють шляхом порівняння критеріїв «факторів зносу» для гребенів коліс даного вагона з деяким еталоном, у якості якого може служити вагон такого самого типу, але який ще не був в експлуатації, тобто він не має відхилень від геометрії і креслярських розмірів, а також характеристик зв'язків від номінальних.

«Фактори зносу» не дають кількісної оцінки зносу, тому що мають розмірності (Н, Н/м та ін.), які не узгоджуються з розмірностями, що прийняті при вимірюванні глибини зносу гребенів на практиці - у процесі експлуатації вагонів, тобто міліметр на 10 тис. кілометрів пробігу (*мм/10 тис. км пробігу*).

Вважається, що основна частина зносу гребенів коліс припадає на криві ділянки колії і невелика частина – на прями. Тому критерії оцінки зносу складаються зазвичай для руху вагонів по кривих, де сили на контактах гребенів з рейками вище, ніж у прямих ділянках колії.

При складанні критеріальної залежності для фактора зносу передбачається, що знос гребеня пропорційний роботі сили тертя на його контакті з рейкою fY на деякому шляху ковзання і куту набігання гребеня на рейку δ_r (рис. 2.2):

$$\Phi = f \cdot Y_H \cdot \delta_r = f \cdot Y_H \frac{x_{II}}{R}, \quad (3.1)$$

де f – коефіцієнт тертя гребеня по бічній грані рейки (0,1 – 0,3);
 Y_H – сила, що спрямовує колісну пару уздовж колії (напрямна сила формула (2.11)).

Фактор зносу тут має розмірність Н (ньютон) або кН(кілоньютон). Він дозволяє порівнювати знос гребеня даного колеса вагона з іншим, «еталонним», для якого фактор зносу вже відомий.

До недоліків цього методу оцінки зносу гребенів коліс слід віднести таке.

Значні труднощі виникають при визначенні миттєвої величини кута набігання гребеня колеса на рейку, бо полюсна відстань колісних пар заздалегідь невідома. Крім того, фактор зносу не дає інформації про знос гребенів при русі в прямих ділянках колії, де радіус перетворюється в нескінченність, а кут набігання близький до нуля.

Зазначимо також, що цей фактор зносу не враховує фактичного «шляху ковзання» гребеня по рейці, який є необхідною складовою роботи сили тертя, що лежить в основі формування цього критерію.

Пояснимо це детальніше. Зазначимо на гребені точку, у якій маємо виміряти знос гребеня. Ця точка контактує з бічною гранню рейки не постійно, а періодично, починаючи з моменту, коли вона в процесі руху разом з колесом по відомій траєкторії торкнеться бічної грані рейки, і до моменту, коли цей дотик припиниться. Це і буде фактичним «шляхом ковзання» точки.

Таким чином, протягом одного обороту в контакті колеса з рейкою знаходиться не весь гребінь (уздовж довжини кола колеса), а тільки мала його частина, що спостерігається як пляма контакту з бічною гранню головки рейки.

За формою ця пляма являє собою еліпс, який дуже витягнутий у напрямку повздовжньої осі рейки. Площа плями залежить від напрямної сили, яка у свою чергу залежить від вертикального навантаження колеса на рейку та форми їх профілів (рис. 1.11 – 1.15).

Наприклад, новим, незношеним, колесам і рейкам притаманний «двоточковий» контакт, один з яких розташований на поверхні кочення колеса, а другий – на бічній грані рейки.

Довжина осей другого з цих контактів дорівнює $2a \approx 25$ мм, $2b \approx 1,5$ мм, тобто має форму еліпса з дуже витягнутою уздовж рейки віссю. У випадку «одноточкового» контакту, що притаманний зношеному колесу, осі дорівнюють $2a \approx 17$ мм, $2b \approx 12$ мм, тобто еліпс контакту витягнутий значно менше, а його площа при цьому більша.

Отже, питомий тиск на контактні гребеня колеса при «двоточковому» контактні приблизно у 2 – 3 рази більше питомого тиску на гребені колеса при «одноточковому» контактні, хоча напрямні сили в них однакові.

Доведено, що знос гребенів пропорційний скоріше не напрямній силі, а питомому тиску на плямі контакту їх з рейками.

Центр плями контакту гребеня з бічною гранню рейки лежить нижче поверхні кочення колеса по рейковій головці на відстані $h_{\Gamma} = 10 - 15$ мм і називається «глибиною торкання гребеня».

Цей критерій зносу гребенів також не враховує швидкості повздовжнього ковзання гребеня по бічній грані рейки, що не дозволяє оцінювати вплив на знос режимів руху вагона.

Тим не менше, цей метод оцінки зносу гребенів коліс за «фактором зносу» застосовується і в даний час через свою простоту і наочність, хоча розроблено й інші, більш досконалі методи, але відносна складність стримує їх поширення.

Знайдемо фактор зносу гребенів у першої за рухом колісної пари, *гребінь якої завжди набігає* на зовнішню рейку колії. Для більшості транспортних засобів, які рухаються по магістральних коліях з рейками типу Р65, напрямна сила обмежується величиною $Y_H = 100$ кН.

Наприклад, при русі по кривій радіусом 180 м, який є мінімальним для магістральної колії, кут набігання гребеня передньої колісної пари на зовнішню рейку складає близько $\delta_{\Gamma} = 0,01$ рад, ($0,57^\circ$), якщо двовісний візок з колісною базою 2 м встановився в колії «з найбільшим перекосом» у колії. Це спостерігається тоді, коли передня колісна пара притиснута гребенем колеса до бічної грані зовнішньої рейки кривої, а задня колісна пара притиснута гребенем колеса до бічної грані внутрішньої рейки кривої.

Отже, «фактор зносу» гребеня колеса складе

$$\Phi = Y_H \delta_r = 100 \cdot 0,01 = 1,0 \text{ кН} .$$

Перевищення цього припустимого значення фактора зносу говорить про те, що якась з його складових більше за припустиме значення, що може бути обумовлено несправностями або зносом елементів візка чи колії.

Порівняння між собою однакових вагонів за цим фактором зносу гребенів є наближеним і його обчислення потребує проведення значного об'єму вимірювань складових рівняння (3.1).

3.3. Екіпажі з пристроями, що зменшують знос коліс

Як видно з формули (3.1), важливим фактором, що сприяє зменшенню зносу гребенів бандажів і на який можна впливати з відносно незначними матеріальними витратами, є кут набігу їх на рейки. Цей кут може бути зменшено до нуля шляхом обладнання візків пристроями для радіальної установки колісних пар у кривих.

Ідея радіальної установки колісних пар з'явилася в 1930-ті роки і успішно реалізована на ряді візків в Австрії, Швейцарії, Італії і Норвегії.

У таких візків знизилася зусилля, що діють на гребені коліс, зменшився рівень шуму і тенденція до утворення повзунів; майже повністю усунулися викришування поверхонь кочення коліс. Крім того, зменшується опір руху вагона, завдяки чому економиться паливо або електроенергія, зменшується схильність до наповзання гребеня на рейку, що підвищує безпеку руху.

Недоліками візків з радіальною установкою колісних пар у кривих є більш висока вартість і маса, а також те, що в прямих ділянках колії може порушуватися паралельність осей колісних пар через їх вихляння. Це може призвести до підвищеного зносу гребенів на таких ділянках. Тому реалізація переваг візків з радіальною установкою колісних пар у кривих потребує виключення згаданих недоліків і забезпечення високої якості виготовлення, складання і ремонту.

Розглянемо особливості конструкції пристроїв для радіальної установки колісних пар у кривих.

Системи, що реалізують радіальну установку колісних пар у кривих залежно від кута повороту візка в плані, здійснюють примусовий поворот колісних пар у плані на кут φ_{ij} залежно від повороту візків відносно кузова φ_i .

Конструкції візків, де реалізована радіальна установка колісних пар залежно від кута повороту візка φ_i в плані відносно кузова, здійснюють «примусовий» поворот колісних пар у плані на кут $\Delta\varphi_{ij} = m_{ij}\varphi_i$.

Тут m_{ij} – передавальне відношення привода механізму для радіальної установки колісних пар.

Зазори в шарнірах, що з'являються в процесі експлуатації, змінюють цю залежність, бо зменшують m_{ij} . Це знижує ефект від радіальної установки колісних пар. Крім того, при русі в прямих ділянках колії такі системи зв'язку колісних пар з візком вимагають спеціальних заходів, щоб перешкоджати розвитку коливань вихляння колісних пар. Одна зі схем такої системи (Navigator) наведена на рис. 3.1.

При повороті візка 1 тяга 2, що зв'язана з кузовом 3, повертає важіль 4 відносно осі шарніра 5 і через тяги 6 впливає на букси 7 колісних пар 8, зближуючи їх або віддаляючи одну від одної. При цьому деформуються пружні елементи 9. Таким чином колісні пари повертаються в плані на деякий кут і займають радіальне положення у кривій ділянці колії.

Для перевірки теоретично отриманих результатів було проведено натурні дослідження групи візків із пристроями для радіальної установки колісних пар при русі по кривих ділянках колії.

Серед них SA – зразковий, рис. 3.2, а – мав жорстке установлення колісних пар у рамі візка (рис. 3.2). Другий SGA рис. 3.2, (б) – мав змінну залежно від швидкості руху повздовжню жорсткість зв'язків колісних пар C_x (м'яку – у кривих малого радіуса і жорстку – при швидкісному русі на прямолінійних ділянках). Третій – з радіальною установкою колісних пар, керованих кузовом (рис. 3.1). Четвертий LF рис. 3.2, (в) – мав колеса, які не зв'язані в колісні пари, тобто вільно обертаються на своїх осях.

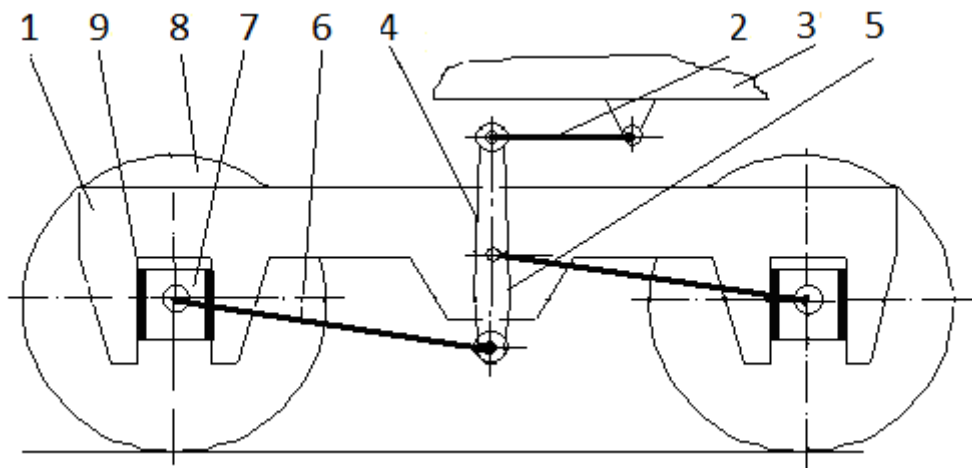


Рис. 3.1. Пристрій для радіальної установки колісних пар у кривих ділянках колії системи *Navigator*:

- 1 – візок; 2 – тяга; 3 – кузов; 4 – важіль; 5 – шарнир; 6 – тяга;
7 – букса; 8 – колісна пара; 9 – пружний елемент

Усі випробувані візки забезпечували сталий рух вагонів швидкісних потягів на прямолінійних ділянках колії. Найкращі результати щодо зменшення зносу в системі «колесо – рейка» були отримані на візках *Navigator* (рис. 3.1), а у візків зразкового рис. 3.2, (а) та з колесами, що вільно обертаються рис. 3.2, (в), – однакові і найгірші з усіх візків.

Поліпшення показників руху пояснюється зменшенням кута набігу гребеня на рейку і сил тертя між колесами і рейками в поперечному напрямку до колії.

На рис. 3.3 наведено залежності кутів набігу гребенів на рейки у дослідних вагонів при русі в кривій радіусом 30 м – від жорсткості повздовжних зв'язків «Сх» колісних пар з рамами візків. Вони розташовані в порядку зменшення жорсткості. Тільки у візків з системою *Navigator* чітко проявлявся ефект радіального встановлення колісних пар (вагон № 5), де кут набігу практично дорівнює нулю.

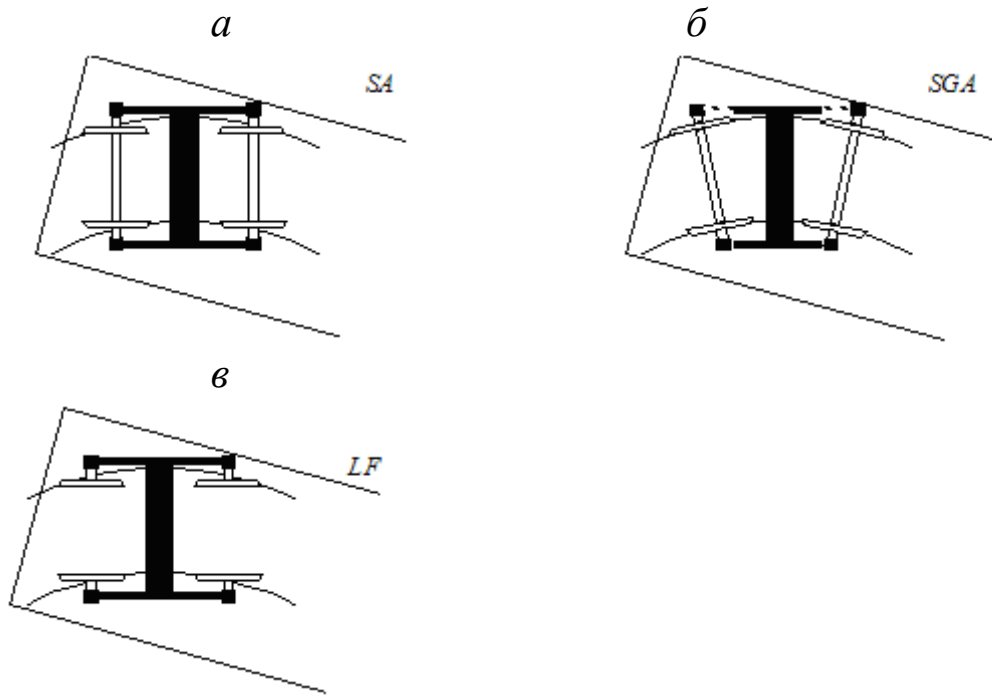


Рис. 3.2. Схеми візків, які було досліджено:
a – жорсткий зв'язок букс з рамою; *б* – змінна жорсткість зв'язку;
в – колеса вільно обертаються на осі колісної пари

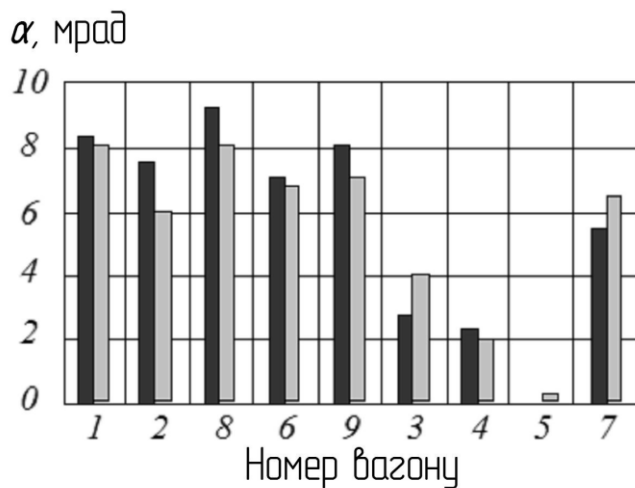


Рис. 3.3. Кути набігання гребенів на рейки при русі по кривій радіусом 300 м

На рис. 3.4 наведено порівняння зносу коліс (у процентах), виміряний перед початком і по закінченні досліджень.

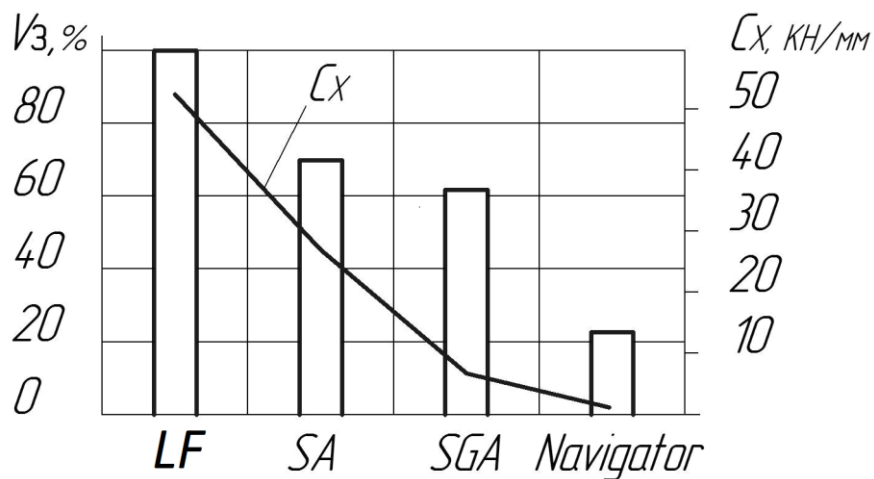


Рис. 3.4. Залежність відносного зносу V_z профілів коліс від жорсткості зв'язку колісних пар C_x з рамами візків і схем візків

Фірма *Swiss Локомотив & Machine Works (SLM)* у Швейцарії приділяє велику увагу створенню двовісних візків з радіальною установкою колісних пар у кривих, які дають можливість руху зі швидкістю до 200 км/год по складній у плані колії.

Візки мають «пасивну» систему встановлення осей колісних пар по радіусу кривої під дією напрямної сили на гребені першої колісної пари візка без застосування будь-яких силових пристроїв. Колісні пари з'єднані механізмом зв'язку, що забезпечує їх обертання в горизонтальній площині в протилежних напрямках і реалізує радіальну установку. В особливих випадках застосовують «примусову» установку за допомогою силового пневматичного привода. Обидві системи зменшують кути набігу гребенів на рейки, повздовжнє і поперечне ковзання коліс і напрямні сили.

З 1986 року фірма випустила більше 600 візків з радіальною установкою колісних пар у кривих.

На ділянках колії, де вони експлуатуються, багато кривих малого радіуса, але завдяки вдалій конструкції візків *періодичність переточування коліс доведена до 500 тис. км пробігу, а в окремих випадках - і до 700 тис. км пробігу.*

У процесі випробувань було виявлено зниження сил взаємодії коліс і рейок, у тому числі і сил, що діють на внутрішні рейки в кривих. Зменшення повздовжнього прослизання сповільнило розвиток хвилеподібного зносу внутрішньої рейки.

Фірмою *SLM* такими візками обладнано високошвидкісні локомотиви (до 230 км/год). Вони мають хороші ходові характеристики при русі по кривих і прямих ділянках колії. Стійкість руху зберігається незважаючи на відносно м'яке закріплення букс до рам візків у повздовжньому напрямку, що необхідно для забезпечення радіальної установки колісних пар.

Візок для вагонів дизель-поїздів серії *GTW* системи 2/6 поєднує технологічні досягнення, в тому числі радіальну установку колісних пар (рис. 3.5).

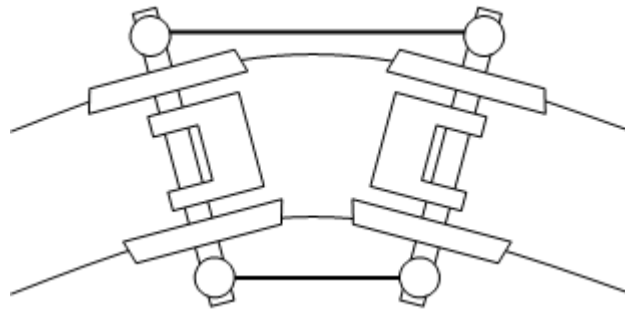


Рис. 3.5. Схема візка для моторних вагонів дизель-поїздів *GTW2/6*

У візках фірми *SLM*, що застосовуються на моторних вагонах серії 450 та ін., є можливість зміщення колісних пар, зв'язаних з рамою візка в повздовжньому і поперечному напрямках (рис. 3.6). Це дозволило довести швидкість руху до 160 км/год без додаткових проблем у взаємодії рухомого складу і колії.

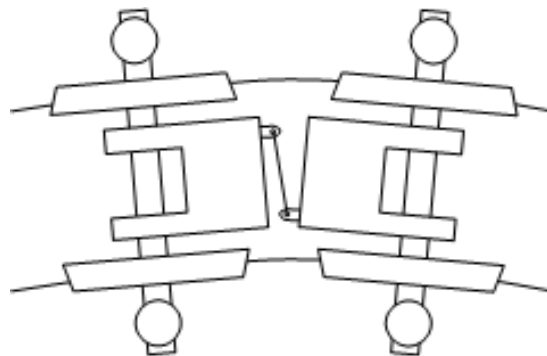


Рис. 3.6. Візок фірми *SLM* для моторних вагонів серії 450 з радіальною установкою колісних пар у кривих

Системи, що реалізують радіальну установку колісних пар у кривих залежно від зміщень передньої колісної пари візка (самовстановлювальні) менш ефективні порівняно з попередніми, бо зміщення в плані цієї (керуючої) колісної пари надто малі.

Це призводить до того, що навіть мінімальні зазори в шарнірах важелів і тяг унеможливають повертання на необхідний кут другої (керованої) колісної пари. До того ж друга колісна пара ускладнює поворот передньої колісної пари, що зменшує кут її повороту в плані. Такі системи зазвичай реалізуються за допомогою *діагональних тяг* або гідравлічних пристроїв (рис. 3.7).

Кожна з букс 1 колісної пари за допомогою шарнірів 2 зв'язана жорсткою сполучною тягою 3 з діагонально розташованою буксою іншої колісної пари. При русі по кривих ділянках колії тяги забезпечують повороти колісних пар майже до радіального положення – від впливу напрямної сили, що діє на гребінь першої по ходу колісної пари. Але це можливо тільки за умови відсутності зазорів у шарнірах 2 тяг 3.

Діагональні тяги 3 можуть бути замінені гідравлічними пристроями, що також забезпечать ефект радіальної установки. При цьому додатково вирішується проблема демпфірування вихлянь колісних пар при русі по прямих ділянках колії, але збереження герметичності системи обмежує їх поширення.

Досвід експлуатації електровоза серії *Re 460* (Швейцарія), обладнаного візками з перехресними діагональними тягами довів, що розподіл поперечних сил по осях переднього двовісного візка на рівнинних ділянках практично симетричний. На гірських ділянках, де радіуси кривих 280-330 м, бічне зусилля, що діє на передню вісь, у 2 рази перевищує зусилля, прикладене до задньої осі. Знос бандажів коліс завдяки радіальній установці і змазуванню рейок зменшився вдвічі: пробіг між обточуваннями бандажів склав 250 тис. км. Практично припинився скрегіт коліс.

Серед інших конструкцій зазначимо системи для радіальної установки колісних пар, що містять колеса, які вільно обертаються на осях, наприклад у сферичних підшипниках, що дозволяє їм також повертатися на невеликий кут навколо своїх вертикальних осей. Цей поворот відбувається під впливом моменту, який створюється напрямними силами з плечем, що

приблизно дорівнює “забігу” гребеня цього колеса. Такий поворот зменшує кут набігу і разом з ним – зношування гребенів. Ці пристрої найбільш досконалі з точки зору досягнення поставленої мети, але вони створюють проблеми щодо забезпечення стійкості руху по прямих ділянках колії (рис. 3.2, в).

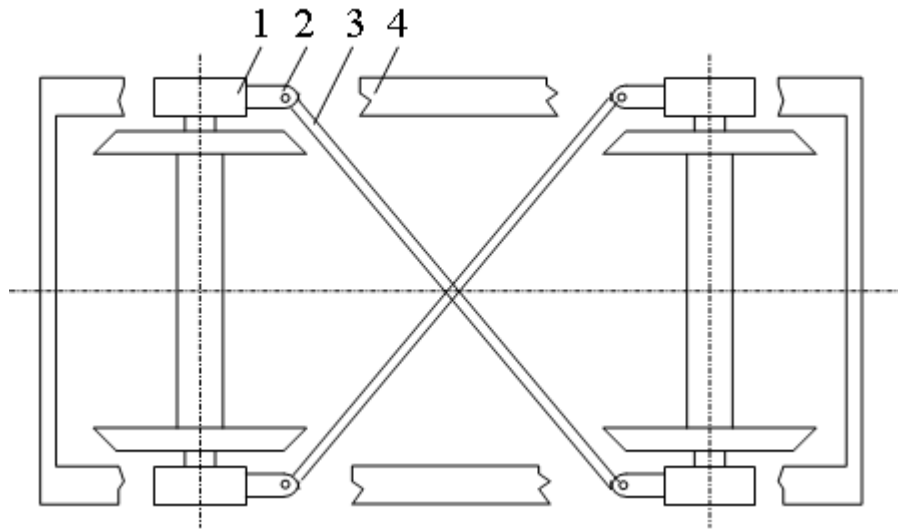


Рис. 3.7. Візок з діагональними тягами:

1 – букса; 2 – шарнир; 3 – діагональна тяга; 4 – рама візка

Схема візка, що також реалізує «пасивну» радіальну установку колісних пар у кривих ділянках під дією відцентрових сил, показана на рис. 3.8.

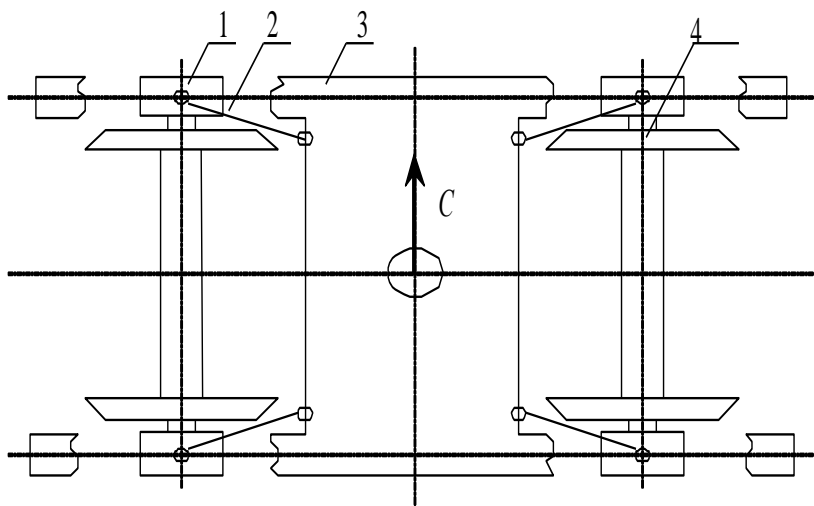


Рис. 3.8. Схема візка з радіальною установкою колісних пар у кривих ділянках під дією відцентрової сили C :

1 – букса; 2 – поводок; 3 – рама; 4 – колісна пара

Тут радіальна установка здійснюється шляхом застосування шарнірних повідців букс, що утворюють разом з рамою візка і віссю колісної пари рівнобедрену трапецію, звернену великою основою назовні від центра візка.

Поперечна відцентрова сила «С» зрушує раму візка відносно букс назовні кривої. У результаті цього букси коліс, які рухаються по зовнішній рейці кривої, будуть розходитися, а букси з протилежного боку – сходитися.

Таким чином, якщо відцентрова сила, що діє на раму візка, переважає над складовою сили ваги через підвищення зовнішньої рейки в кривій, то отримаємо близьку до радіальної установку колісних пар. Якщо ж навпаки – зовнішні букси будуть сходитися і кути набігу гребенів коліс збільшаться, що призведе до зростання кута набігу та зносу гребеня. Отже, така система буде ефективною тільки тоді, коли швидкість руху буде вище за рівновагову.

На конференції в Іллінойському університеті (США) було розглянуто досвід експлуатації візків з «*трьохелементними*» рамами, від яких веде своє походження візок для вантажних вагонів моделі 18-100.

Нині більшість вантажних вагонів обладнана двовісними візками, які створені на основі моделі візка моделі 18-100, тобто мають «*трьохелементні*» рами. Однією з переваг такого типу візків є те, що сила від ваги кузова в них передається через центральний шворень на середину надресорної балки, а потім через пружини ресор на середини бічних рам, які виконують при цьому роль балансірів, тобто розподіляють практично на дві рівні частини силу від ваги кузова між усіма чотирма колесами візка.

Це надзвичайно важливо для забезпечення безпеки руху з вкочування гребенів коліс на рейки, особливо у вагонів, які рухаються без вантажу, оскільки статичний прогин ресор у них при цьому малий (близько 20 мм). Такий прогин ресор може виявитися недостатнім для рівномірного розподілу сили від ваги кузова по колесах візка, наприклад в умовах руху по рейковій колії, що має значні місцеві просідання рейок.

Проте таким візкам властиві органічні недоліки. Один з них полягає в тому, що ліва і права бічні рами візка не досить

жорстко зв'язані між собою за допомогою надресорної балки і пружин ресорного підвішування. Між частинами, що з'єднуються, навіть на нових візках, існують значні проміжки. Знос у процесі експлуатації збільшує ці проміжки, тобто жорсткі зв'язки типу «щелеп» практично перетворюються на пружні зв'язки надресорних балок з бічними рамами візків. При русі вагона це призводить до появи повздовжніх коливань бічних рам і вихлянь візків. Виникають також постійні повздовжні "забіги" бічних рам одна відносно одної під дією повздовжніх складових сил тертя на контактах коліс з рейками, що викликає втрату геометрії рамою візка і появу перекосів осей колісних пар у площині колії.

Перекося колісних пар у рамах візків, що спостерігаються в експлуатації, а отже, і кути набігу гребенів на рейки досягають 2° (0,035 рад). Це викликає майже п'ятикратне збільшення зносу гребенів їх коліс.

Аналогічні результати отримано на полігоні в Пуебло (США), на підставі чого Асоціацією американських залізниць зроблено висновок про те, що відхилення паралельності осей колісних пар понад 0,003 рад є неприпустимим. Перекіс колісної пари в колії призводить до збільшення прослизання гребеня колеса по бічній грані головки рейки, що й обумовлює їх підвищений знос. Як правило, у цьому випадку *зношується гребінь одного з коліс* внаслідок появи одностороннього напрямного зусилля, що також обумовлює появу *загостреного накату* на цьому гребені.

Обміри довели, що кількість колісних пар з однаковою товщиною гребенів не перевищує 20 %. При зносі гребеня одного з коліс від 33 до 25 мм середня товщина гребеня другого колеса складала в середньому 30,3 мм, а у 65 % колісних пар знос гребеня спостерігається взагалі тільки в одного з коліс. Цьому сприяє також те, що в 40 вагонів, відчеплених через знос гребенів, візки були сформовані з відхиленнями по базі бічних рам, що викликало перекіс колісних пар. Відмінності в товщині стінок букс досягали у 20 випадках 3 мм і у 4 випадках 6 мм, що викликає перекося колісних пар, які перевищують 0,003 рад навіть при креслярських розмірах елементів рам візків.

На підставі цих вимірів можна зробити висновок, що перекося колісних пар у рамах візків знаходяться серед найбільш суттєвих факторів, які впливають на знос гребенів коліс і бічних граней рейок. У цьому питанні думки усіх фахівців співпадають.

Повздовжні взаємні забіги бічних рам особливо шкідливі при русі по кривих ділянках колії, оскільки викликають *повороти колісних пар у площині колії проти напрямку кривої*. Це у свою чергу збільшує кути набігу гребенів коліс на рейки, від яких залежить їх взаємний знос, оскільки при цьому зменшується площа контактної плями гребеня з бічною гранню рейки і відповідно збільшується питомий тиск на неї, що і визначає збільшення їх зносу.

Після досягнення граничних значень зносу візка, коли проміжки у зв'язках бічних рам і надресорної балки досягають декількох міліметрів, бічні рами постійно залишаються зміщеними одна відносно одної при русі по прямих ділянках колії. При цьому гребінь колеса, розташованого з боку відставальної бічної рами, виявляється постійно притиснутим до бічної грані рейки і швидко зношується. Це дає пояснення тому, що гребені у правого і лівого коліс у більшості колісних пар зношуються у край нерівномірно.

Такі візки дуже небезпечні також з точки зору погіршення стійкості руху зі наповзанню гребенів на рейки. На фактори "перекося колісних пар у рамах візків" і взаємне "забігання" рам візків вантажних вагонів можна ефективно впливати тільки шляхом глибокого перегляду їх конструкції. Розглянемо шляхи вирішення цієї проблеми.

Одним із конструктивних рішень, що має поліпшити динамічні характеристики візків, які створені за схемою моделі 18-100, вочевидь, полягає в заміні «трьохелементної» рами на жорстку одноелементну, аналогічну рамам візків пасажирських вагонів. Але тут виникає проблема, яка пов'язана з забезпеченням потрібного статичного прогину ресор при різноманітному завантаженні вагонів.

Другим конструктивним рішенням вважається забезпечення можливості встановлення колісних пар візків у радіальному напрямку в кривих ділянках колії.

Проблеми з цим візком наявні також у залізниць у Сполучених Штатах Америки.

Отже, на конференції в Іллінойському університеті було розглянуто ці проблеми і шляхи щодо їх вирішення. Крім того, були презентовані візки вантажних вагонів нових конструкцій.

Було представлено дві моделі візків: з пасивним (Roadmaster) і примусовим (AR-1) поворотом колісних пар до радіального положення.

У першій моделі візка забезпечується «саморегулювання» положення колісних пар до радіальної встановки шляхом застосування в осьових опорах бічних рам багат шарових пружних синтетичних прокладок. Тут зведена до мінімуму *непаралельність колісних пар*, що досягається шляхом використання при складанні візків спеціального кондуктора.

Друга модель візка складається з двох с-подібних поворотних рам, що забезпечують радіальну установку колісних пар у кривих ділянках і стійкий рух у прямих ділянках колії до швидкості 128 км/год. При цьому досягається економія палива і зменшення зносу коліс і рейок, що підтверджується експлуатацією близько 2 тис. вантажних вагонів.

Системи для «примусової» радіальної установки забезпечують повороти колісних пар у кривих ділянках, наприклад за допомогою гідроциліндрів, рідина в які подається за сигналами датчиків, що реагують на прискорення або на кути поворотів візка відносно кузова при наближенні до кривої ділянки. До того ж гідроциліндри демпфують коливання вихляння колісних пар при русі по прямих ділянках колії, тобто підвищують стійкість руху екіпажів.

Аналіз ефективності візків з радіальною установкою колісних пар при русі по кривих ділянках колії з урахуванням лобового опору повітря, крутості підйому колії, прискорення розгону і тертя в опорах довів, що зменшення загального опору коченню складає 33 % на прямих і на 81 % у кривих ділянках радіусом 145 м.

Дослідження і досвід експлуатації екіпажів з радіальною установкою колісних пар у кривих ділянках довели їх переваги і виявили недоліки. У цілому такий напрямок конструювання візків є перспективним, оскільки поставлена мета – зниження зносу гребенів коліс і рейок – досягається.

Контрольні запитання

1. Які фактори впливають на знос гребенів коліс?
2. Як впливає радіальна установка колісних пар на кут набігання гребеня?
3. Що таке пасивна система для радіальної установки колісних пар?
4. Що таке активна система для радіальної установки колісних пар?

4. ПНЕВМАТИЧНЕ ПІДВІШУВАННЯ ВАГОНІВ – ЕФЕКТИВНА СИСТЕМА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОМФОРТУ ПАСАЖИРАМ

4.1. Розвиток конструкцій ресорного підвішування

Ресори являють собою пружно-дисипативні зв'язки кузова з візками або з колісними парами. Вони забезпечують плавний рух вагонів по колії за наявності різноманітних нерівностей на рейках.

Нерівності перетворюють прямолінійний рух колісних пар у такий, що складається з сукупності близьких до гармонійних складових коливань, які передають через ресори на кузов силові поштовхи, що негативно впливають на самопочуття пасажирів і стан вантажів.

Одноступінчасте (буксове) ресорне підвішування застосовується переважно на вантажних вагонах, де вимоги щодо плавності руху не дуже жорсткі. Статичний прогин ресор у них складає близько 0,05 м при завантаженому стані та близько 0,02 м – у порожньому.

На пасажирських вагонах і на швидкісному транспорті, де вимоги щодо плавності руху значно вищі, застосовується двоступінчасте ресорне підвішування зі статичним прогином значно більше, ніж 0,1 м.

Створення ресорного підвішування з ще більшим статичним прогином потребує новітніх технічних рішень, бо відомі пружні зв'язки, що створюють з використанням в основному металевих гвинтових пружин, мають значні габарити і металоємність. Технологія виготовлення таких пружин досить складна, зокрема щодо забезпечення належної якості обробки їх поверхонь з метою усунення концентраторів напружень – мікротріщин. Невід'ємною складовою таких ресор є гідравлічні гасники коливань, які зараз не є досить надійними в експлуатації.

Як альтернатива металевим ресорам, на транспорті застосовуються пневматичні ресори, де пружним елементом є стиснуте повітря. Повітря, як пружний елемент пневматичної ресори, при стисканні нагрівається, а при розширенні, навпаки, охолоджується. Саме тому силова характеристика пневматичної

ресори є нелінійною (рис. 1.7, залежність 3), а для її математичного опису необхідно враховувати термодинамічні та газодинамічні явища, які мають місце при її деформаціях.

Такими ресорами обладнано вагони швидкісного транспорту, вагони метро та локомотиви в розвинених країнах.

Високу ефективність пневматичного ресорного підвішування довели випробування та експлуатація потягів ЕР 22 та ЕР 200.

На рис. 4.1 наведено 3D- модель візка моделі 68-7041 для пасажирського вагона, який розроблено на Крюківському вагонобудівному заводі.

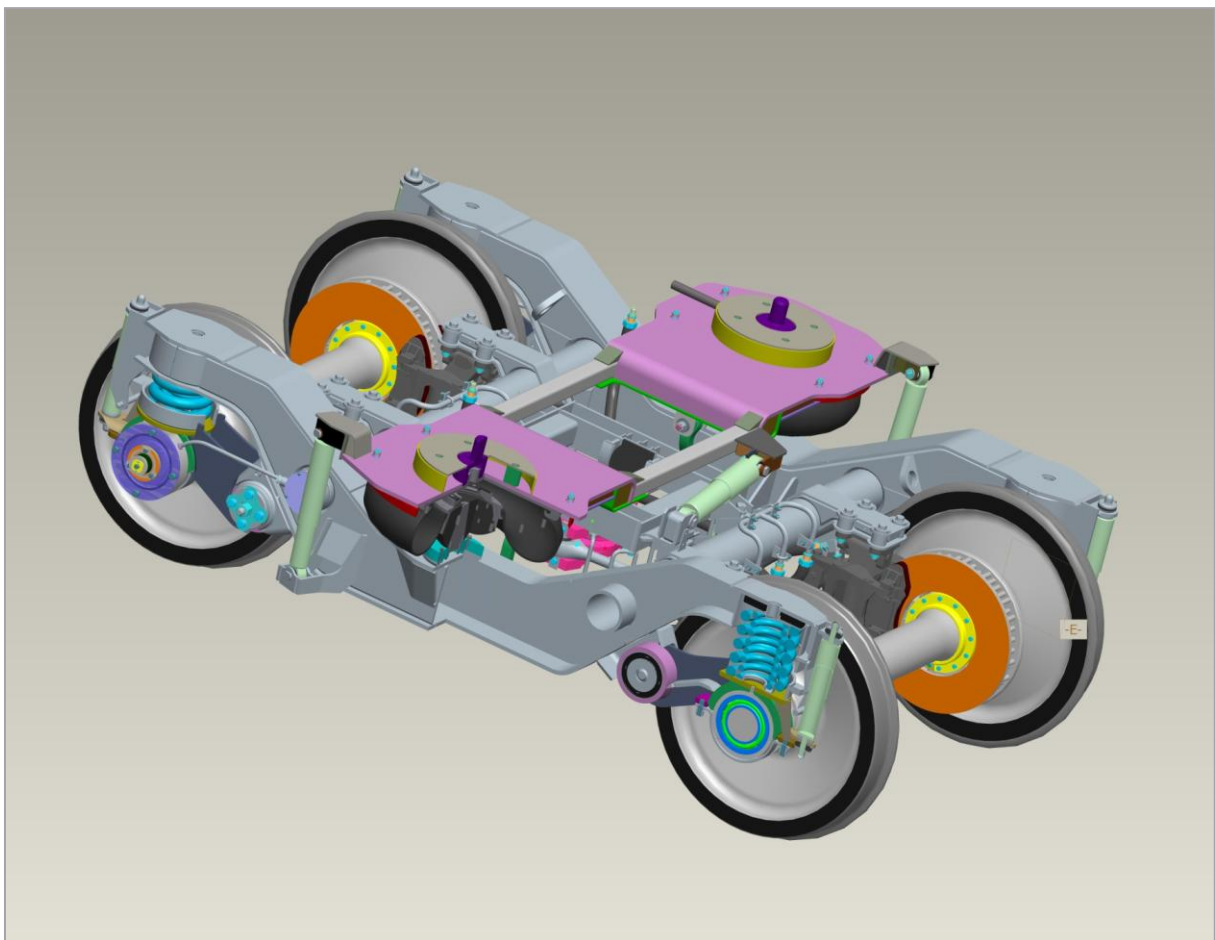


Рис. 4.1. 3D- модель візка 68-7041 для пасажирського вагона

Пневматичні ресори «діафрагмового» типу встановлено на бічні балки рами візка. Кузов спирається на них через проміжну балку. Паралельно до кожної пневматичної ресори встановлено гідравлічні гасники коливань.

Випробування довели, що плавність руху вагона значно поліпшилась порівняно з вагоном на серійних візках, які обладнано металевим ресорним підвішуванням.

4.2. Складові пневматичного ресорного підвішування

Система пневматичного підвішування (рис. 4.2) складається з пневморесори 1, з'єднаною з додатковим резервуаром 2 трубопроводом 3, що містить дросель 11. До регулятора положення кузова (РПК) 4 через патрубок 12 підводиться стиснуте повітря від компресора 6 і через патрубок 10 він надходить до пневморесори 1. Через патрубок 5 надлишок стиснутого повітря витікає в атмосферу. Важіль 8 привода РПК через пружину 9 з'єднаний з нижнім днищем 16 пневморесори 1, що спирається через буксу 14 на колесо 13. На верхнє днище 15 спирається рама 7.

На початку руху рама з кузовом 7 знаходяться в нижньому положенні і, завдяки пружині 9 повертає важіль 8 РПК за годинниковою стрілкою. При цьому РПК відкривається і подає стиснуте повітря через патрубок 10 до пневморесори 1 і додаткового резервуара 2. Зі збільшенням тиску повітря в пневморесорі рама з кузовом підіймаються вгору разом з РПК, а важіль 8 обертається проти годинникової стрілки доки, поки він займе горизонтальне положення. При цьому з'єднання пневморесори 1 з компресором 6 і з атмосферою припиняється і рама з кузовом 7 займають номінальне положення по висоті. Якщо рама з кузовом 7 з якої причини виявляться вище, то важіль 8, обертаючись далі проти годинникової стрілки, з'єднає пневморесору 1 через РПК і патрубок 5 з атмосферою і станеться скидання зайвого повітря.

У процесі руху вагона по колії нерівності, що зазвичай мають місце, викликають вертикальні переміщення коліс 13, які призводять до деформацій пневморесор 1 і, отже, до силових дій на раму і кузов 7, що викликає їх коливання.

На деяких вагонах розвиток коливань стримують шляхом розсіювання енергії в довкілля за допомогою гідравлічних гасників коливань, які встановлюють паралельно пневморесорам.

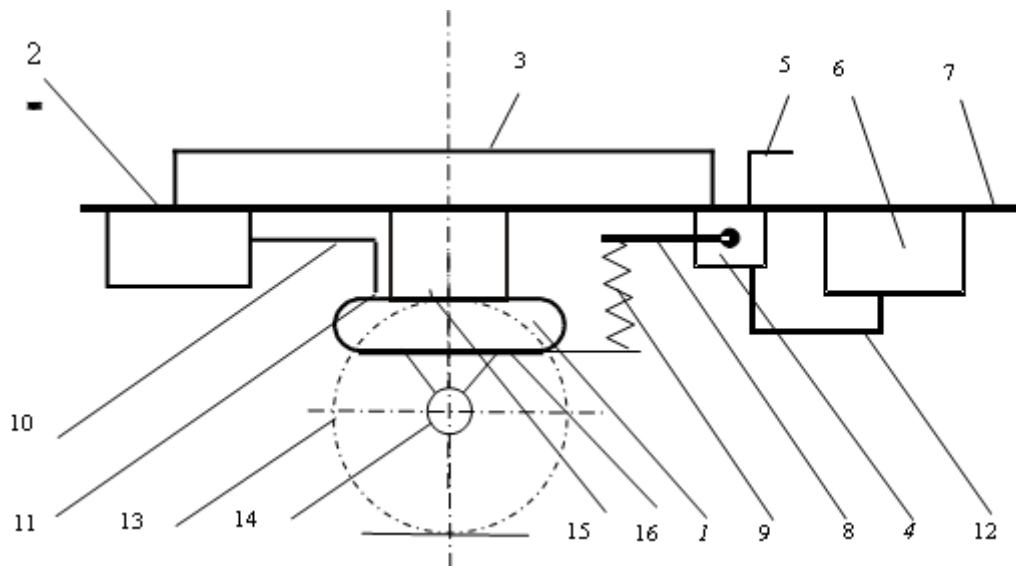


Рис. 4.2. Схема пневматичного ресорного підвішування:
 1 – пневматична ресора; 2 – додатковий резервуар;
 3 – трубопровід; 4 – регулятор положення кузова (РПК);
 5 – патрубок випуску повітря в атмосферу; 6 – компресор;
 7 – рама кузова вагона; 8 – важіль привода;
 9 – пружина привода РПК; 10 – трубопровід; 11 – дросель; 12 – трубопровід;
 13 – колесо; 14 – букса; 15 – верхнє днище пневморесори;
 16 – нижнє днище пневморесори

В інших системах пневматичного ресорного підвішування енергія коливань перетворюється спочатку в потенційну і теплову енергії стиснутого повітря в об'ємі пневморесори, а потім розсіюється в довкілля внаслідок передачі тепла через її стінки, що призводить до демпфірування коливань. Але зазвичай такого демпфірування недостатньо.

Для посилення демпфірування це стиснуте та «гаряче» повітря з пневморесори спрямовують до дроселя 11, де швидкість повітря зростає (тобто потенційна енергія тиску перетворюється в кінетичну енергію потоку). Зрештою цей потік повітря витікає до великої ємності додаткового резервуара, де віддає свою енергію молекулам, що знаходяться у ньому, що спричиняє підвищення їхньої температури, яка стає дещо більшою, ніж температура довкілля. Це дає змогу прискорити подальшу передачу тепла через стінки додаткового резервуара в навколишнє середовище і, отже, здійснити ефективне демпфірування коливань кузова на пневморесорах.

Слід зазначити, що зростання температури повітря в додатковому резервуарі при цьому не перевищує декількох градусів. Таке незначне підвищення температури повітря, а отже, і стінок додаткового резервуара ускладнює його передачу в довкілля. Тому поверхню додаткового резервуара доцільно якомога збільшувати, що не завжди можливо зробити в обмежених габаритах вагона.

У пневматичної ресори енергоємність (добуток сили навантаження на пневморесору і статичного прогину) істотно більша, ніж у металевої. Це дозволяє в однакових габаритах отримати за допомогою пневморесор значно більший статичний прогин, тобто створити дуже «м'яке» ресорне підвішування, що забезпечить належний комфорт пасажирів.

У процесі випробувань швидкісного електропотяга ЕР-200 було виявлено важливу перевагу пневматичного ресорного підвішування – здатність фільтрувати високочастотні вібрації та шум, що передаються від контактів коліс з колійною структурою до кузова.

При найбільш комфортній для людини частоті коливань (близько 1 Гц), яку дозволяє реалізувати пневматичне ресорне підвішування, і зниженні вібрацій і шуму підвищується продуктивність праці і увага бригад дизель-потягів, знижується їх стомлюваність і, крім того, підвищується надійність роботи механізмів, пристроїв і транспортного засобу в цілому.

М'яке ресорне підвішування сприяє також зниженню динамічної дії на колійну структуру.

Важливою властивістю пневматичного ресорного підвішування є можливість здійснити стабілізацію підресорної частини по висоті, незалежно від її завантаження. При цьому відстань від осі автозчеплення до рівня головок рейок, за ПТЕ залізниць, повинно складати 1050^{+30}_{-70} мм. Це забезпечується зміною кількості повітря в пневморесорах або тиску в них при зміні наповнення вагона пасажирями. Для цього РПК подає або випускає стиснуте повітря з пневморесори відповідно при збільшенні або зменшенні завантаження.

Досвід експлуатації пневматичного ресорного підвішування, що отримало поширення на автомобільному та залізничному транспорті за кордоном (Японія, Франція, Велика Британія, Італія), показав його доцільність.

У процесі проектування конструктор зазвичай орієнтується на те, який він має в розпорядженні простір для розміщення пневморесори.

Жорсткість пневматичного ресорного підвішування, а отже, і частота власних коливань кузова на них будуть тим менше, чим більше об'єм пневморесори разом з додатковим резервуаром.

Переріз дросельного отвору, що встановлений між ними, повинен складати 0,001 – 0,0015 ефективної площі пневморесори, яка дорівнює відношенню навантаження на неї до тиску повітря всередині неї.

При зменшенні перерізу дроселя його пропускна спроможність також зменшується і при досягненні потоком повітря критичної швидкості (тобто швидкості звуку) додатковий резервуар «закривається», що призводить до миттєвого збільшення жорсткості пневмопідвішування.

Об'єм додаткового резервуара вибирається з умов отримання необхідної частоти власних коливань і зазвичай складає від 2,5 до 5,0 об'ємів пневморесори.

Коефіцієнт відносного демпфірування для транспортних засобів рекомендується приймати рівним 0,2 – 0,3. Площу перерізу трубопроводу 3 (рис. 4.2) рекомендується приймати в інтервалі 0,01 – 0,05 ефективної площі пневморесори D_3 (рис. 4.3).

Переріз трубопроводів 5 і 12 зазвичай приймають у два-три рази менше, ніж у трубопровода 3.

Радіус R , товщину стінки δ та ефективний діаметр D_E гнучкої оболонки обирає конструктор з умов забезпечення необхідного зміщення упоперек, міцності (на розрив) і вантажопідйомності пневморесори.

Обрані параметри можуть бути першим наближенням для складання математичних моделей і виконання досліджень динамічних коливань транспортного засобу з подальшою їх оптимізацією за допомогою ЕОМ.

На рис. 4.3 наведено креслення пневматичної ресори, яка призначена для установлення на візок транспортного засобу.

Пневморесора складається з верхнього 1 і нижнього 2 днищ, до яких прикріплена гнучка оболонка 3, що закріплена за допомогою кілець 4 і 5 та болтів 6. Гумовий амортизатор 7, розміщений посередині, зменшує взаємодію верхнього та нижнього днищ за відсутності стиснутого повітря у пневморесорі. Штифти 8 запобігають поперечним зміщенням пневморесори.

Пневморесора заповнюється стиснутим повітрям, яке надходить від компресора. Висота її, тобто розмір « H_{Π} » (рис. 4.3), підтримується майже незмінною за допомогою РПК і не залежить від завантаження вагона. Це забезпечує також незмінним рівень підлоги та автозчеплення відносно головок рейок, що дуже важливо для приміських пасажирських вагонів, вагонів метро та взагалі для всіх складових рухомого складу, бо запобігає їх розчепленню у випадках, коли поряд знаходяться завантажений і порожній вагони.

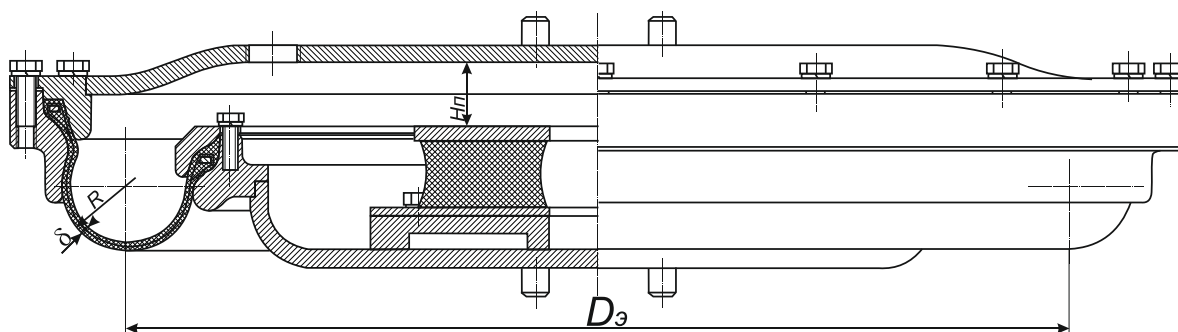


Рис. 4.3. Пневматична ресора

Ця особливість пневмопідвішування підвищує безпеку руху на залізницях.

Гнучка оболонка може бути виготовлена з армованої гуми або з полімерного матеріалу, наприклад з поліуретану, товщина якого обирається з умови міцності, а радіус R – з умови забезпечення необхідних зміщень візка відносно кузова при русі по кривих ділянках колії.

Досвід експлуатації пневморесор довів, що в гумових оболонках інколи спостерігається відшарування гуми від корду, тому слід віддавати перевагу більш надійним оболонкам, виготовленим з полімерів.

Днища 1 та 2 виготовляють із сталі, сплавів алюмінію або полімерних матеріалів.

Після збирання пневморесору перевіряють на герметичність під подвійним номінальним тиском повітря. Витік повітря при цьому не припустимий. Його ліквідують шляхом затягування болтів 6.

4.3. Регулятори положення кузова (РПК)

Це важливий елемент системи пневматичного ресорного підвішування, який живить її стиснутим повітрям та автоматично підтримує незмінною висоту пневморесори, а отже, і кузова в цілому відносно головок рейок.

Відомо дві системи РПК, які працюють за аналоговим або за дискретним принципом. Розглянемо їх особливості.

4.3.1. РПК, які працюють за аналоговим принципом

Такі РПК реалізують пропорційне регулювання висоти пневморесор залежно від завантаження вагона. Цьому типу РПК притаманні недоліки, зокрема вони реагують на будь-які зміни висоти пневморесори, тобто миттєво подають або випускають з неї стиснуте повітря, що збільшує його витрати.

Щоб уникнути цього недоліку, розроблено двоступінчастий регулятор положення кузова (рис. 4.4).

Цей РПК має двоступінчасте регулювання перерізу клапанів, щоб зменшити витрати стиснутого повітря. При зміщенні важеля на $\pm 8 \dots 30$ мм спрацьовує перша ступінь – відчиняється канал для впуску повітря з невеликим перерізом. Якщо зміщення важеля сягає ± 30 мм – спрацьовує друга ступінь, переріз каналів у якої більше. При зміщенні важеля менш ніж ± 8 мм РПК не спрацьовує, тобто в цьому інтервалі амплітуд коливань реалізована «зона нечутливості» РПК, яка не дозволяє йому спрацьовувати при незначних відхиленнях висоти

пневморесори від номіналу. РПК встановлюють на кузові, а важіль, що ним керує, приєднується до букси (рис. 4.2).

Важіль 4 за допомогою тяги 5, довжину якої можна змінювати, з'єднується з поперечною балкою візка і визначають взаємне розташування кузова і візків по висоті. Для компенсації переміщень у горизонтальній площині (поперечне віднесення кузова і кутовий поворот візка) тяги приєднуються до важеля клапана через еластичну вставку.

Клапан може працювати у трьох режимах:

– впуск повітря в систему пневмопідвішування від компресора, коли важіль клапана зміщується до гори від середнього положення;

– випуск повітря з системи пневмопідвішування в атмосферу, коли важіль зміщується вниз від середнього положення;

– нейтральний режим роботи; при якому система пневмопідвішування не має зв'язку ні з компресором, ні з атмосферою, а важіль клапана знаходиться в середньому положенні. На жаль, зона нечутливості та двоступінчасте регулювання не цілком вирішують завдання щодо зменшення витрат стиснутого повітря через такий РПК.

Для виключення цього недоліку РПК інколи обладнують гідравлічними демпферами, які затримують включення РПК у роботу на декілька секунд від початку зміни висоти пневморесори. Але залежність властивостей їх робочої рідини від температури докільця і пов'язана з цим нестабільність характеристик РПК стримує їх розповсюдження.

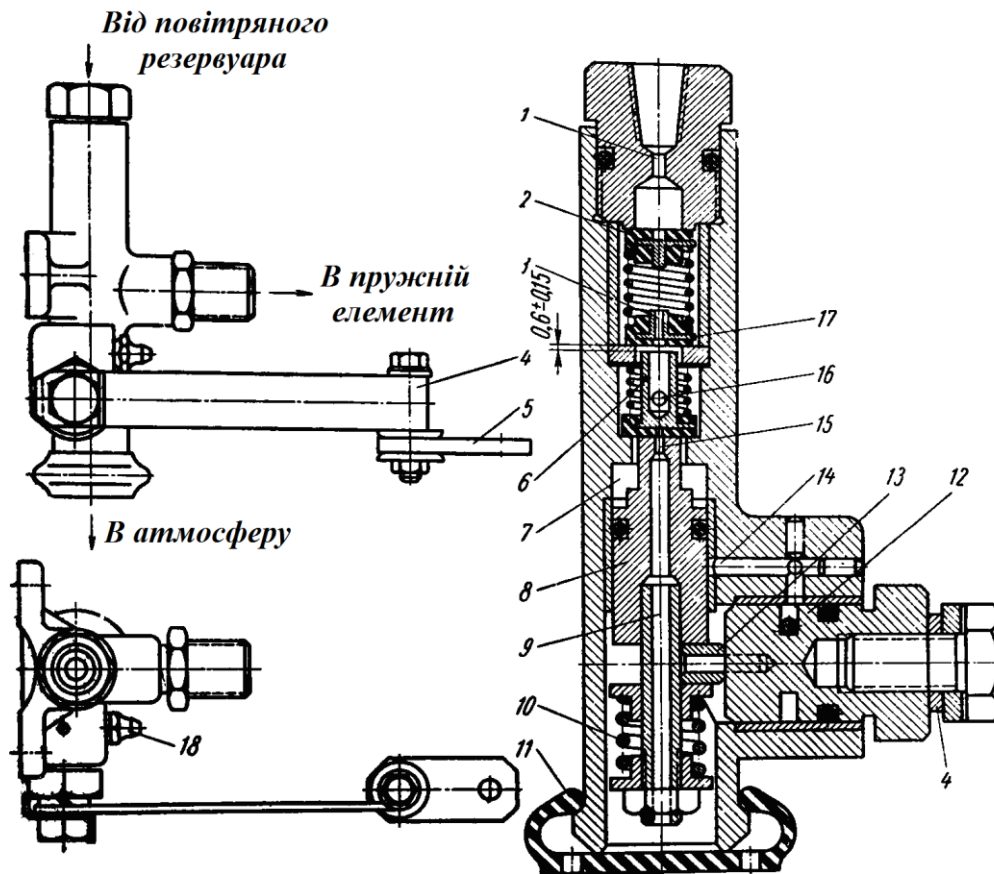


Рис. 4.4. Двоступінчастий регулятор положення кузова:
 1 – впускний отвір другого ступеня; 2 – зворотний клапан;
 3 – впускний отвір першого ступеня; 4 – важіль привода;
 5 – гумова пластина; 6 – впускний клапан першого ступеня;
 7 – порожнина; 8 – плунжер; 9 – випускний канал; 10 – пружина для компенсації зносу кулачка; 11 – запобіжний чехол; 12 – вісь важеля привода; 13 – кулачок; 14 – отвір для мастила;
 15 – випускний отвір; 16 – отвір у клапані першого ступеня;
 17 – впускний клапан другого ступеня; 18 – ємність з мастилом

4.3.2. РПК, які працюють за дискретним принципом

Сучасні РПК розробляють на основі принципів електромехатроніки з використанням ЕОМ, зазвичай мікроконтролерів, тобто вони працюють за дискретним принципом. Блок-схема системи пневматичного ресорного підвішування з таким РПК наведена на рис. 4.5.

Між кузовом 1 і непружинною частиною 2 встановлено пневморесору 3 і РПК 4 у вигляді триобмоткового

трансформатора диференціального типу, що складається з сердечника 5 з первинною 6 і вторинними 7 і 8 обмотками, якоря 9, стержня 10, з'єднаного за допомогою пружини 11 з буксою 2. Обмотки 6 – 8 клемми 12 – 15 підключено до відповідних клем блока, що управляє, 16, який містить аналого-цифровий перетворювач 17, комутатор 18 і мікроконтролер 19 з системним інтерфейсом 20, виконавчі пристрої з транзисторами 21 і 22, до яких через діоди 23 і 24 підключено тягові котушки 25 і 26 електропневматичних вентилів 27 і 28, кожен з яких складається з корпусу 29, якоря 30, клапана 31. Порожнина 32 електропневматичного вентиля з'єднана з джерелом стиснутого повітря, а порожнина 33 за допомогою трубопроводу 34 з'єднана з пневморесорою 3 і порожниною 35 другого електропневматичного вентиля 28, у якого порожнина 36 з'єднана з атмосферою. Електричні кола живляться від джерела змінного струму 37. Котушки 7, 6 і 8 розташовані на стержнях 38, 39, 40 – відповідно, а стержень 10 розміщений у кожусі 41.

При зміні відстані між кузовом 1 і буксою 2, наприклад внаслідок зниження тиску стиснутого повітря в пневморесорі 3, сердечник 5, жорстко з'єднаний з кузовом 1, переміщується вниз до тих пір, поки якір 9 замкне магнітне коло, утворене стержнями 38 і 39 і сердечником 5. Магнітний потік, що створюється котушкою 6, істотно зростає, внаслідок чого в обмотці 7 виникне ЕРС індукції, пропорційна зміні відстані між кузовом 1 і буксою 2 (сигнал), яка створить у колі струм, що поступає через клему 14 на комутатор 18 до аналого-цифрового перетворювача 17, який зробить перетворення цієї ЕРС з аналогового в дискретний (цифровий) тип. Після цього перетворення сигнал поступає на мікроконтролер 19, де відбувається усереднювання результатів заданої кількості вимірів відстані між кузовом 1 і буксою 2 і ухвалення рішення про подачу стиснутого повітря в пневморесору 3. Це рішення буде позитивним, якщо результати вимірів дали усереднене значення величини сигналу більше за нуль. У цьому випадку від мікроконтролера 19 поступить струм, що управляє, на базу транзистора 21, який при цьому почне пропускати струм від джерела 37, випрямлений діодом 23 на тягову котушку 25, яка своїм полем впливає на якір 30, який переміщуючись управо, переміщує клапан 31. У результаті цього

відкривається доступ стиснутому повітрю з порожнини 32 в порожнину 33 корпусу 29 електропневматичного вентиля і далі по трубопроводу 34 в пневморесорі 3.

З підвищенням тиску в пневморесорі 3 відстань між кузовом 1 і буксою збільшується, сердечник 5 переміщується вгору відносно якоря 9. Тривалість циклу подачі стиснутого повітря в пневморесорі 3 задається алгоритмом, за яким працює мікроконтролер. Після закінчення цього циклу подачі робиться новий вимір відстані між кузовом 1 і буксою 2 і ухвалення наступного рішення про чергову подачу стиснутого повітря в пневморесорі 3. Якщо результати вимірів показали, що відхилення знаходиться в заданих межах, то магнітне коло, утворене стрижнями 38 і 39 і якорем 9, розімкнено, ЕРС і струм в обмотці 7 звернулися в нуль, а сигнал від мікроконтролера 19, що надходить на базу транзистора 21, також стане рівним нулю. Коло тягової котушки 25 розімкнеться, сердечник 30 повернеться в початкове положення і закрий клапан 31, роз'єднуючи порожнини 32 і 33, а подача повітря в пневморесорі 3 припиняється. Належний вибір тривалості циклу подачі стиснутого повітря в пневморесорі 3, що задається алгоритмом, дозволяє отримати заданий час затримки спрацьовування клапана 27, що запобігає спрацьовуванню пристрою, наприклад при коливаннях кузова 1 на пневморесорі 3.

При збільшенні відстані між кузовом 1 і буксою 2 сердечник 5 переміщується вгору до замикання якорем 9 магнітного кола, утвореного стрижнями 39 і 40. При цьому магнітний потік зростає і в котушці 8 індукується ЕРС, пропорційна зміні відстані між кузовом 1 і буксою 2 (сигнал), яка створить у колі струм, що поступає через клему 15 на комутатор 18 до аналого-цифрового перетворювача 17, який зробить перетворення цієї ЕРС з аналогового в дискретний (цифровий) тип. Після цього перетворення сигнал поступає на мікроконтролер 19, де відбувається усереднювання результатів заданої кількості вимірів відстані між кузовом 1 і буксою 2 і ухвалення рішення про випускання стиснутого повітря з пневморесорі 3. Це рішення буде позитивним, якщо результати вимірів дали усереднене значення величини сигналу більше наперед заданою алгоритмом мікроконтролера 19 величин. У цьому випадку від

мікроконтролера 19 надійде струм, що управляє, на базу транзистора 22, який при цьому почне пропускати струм від джерела 37, випрямлений діодом 24 на тягову котушку 26, яка своїм полем впливає на її яркір який переміщаючись управо, переміщає клапан. Внаслідок цього порожнина 35 з'єднується з порожниною 36 і повітря з пневморесори 3 по трубопроводу 34, порожнинах 35 і 36 надійде в доквілля.

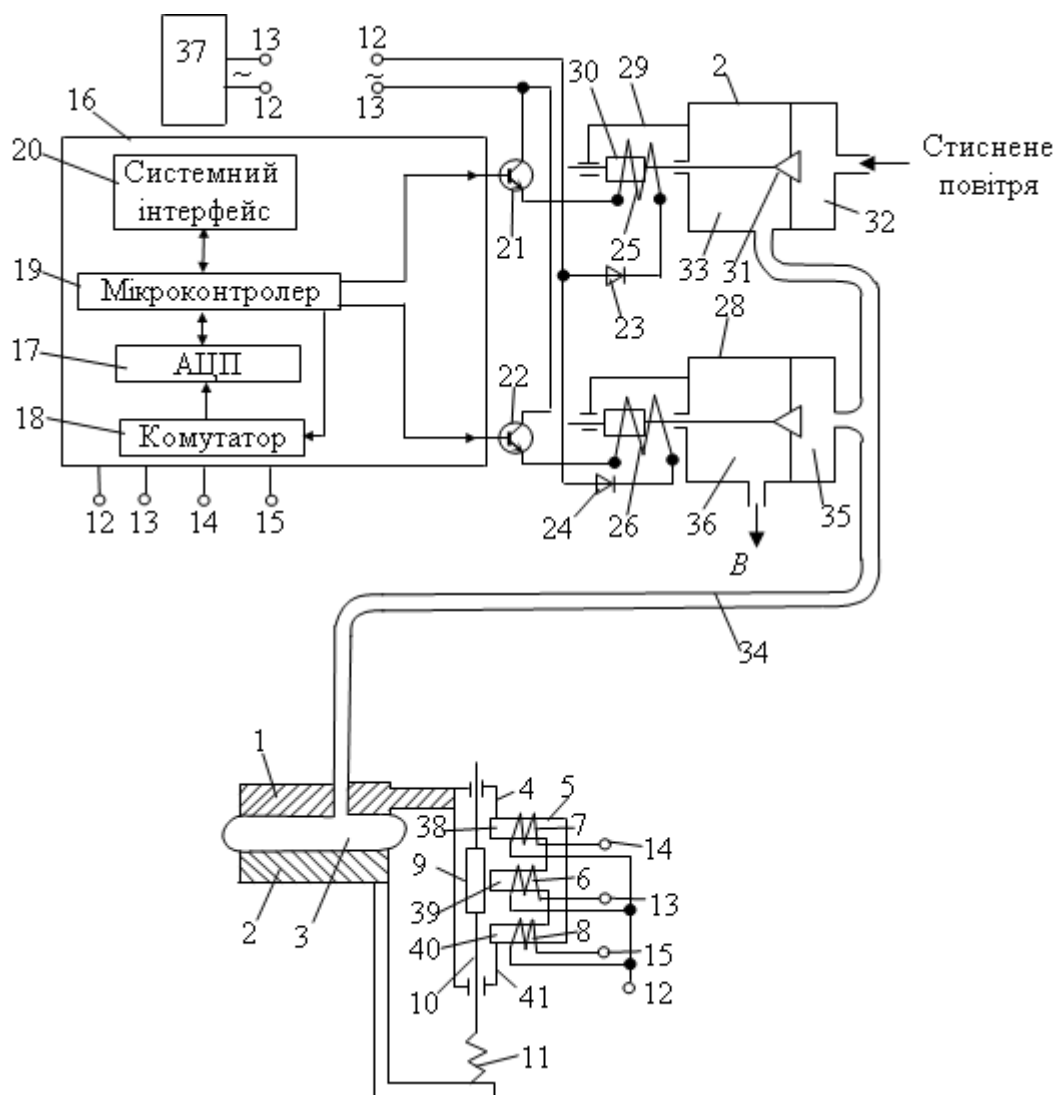


Рис. 4.5. Регулятор положення кузова на основі електромехатроніки

Зі зменшенням тиску в пневморесорі 3 відстань між кузовом 1 і буксою 2 зменшується, сердечник 5 переміщується вниз відносно ярка 9. Тривалість циклу випускання стиснутого повітря з пневморесори 3 задається алгоритмом, за яким працює

мікроконтролер. Після закінчення цього циклу випускання робиться новий вимір відстані між кузовом 1 і буксою 2 і ухвалення наступного рішення про чергове випускання стиснутого повітря з пневморесори 3. Якщо результати вимірів показали, що відхилення знаходиться в заданих межах, тобто магнітне коло, утворене стрижнями 39 і 40 і якорем 9 розімкнено, ЕРС і струм в обмотці 8 звернулися в нуль, а сигнал від мікроконтролера 19, що надходить до бази транзистора 22, також стане рівним нулю. Коло тягової котушки 26 розімкнеться, її сердечник повернеться в початкове положення і закрий клапан, роз'єднавши порожнини 35 і 36, а випускання повітря з пневморесори 3 в атмосферу припиняється. Належний вибір тривалості циклу випускання стиснутого повітря з пневморесори 3, що задається алгоритмом, дозволяє отримати необхідний час затримки спрацьовування клапана, що запобігає спрацьовуванню пристрою, наприклад при коливаннях кузова 1 на пневморесорі 3.

Пружина 11 компенсує кутові зміщення кузова 1 і букси 2, а кожух 41 спрямовує стиржень 10 з якорем 9 і захищає датчик 4 від зовнішніх дій.

Отже, блок керування 16 формує керуючі сигнали з множини імпульсів, що надходять від датчика 4 і подає їх через підсилювачі 21, 22 до силових котушок 25, 26 електропневматичних вентилів 27, 28, мікроконтролер 19 виробляє керуючі сигнали шляхом усереднення амплітуд імпульсів, а їх кількість задається алгоритмом, який закладено в мікроконтролер 19.

Запропонована система пневматичного ресорного підвішування з мікроконтролерним РПК дозволяє підвищити надійність усього вагона або локомотива при усіх змінах умов докільця, спросити настройку РПК для умов того чи іншого транспортного засобу шляхом внесення певних змін у вихідні дані програми роботи мікроконтролера.

4.4. Зривний клапан

Зривний клапан призначений для усунення надмірного зміщення кузова пневморесорами вгору шляхом випускання частини стиснутого повітря в докільця. Зривний клапан являє

собою вентиль, що у відкритому стані з'єднує ємність пневморесори з довкіллям. Для цього важіль зривного клапана, який встановлено на кузові, з'єднаний за допомогою тросика з буксою. Довжина тросика трохи більша, ніж відстань між точками його закріплення до букси та кузова при номінальній висоті пневморесори. Якщо кузов через вихід з ладу РПК підійметься вище припустимого рівня, тростик натягнеться, відкриє клапан і повітря з пневморесори буде спрямовано в довкілля, доки висота пневморесори стане номінальною.

4.5. Пристрій, який сигналізує про відмови системи

Для своєчасного оповіщення машиніста локомотива про незворотне зниження тиску повітря у пневморесорі використовується світова сигналізація. Вона складається з кінцевих вимикачів 1 (рис. 4.6), сигнальних ламп 3 і дротів 2, що їх з'єднують. Корпуси кінцевих вимикачів встановлюють на кузові біля кожної пневморесори, а їхні керуючі важелі спирають на букси.

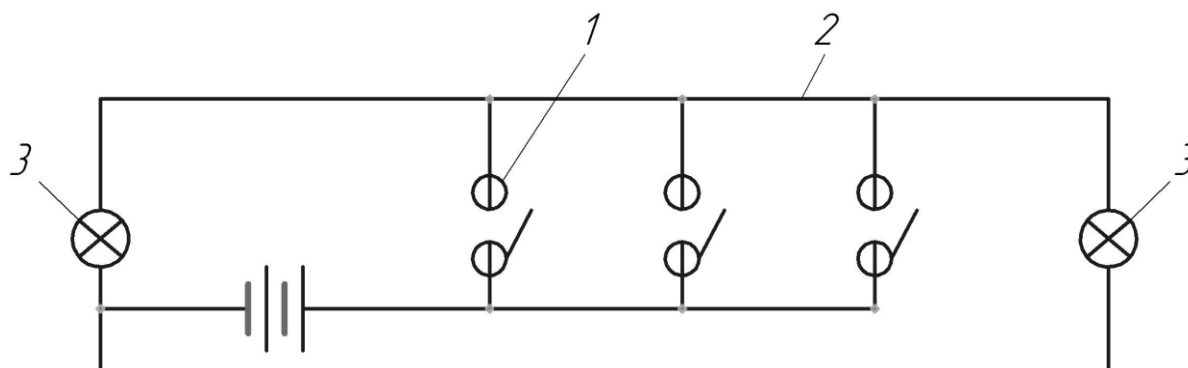


Рис. 4.6. Електрична схема сигналізації

Лампи встановлюють на пульті керування в кабіні машиніста. При зниженні тиску повітря хоча б в одній пневморесорі на пульті машиніста загориться транспарант: "Нема тиску повітря у пневморесорі".

При цьому машиніст повинен знизити швидкість руху до 40 км/год.

4.6. Дослідження коливань кузова на пневморесорах

Складемо розрахункову схему (рис. 4.7) і математичну модель, що описує у вигляді системи диференціальних рівнянь вертикальні коливання частини маси вагона, що припадає на одну пневматичну ресору, з урахуванням газо-термодинамічних процесів, які відбуваються в системі пневматичного ресорного підвішування.

Введемо такі позначення: $P_{1,2}$ – тиск повітря відповідно в пневморесорі і додатковому резервуарі; z – вертикальне зміщення кузова, m – частина маси кузова, що припадає на одну пневморесору; V_1, V_2 – об'єми пневморесори і додаткового резервуара відповідно; T_1, T_2 – температури повітря; n – показник політропи стиснення повітря; F – ефективна площа пневморесори; G_1, G_2 – маси повітря.

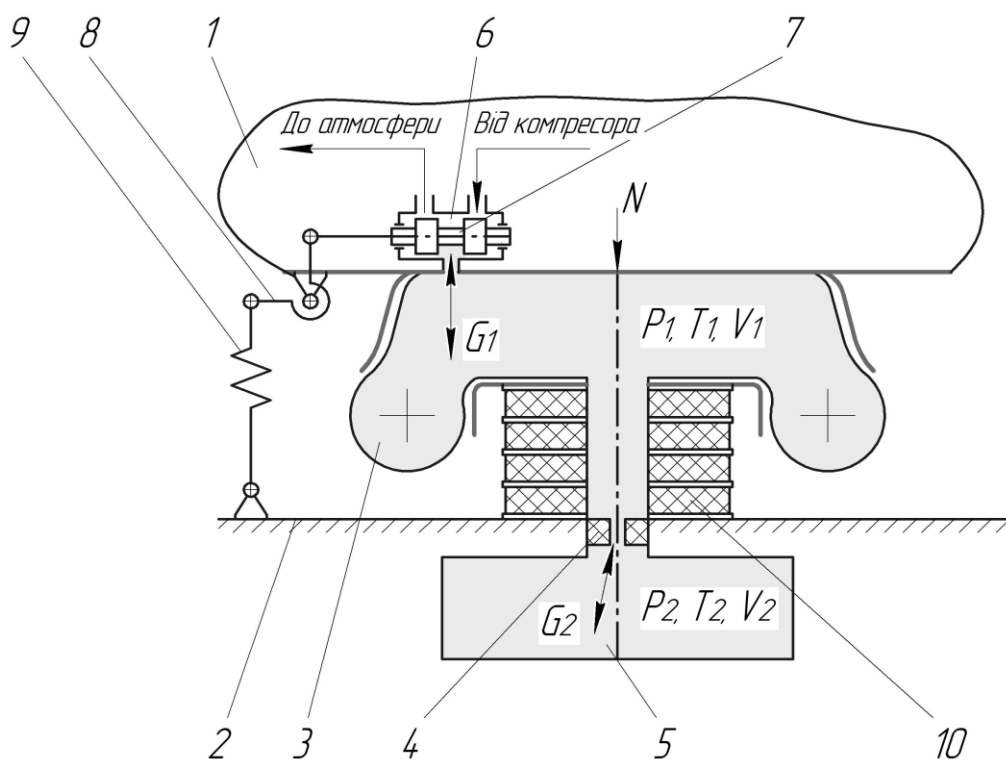


Рис. 4.7. Розрахункова схема для складання рівнянь

Диференціальне рівняння коливань кузова складемо за принципом д'Аламбера, тобто сума сили інерції, дисипативних і пружних сил дорівнює сумі зовнішніх сил збудження

$$m \cdot \ddot{z} + K \frac{\Delta G}{f_d} \dot{z} + \frac{n(P_{\Pi} + 1)F^2}{V_{\Pi} + V_{\text{др}}} z = P_{\text{в}} + P_y, \quad (4.1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності;

ΔG – маса повітря, що перетікла через дросельний отвір за півперіод коливань;

f_d – площа дросельного отвору;

$P_{\text{в}}$ і P_y – складові векторів збурень (що надходять від колії) і керування (що виникають при роботі РПК) відповідно. Вони спрямовані вздовж осі z .

Перша складова рівняння, як завжди, являє собою силу інерції маси.

Другий доданок є дисипативною силою, а третій – пружною силою, що створюється пневморесорою. Вираз, що є добутком зміщення z , являє собою так звану «динамічну жорсткість» пневморесори, бо вона залежить від миттєвого значення тиску повітря P_1 , що знаходиться в ній. Його можна обчислити тільки за допомогою законів газотермодинаміки.

Якщо збурень немає, тобто права частина рівняння (4.1) дорівнює нулю, то воно описує власні коливання маси на пневморесорі.

Для опису газотермодинамічних процесів, введемо такі позначення: T – абсолютна температура повітря; ρ – щільність повітря; C_p , C_v – теплоємності повітря при ізобарному та ізохорному процесах відповідно; R – газова константа, Q – кількість теплоти.

Оскільки діапазон зміни температур у системі малий, будемо вважати, що C_p , C_v , R є константами.

Запишемо перший закон термодинаміки для системи пневмопідвішування:

$$C_v T_i dG_i + C_v G_i dT_i + P_i dV_i = \Sigma dQ_i, \quad (4.2)$$

де dQ_i – кількість теплоти що відводиться (–) або підводиться (+) до елемента системи через теплообмін з довкіллям;

i – індекс елемента системи: $i=1$ для пневморесори, $i=2$ для додаткового резервуара.

Рівняння теплообміну елемента пневмосистеми з довкіллям

$$dQ_i = K_i \cdot H_i (T_0 - T_i) dt,$$

де K_i – коефіцієнт теплопередачі;
 H_i – площа поверхні теплообміну;
 T_0 – температура довкілля;
 dt – час теплообміну.

Для маси повітря, що перетікає з одного елемента пневмосистеми до іншого

$$dQ_i = C_p T_i dG_i.$$

Після підстановки в рівняння (4.2) отримаємо

$$C_V T_i dG_i + C_V G_i dT_i + P_i dV_i = C_p T_i dG_i + K_i H_i (T_0 - T_i) dt. \quad (4.3)$$

Стан повітря в системі доцільно описати рівнянням Клапейрона

$$P_i dV_i + V_i dP_i - K_i T_i dG_i - R_i G_i dt = 0. \quad (4.4)$$

Хоча маса повітря в окремих елементах пневматичної системи при коливаннях змінюється, її загальна маса в системі не змінюється, якщо нехтувати витоками. Рівняння закону збереження маси повітря

$$dG_1 + dG_2 + dG_3 + dG_y = 0. \quad (4.5)$$

Тут dG_y - кількість повітря, що надходить від РПК.

Рівняння витрати повітря через дросель

$$dG = \pm \mu f (2\rho_2(P_1 - P_2))^{0.5} dt, \quad (4.6)$$

де μ – коефіцієнт витікання повітря через дросель.

При витіканні повітря з пневморесори береться знак «+», а при поверненні знак «-», у зв'язку з чим диференціальні рівняння (4.1 – 4.6) будуть різними для ходів стискання і розширення пневморесори і система міститиме 12 рівнянь.

Дослідження коливань з використанням цієї системи диференціальних рівнянь продуктивно проводити за допомогою ПК методом чисельної інтеграції в середовищі *MatLab*. Нижче наведено приклад розрахунку власних коливань маси кузова вагона на пневморесорі при вихідних даних (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Вихідні дані для дослідження коливань

$P_{\text{п}}$	m	F	$V_{\text{п}}$	$V_{\text{др}}$	n	T_0
МПа	т	м ²	м ³	м ³		К
0,55	7	0,125	0,012	0,04	1,4	288

Продовження табл. 4.1

ρ	C_V	C_P	R	K_i	H_i	μ	f
кг/м ³	Дж/(кг·град)	Дж/(кг·град)	Дж/(кг·град)	Вт/(м ² ·град)	м ²		м ²
6,6	717	1000	287	1000	0,74	0,75	$13 \cdot 10^{-5}$

Для збудження коливань у початкові умови вводилася швидкість зміщення кузова по вертикалі.

Пневморесори, які встановлювалися на дизель-поїзд у центральну ступінь підвішування, є діафрагмового типу і ходом у вертикальному і поперечному напрямках ± 40 мм. Пневморесора з'єднана з додатковим резервуаром через дросельний отвір, площа перерізу якого варіювалася з метою отримання необхідного показника демпфірування коливань. Деякі результати чисельного експерименту наведено на рис. 4.8.

Як видно з рисунка, необхідне демпфірування коливань кузова на пневморесорах досягається при діаметрі дросельного отвору, встановленого між пневматичною ресорою і додатковим резервуаром, 0,02 м.

При цьому забезпечується показник демпфірування коливань 0,23, що близько до рекомендованих значень для рухомого складу залізниць.

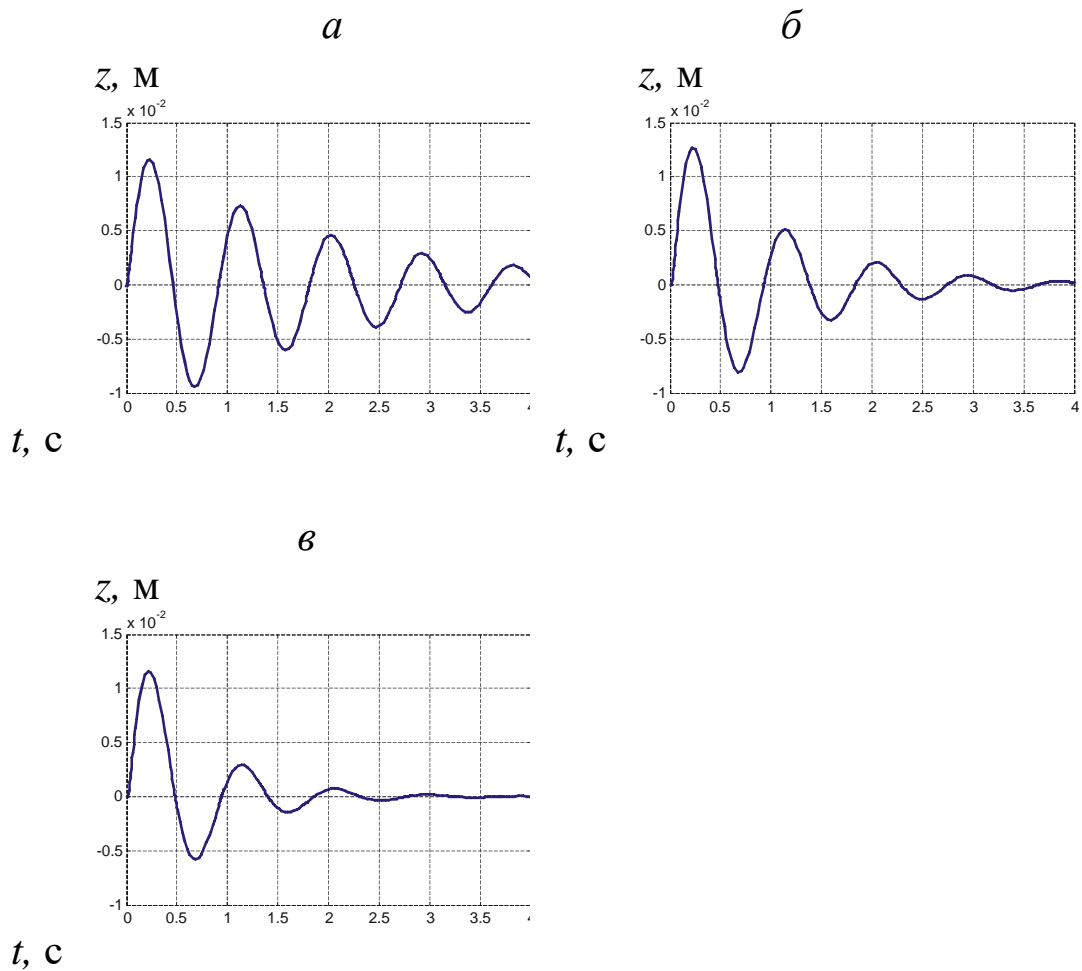


Рис. 4.8. Власні коливання кузова на пневморесорах у вертикальному напрямі при діаметрі дроселя:
a – 0,04 м; *б* – 0,03 м; *в* – 0,02 м

Період коливань кузова дорівнює $T=1$ с, тобто частота коливань складає $n=1/T=1/1=1$ Гц. Таку частоту коливань можна отримати, якщо «еквівалентний» статичний прогин пневморесори складає

$$z_{\text{СТ}} \approx 0,25/n^2 = 0,25/1^2 = 0,25 \text{ м.}$$

Назва «еквівалентний» статичний прогин пневморесори обумовлена тим, що його неможливо виміряти безпосередньо на вагоні, бо висота пневморесори підтримується незмінною за допомогою РПК при будь-якому завантаженні вагона.

Амплітуди коливань загасають, а коефіцієнт демпфірування складає

$$D = (\ln(A_1 / A_2)) / 2\pi = (\ln(0,012 / 0,0025)) / 2 \cdot 3,14 = 0,26, \quad (4.7)$$

де A_1 і A_2 – послідовні амплітуди коливань;
 $\pi = 3,14$.

Така величина коефіцієнта демпфірування є оптимальною, бо знаходиться в рекомендованому інтервалі для вагонів (0,2 – 0,3).

Якщо отримані результати не задовольняють вимоги щодо динамічних характеристик вагонів, то розрахунок повторюють з варіюванням параметрів до отримання потрібного результату.

Після теоретичних досліджень доцільно провести також натурний експеримент – колійні динамічні випробування нового рухомого складу, щоб обрати остаточно параметри системи пневматичного ресорного підвішування.

Контрольні запитання

1. Від чого залежить характеристика пружності пневматичної ресори?
2. Від чого залежить характеристика демпфірування пневматичної ресори?
3. Які складові входять до системи пневматичного ресорного підвішування?
4. Які типи РПК використовують у системах пневматичного підвішування?
5. Як відбувається демпфірування коливань при пневмопідвішуванні?

Бібліографічний список

1. Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст]: Учеб. для вузов ж. - д. трансп. / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов; под ред.. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

2. Маслиев, В.Г. Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес [Текст]: монография / В.Г. Маслиев. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.

3. Корниенко, В.В., Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт [Текст] / В.В. Корниенко, В.И. Омеляненко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с.

4. Акопян, Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики) [Текст] / Р.А. Акопян. – Львов: Вища школа, 1979. – Ч. 1. – 218 с.

5. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов [Текст] / С.М. Куценко, Э.П. Елбаев, В.Г. Кирпичников [и др.]; под ред. С.М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.

6. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів [Текст]: навч. посібник / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк. – К.: КУЕТТ, 2003. – 270 с.

7. Мартынов, И.Э. Износ гребней колес грузовых вагонов и рельсов проблема и путь ее решения [Текст] / И.Э. Мартынов, В.Г. Маслиев, Д.С. Мокроусов [и др.] // Вагонный парк. – 2013. - № 5 (74). – С. 4–7.

8. Мартынов, И.Э. Совершенствование конструкции тележек грузовых вагонов с целью снижения износа гребней колес и рельсов [Текст] / И.Э. Мартынов, В.Г. Маслиев, Д.С. Мокроусов [и др.] // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 139. – С. 25-34.

