

# КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни «**Теоря та конструкція локомотивів**»

**«Екіпажна частина»**

ДПТ, "Локомотиви", 2003 р.

|                                                                                                                                                                                                                      |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.1. СТРУКТУРА І БАЗОВІ ЕЛЕМЕНТИ ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ЛОКОМОТИВІВ .....                                                                                                                                                 | 4  |
| 3.1.1. Призначення та елементи екіпажної частини .....                                                                                                                                                               | 4  |
| 3.1.2. Основні вимоги “Правил технічної експлуатації залізниць України”, що пред’являються до екіпажної частини тепловозів і електровозів. Вплив технічного стану екіпажної частини на безпеку руху локомотивів..... | 7  |
| 3.1.3. Класифікація ходових частин .....                                                                                                                                                                             | 8  |
| 3.1.4. Базові елементи екіпажної частини локомотива (рама, кузов), їх призначення, класифікація та порівняльна характеристика.....                                                                                   | 9  |
| 3.1.5. Основні положення розрахунків на міцність .....                                                                                                                                                               | 13 |
| 3.1.6. Принципи розрахунку рам і кузовів.....                                                                                                                                                                        | 19 |
| 3.1.7 Кабіна машиніста, її обладнання, вібро-, тепло- та шумоізоляція, антропологічні вимоги.....                                                                                                                    | 23 |
| 3.2. РУШІЙНІ ВІЗКИ ЛОКОМОТИВІВ .....                                                                                                                                                                                 | 24 |
| 3.2.1. Призначення, класифікація та основні елементи рушійних візків ....                                                                                                                                            | 24 |
| 3.2.2. Особливості візків магістральних електровозів.....                                                                                                                                                            | 27 |
| 3.2.3. Зв’язки рам локомотивів з рамами візків, їх призначення, класифікація та основні елементи .....                                                                                                               | 28 |
| 3.2.4. Принципи розрахунку рам візків залежно від їх типу (постановка задач, розрахункові схеми, групи та категорії сил, методи розрахунків) .....                                                                   | 34 |
| 3.3. КОЛІСНІ ПАРИ ЛОКОМОТИВІВ.....                                                                                                                                                                                   | 36 |
| 3.3.1. Призначення та основні елементи колісних пар.....                                                                                                                                                             | 36 |
| 3.3.2. Вимоги ПТЕ залізниць України до технічного стану колісних пар ..                                                                                                                                              | 42 |
| 3.3.3 Типи профілю бандажа, їх вплив на взаємодію колеса з рейкою та їх знос .....                                                                                                                                   | 43 |
| 3.3.4. Принципи розрахунку осі колісної пари .....                                                                                                                                                                   | 48 |
| 3.3.5. Формування колісних пар .....                                                                                                                                                                                 | 64 |
| 3.5. ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ .....                                                                                                                                                                           | 66 |
| 3.5.1. Основні поняття та призначення пружного підвішування.....                                                                                                                                                     | 66 |
| 3.5.2. Класифікація систем пружного підвішування .....                                                                                                                                                               | 67 |
| 3.5.3. Листова ресора.....                                                                                                                                                                                           | 72 |
| 3.5.4. Вита циліндрична (спіральна) пружина.....                                                                                                                                                                     | 82 |
| 3.5.5. Гумовий амортизатор.....                                                                                                                                                                                      | 89 |
| 3.5.6. Торсійна ресора .....                                                                                                                                                                                         | 93 |

|                                                                                                                           |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.5.7. Пневматична ресора.....                                                                                            | 94  |
| 3.5.8. Нетрадиційні пружні елементи буксових вузлів .....                                                                 | 104 |
| 3.5.9. Типи систем пружного підвішування та принципи розрахунку їх<br>основних параметрів .....                           | 114 |
| 3.8. ВПISУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ У КРИВІ ДІЛЯНКИ КОЛІЇ .....                                                                   | 126 |
| 3.8.1. Особливості руху локомотива в кривій ділянці колії та види<br>вписування .....                                     | 126 |
| 3.8.2. Поняття про центр повороту (полос обертання) екіпажа .....                                                         | 129 |
| 3.8.3. Геометричне вписування і постановка задач, теоретичні засади і<br>методи.....                                      | 134 |
| 3.8.4. Діаграма геометричного вписування круговим методом .....                                                           | 138 |
| 3.8.5. Діаграма геометричного вписування параболічним (еліптичним)<br>мотодом .....                                       | 143 |
| 3.8.6. Методи уточнення результатів геометричного вписування.....                                                         | 148 |
| 3.8.7. Аналітичне вписування .....                                                                                        | 156 |
| 3.8.8. Динамічне вписування: призначення та постановка задач.....                                                         | 159 |
| 3.8.9. Комплекс сил що діє на екіпаж у кривій та деякі припущення .....                                                   | 160 |
| 3.8.10. Умови рівноваги екіпажа в кривій .....                                                                            | 166 |
| 3.8.11. Можливі установки екіпажа в колії зазорів, їх геометричні й<br>динамічні характеристики та методи визначення..... | 168 |
| 3.8.12. Остаточне розв'язання основної задачі .....                                                                       | 172 |
| 3.8.13. Критерій безпеки руху в кривих.....                                                                               | 175 |

### 3.1. СТРУКТУРА І БАЗОВІ ЕЛЕМЕНТИ ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ЛОКОМОТИВІВ

#### 3.1.1. Призначення та елементи екіпажної частини

До екіпажної частини локомотива (часто кажуть просто: екіпажна) відносяться ті його конструкції та вузли, які служать для розміщення енергетичної установки, передачі та допоміжного устаткування, а також для створення (у взаємодії з рейками) сили тяги, передачі горизонтальних зусиль (тягових, гальмівних) до складу поїзда та вертикальних навантажень на рейки. Таким чином конструкція екіпажа одночасно служить основою для всієї силової установки локомотива та механізмом для реалізації сили тяги та процесу руху.

**Основні вузли екіпажа:** головна рама з ударно-зчепними пристроями<sup>1</sup>, кузов і ходова частина, до якої відносяться візки з колісними парами, буксовими вузлами, пружним підвішуванням, гальмівною важільною передачею та системою зв'язків кузова з візками (опорно-повертаючими пристроями).

Конструкції, вузли та деталі екіпажної частини працюють у складних умовах та виконують різні функції.

*Головна рама* служить основою для силової установки, вона ж передає вертикальне навантаження на ходові частини та горизонтальні зусилля через автозчеп до складу поїзда.

*Кузов* служить зовнішнім огородженням силової установки локомотива та його допоміжного устаткування, що захищає їх від агресивного впливу атмосферного середовища. На деяких сучасних локомотивах кузов поєднаний з головною рамою та сприймає всі силові навантаження (так званий “несучий кузов”).

Устаткування в кузові та на головній рамі повинно бути розміщено таким чином, щоб на кожну колісну пару приходилося однакове навантаження з відхиленням  $\pm 3\%$ .

*Колісні пари* спрямовують рух локомотива по рейковій колії, передають силу його ваги на рейки та, спираючись на них, беруть участь у реалізації сили тяги, що створюється двигуном (двигунами), а також гальмівної си-

---

<sup>1</sup> на деяких електровозах автозчепні пристрої встановлюються на рамах візків.

ли. Колісні пари обертаються в підшипниках буксових вузлів. Буксові вузли зв'язані з рамою візка (якщо екіпаж візкового типу), або з рамою локомотива (якщо екіпаж рамного типу). На сучасних локомотивах застосовується екіпажна частина переважно візкового типу – з причин, які будуть пояснені нижче.

Для зменшення динамічного впливу локомотива на колію та пом'якшення зворотної дії ударів на нерівностях колії на устаткування локомотива та локомотивну бригаду рама візка спирається на буксові вузли через пружні ланки (листові ресори, циліндричні пружини, гумові амортизатори), які будучи з'єднані одна з одною, створюють так звану систему пружного підвішування.

Кількість осей (колісних пар) локомотива визначається його масою та допустимим навантаженням від колісної пари на рейки.

Тепловози з електричною передачею, які мають велику масу (відносно електровозів та тепловозів з гідравлічною передачею), як правило виконуються з шістьма колісними парами на одну секцію. Якщо таку кількість колісних пар розмістити в загальній жорсткій рамі, то виникнуть утруднення під час руху в кривих ділянках колії. Справа в тім, що такий локомотив зможе рухатися в криволінійній колії і не створювати на неї надмірних горизонтальних поперечних зусиль лише при умові, коли його колісні пари будуть мати змогу не тільки повертатися навколо якоїсь фізичної або умовної осі (точки), але й переміщуватися впоперек повздовжньої осі екіпажа, тобто мати поперечний вільний розбіг. Ефект вільного поперечного розбігу створюється також, якщо середні колісні пари екіпажа виконати з гребенями меншої товщини (пасажи́рські паровози) або зовсім без гребенів (вантажні та маневрові тепловози).

Необхідне поперечне зміщення (розбіг)  $y$  можна приблизно визначити за формулою

$$y = \frac{B_{mk}^2}{8R}, \quad (3.1.1.1)$$

де  $R$  – радіус кривої ділянки колії;

$B_{mk}$  – повна колісна база екіпажа, тобто відстань між крайніми колісними парами.

Походження цієї формули буде наведено нижче. Вона походить від елементарного геометричного відношення між радіусом, хордою та стрілкою дуги кола.

Якщо прийняти  $R=125$  м (мінімальний стандартний радіус кривої ділянки кола для магістральних локомотивів),  $B_{нк} = 12,8$  м (наприклад для тепловозів серії ТЭЗ, ТЭ10), то

$$y = \frac{12,8^2}{8 \cdot 125} = 0,164 \text{ м.}$$

Вільний розбіг колісних пар такої величини в єдиній жорсткій рамі конструктивно виконати важко, тому для полегшення проходження локомотивами кривих ділянок колії їх колісні пари поєднують у два двох- або трьохосних візка, які мають змогу повертатися відносно повздовжньої осі головної рами локомотива на деякий кут  $3 \dots 3,5^\circ$  у магістральних локомотивів і на кут  $4 \dots 7^\circ$  у маневрових та промислових локомотивів, для яких мінімальний радіус кривої ділянки колії становить  $40 \dots 60$  м.

Колісна база візка у магістральних локомотивів у  $2 \dots 3$  рази менша ніж повна колісна база локомотива  $B_{нк}$ . Наприклад, у тепловоза серії ТЭ10 колісна база візка  $B = 4,2$  м, тому

$$\frac{B}{B_{нк}} = \frac{4,2}{12,8} = 0,328. \quad (3.1.1.2)$$

У тепловоза серії 2ТЭ116  $B_{нк} = 13,7$  м,  $B = 3,7$  м, при цьому

$$\frac{B}{B_{нк}} = \frac{3,7}{13,7} = 0,27.$$

У цих тепловозів більший розбіг середньої колісної пари візка не перевищує  $14 \dots 15$  мм.

У електровоза ДЕ1 (базовий варіант)  $B_{нк} = 7,03$  м,  $B = 2,9$  м, тоді

$$\frac{B}{B_{нк}} = \frac{2,9}{7,03} = 0,41.$$

Наведене вище є головною причиною того, що екіпажі секцій сучасних магістральних локомотивів виконується здебільшого на двох трьохосних візках. І лише у малопотужних промислових тепловозів серії ТГМ1і ТГМ23 з короткою колісною базою екіпаж виконаний без візків з розміщенням колісних пар в єдиній жорсткій рамі, причому колеса середньої колісної пари не мають гребенів.

3.1.2. Основні вимоги “Правил технічної експлуатації залізниць України”, що пред’являються до екіпажної частини тепловозів і електровозів. Вплив технічного стану екіпажної частини на безпеку руху локомотивів

Згідно з п.9.1 Правил технічної експлуатації залізниць України (далі ПТЕ) [7] рухомий склад має утримуватися в експлуатації у справному стані, що забезпечує безперебійну роботу, безпеку руху, охорону праці, і своєчасно проходити планово-попереджувальні види ремонту і технічного обслуговування.

Згідно з п.11.1 ПТЕ усі частини важільної гальмової передачі, роз’єднання або пошкодження яких може викликати вихід із габариту чи падіння на колію, мають забезпечуватися запобіжними пристроями.

Згідно з п.11.5 ПТЕ локомотиви мають бути обладнані автозчепом. Висота автозчепу не більше 1080 мм і не менше 980 мм над рівнем верху головок рейок. Різниця у висоті між повздовжніми осями автозчепів між локомотивом і першим навантаженим вагоном вантажного поїзда 110 мм, між локомотивом і першим вагоном пасажирського поїзда – 100 мм.

Згідно з п.12.4 ПТЕ забороняється випускати в експлуатацію локомотив, що має такі несправності екіпажної частини, які загрожують безпеці руху та порушують охорону праці:

- несправність автозчепних пристроїв;
- несправність системи подачі піску;
- тріщини в хомуті, ресорній підвісці або корінному листі ресори, злом ресорного листа;
- тріщину в корпусі букси;
- несправність буксового або моторно-осьового підшипника;
- відсутність або несправність передбаченого конструкцією пристрою запобігання від падіння деталей на колію;
- тріщину або злам хоча б одного зуба тягової зубчастої передачі;
- несправність кожуха зубчастої передачі, що спричиняє витікання мастила.

Вимоги, що наведені вище, свідчать про те, що від технічного стану екіпажної частини безпосередньо залежить безпека руху локомотива. Дослідженням та випробуваннями встановлено, що відхилення від норм утримання екіпажної частини, регламентованих ПТЕ, створюють небезпечні умови експлуатації локомотивів і тому є неприпустимими.

### 3.1.3. Класифікація ходових частин

*Ходовою частиною* локомотива вважається складова екіпажної частини, яка безпосередньо забезпечує рух локомотива по колії за всіма вимогами, що перелічені вище. В історії локомотивобудування склалися лише два різновиди ходової частини: рамного типу та візкового типу.

У ходовій частині рамного типу всі рушійні колісні пари розміщуються в єдиній жорсткій рамі, а візки, які не мають рушійних колісних пар, застосовуються лише як спрямовуючі та підтримуючі.

У ходовій частині візкового типу візки мають тільки рушійні колісні пари, а спрямовуючі та підтримуючі візки або окремі колісні пари відсутні.

Коментуючи цю узагальнену класифікацію, слід відмітити, що ходова частина рамного типу на сучасних магістральних локомотивах майже не застосовується. Вона застосовувалася під паровозами та першими вітчизняними електровозами тепловозами, в екіпажі яких ще зберігалися традиції та практика побудови екіпажної частини паровозів. Ці традиції походили головним чином з необхідності забезпечити припустиме навантаження коліс локомотива з великою загальною масою на рейки легкого типу, які за тих часів укладалися на залізницях, а також із будови групового тягового приводу спарникового типу. Тому рушійні колісні пари (3...6 шт.) розміщувалися в єдиній жорсткій рамі й на них припадала та частина загальної («службової») маси локомотива, яка отримала назву «зчіпна маса». Так і ствердилося поняття «зчіпна маса», під яким розуміється маса локомотива, що припадає на рушійні колісні пари. Саме слово «зчіпна» походить від блоку колісних пар, пов'язаних («зчеплених») єдиним спарниковим (дишловим) механізмом. Інша частина службової маси припадала на так звані спрямовуючі та підтримуючі візки, які до того ж оснащувалися спеціальними опорно-рамними пристроями (роликового, секторного, коліскового та інших типів), які полегшували проходження екіпажем з довгою жорсткою базою кривих ділянок колії.

З точки зору конструкцій сучасних локомотивів – електровозів і тепловозів, – які мають екіпаж візкового типу, класифікація ходових частин зводиться до класифікації рушійних візків, яка буде наведена нижче.

Щодо спрямовуючих та підтримуючих візків, то вони класифікуються таким чином:

- *спрямовуючі*: двоосні або одноосні (зі зв'язком з першою рушійною колісною парою або без такого зв'язку);
- *підтримуючі*: двоосні або одноосні (зі зв'язком з останньою рушійною колісною парою або без такого зв'язку).

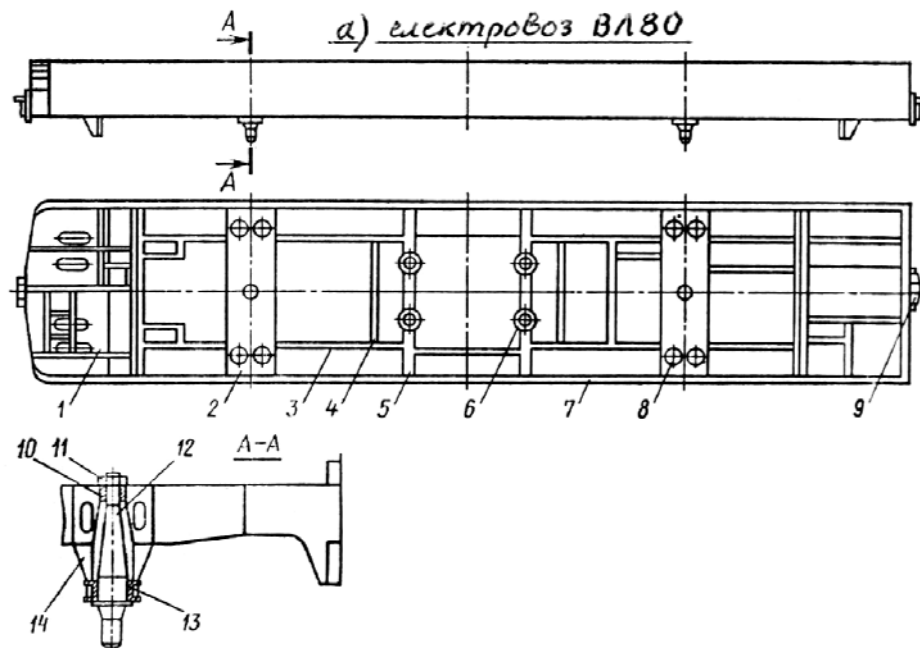
3.1.4. Базові елементи екіпажної частини локомотива (рама, кузов), їх призначення, класифікація та порівняльна характеристика

Конструкції головної рами та кузова визначаються родом служби локомотива, компоновкою устаткування, способом сприйняття та передачі навантаження, виробничо-технологічними умовами виготовлення, поєднуються їх спільним призначенням і залежать один від одного: якщо кузов каркасного типу, то головна рама є несучою; якщо кузов несучий, то головна рама виконує функції лише рами кузова.

Головна несуча рама сприймає та передає вертикальні, горизонтальні повздовжні сили тяги та гальмування, а також інерційні сили на візки та ударно-тягові прилади (автозчепи).

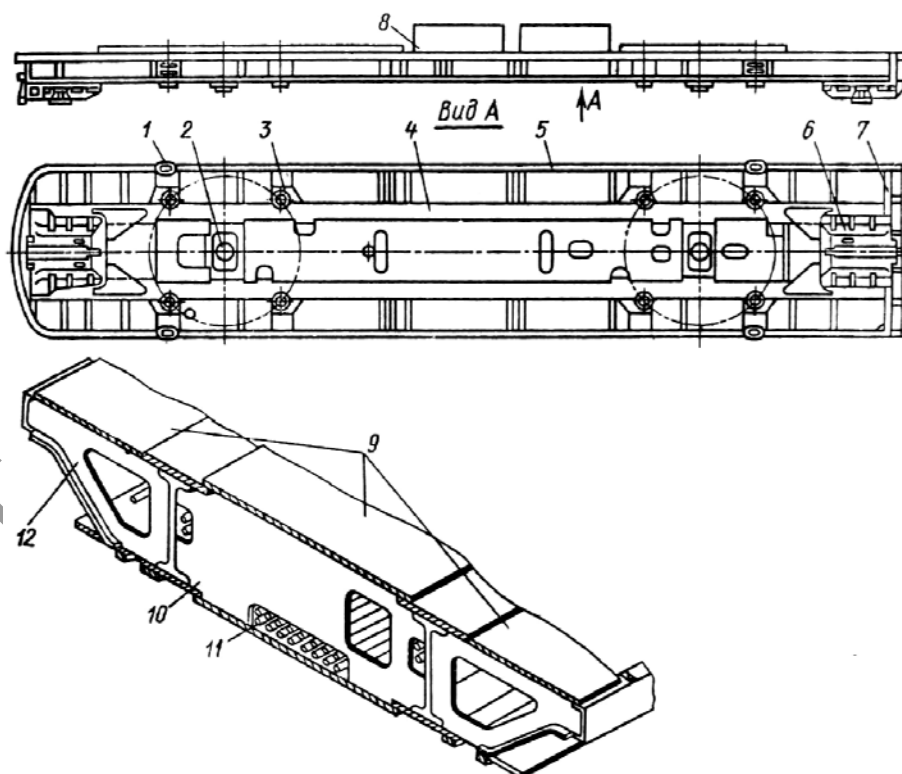
Основними елементами головної несучої рами служать дві подовжні балки та поперечні кріплення. Якщо ці балки розташовуються поблизу від поздовжньої осі симетрії рами, то вони звуться хребтовими. Конкретне розташування поздовжніх балок і поперечних кріплень зумовлюється компоновкою устаткування локомотива на рамі, способом передачі вертикальних і горизонтальних зусиль на візки та автозчепи. Елементи рами з'єднують між собою зварюванням, іноді клепанням. Як приклад на рис. 3.1.4.1 зображені головні рами електровоза ВЛ80 і тепловоза 2ТЭ10В. У деяких конструкціях рам (головним чином локомотивів старих типів) застосовуються ще й литі елементи.

Головна несуча рама служить для розміщення та закріплення устаткування в несучому кузові, закріплення на ній власно кузова та додання йому необхідної жорсткості.



1 – буферний брус; 2 – шкворнева балка; 3 – повздовжній елемент; 4 – поперечний елемент; 5 – балка під трансформатор; 6 – конус; 7 – боковина; 8 – стакан бічної опори; 9 – розетка автозчепу; 10 – втулка; 11 – гайка; 12 – шкворень; 13 – фланець; 14 – обичайка

*б) тепловоз 2ТЭ10В*



1 – опора для підйому; 2 – шкворень; 3 – кульова опора; 4 – хребтова балка; 5 – обносний пояс; 6 – стяжний ящик; 7 – лобовий лист; 8 – відсіки акумуляторних батарей; 9 – лист; 10 – поперечна перегородка; 11 – кондуїти; 12 – поперечний кронштейн

Рис. 3.1.4.1. Головні рами локомотивів

Головні рами можна класифікувати таким чином:

- по способу сприйняття та передачі зусиль: несучі й ненесучі;
- по способу з'єднання елементів: на сварні, клепані, сварно-клепані, сварні з литими елементами, сварно-клепані з литими елементами, клепані з литими елементами, брускові.

Надалі конструкції елементів екіпажної частини будуть розглядатися лише в тій мірі, яка необхідна для підтвердження основних теоретичних положень та фізичних процесів, що протікають при роботі локомотивів та забезпечують безпеку його руху.

Конкретні конструкції рам різних локомотивів – електровозів і тепловозів – різноманітні і розглядаються в [1–3].

Кузови класифікуються за такими ознаками:

- по способу зовнішнього огороження устаткування й локомотивної бригади від агресивного впливання атмосферного середовища: закритого (вагонного типу) та капотного типу;
- по способу сприйняття та передачі зусиль: каркасні (несучі) та ненесучі;

Несучі кузови підрозділяються на такі типи:

- з боковими стінками, виконаними по типу розкісної ферми;
- те ж саме, але по типу безрозкісної ферми з тонкостінними балками;
- оболонкового типу з несучою обшивкою.

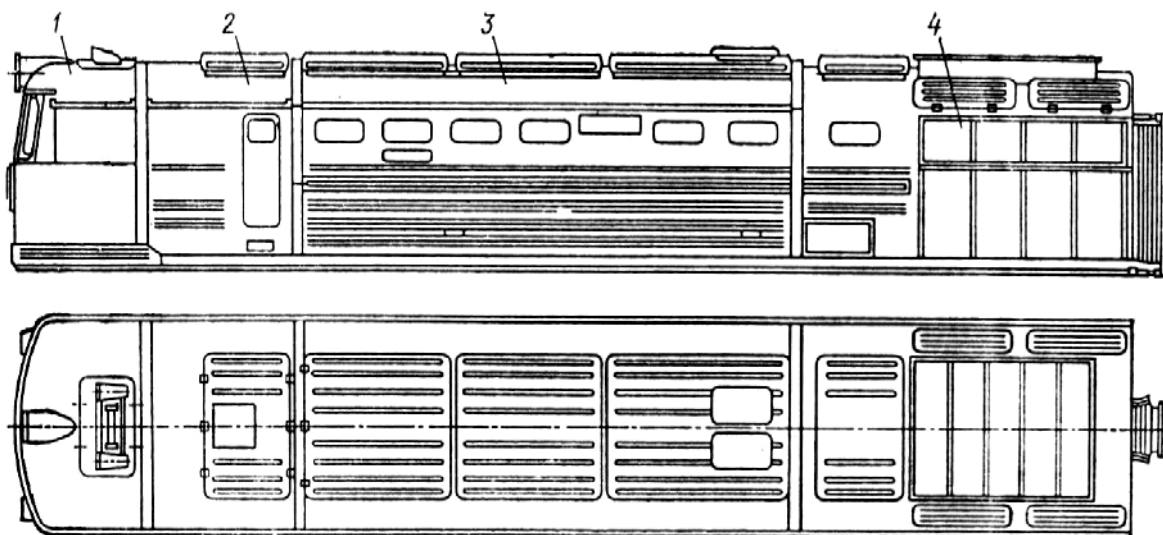
Традиційно склалося так, що вітчизняні магістральні локомотиви мають кузови виключно закритого типу на відміну від багатьох зарубіжних магістральних локомотивів, які мають кузови капотного типу.

Середня частина закритого (вагонного) кузова може зніматися, що забезпечує зручність доступу до устаткування при ремонті локомотива. Кабіна машиніста розташована в передній частині кузова і має тільки лобові та бокові вікна, що є достатнім з точки зору ширини сектора огляду при магістральному характері роботи локомотивів.

Вітчизняні маневрові локомотиви, а також маневрові тепловози виробництва Чехії, що експлуатуються на залізницях України, мають кузови виключно капотного типу з-за того, що порівняно менші розміри капотного кузова в поєднанні з кабіною машиніста, яка має передні, бокові та задні вікна, значно поширюють зону огляду, що дуже важливо при маневрових пересуваннях локомотива.

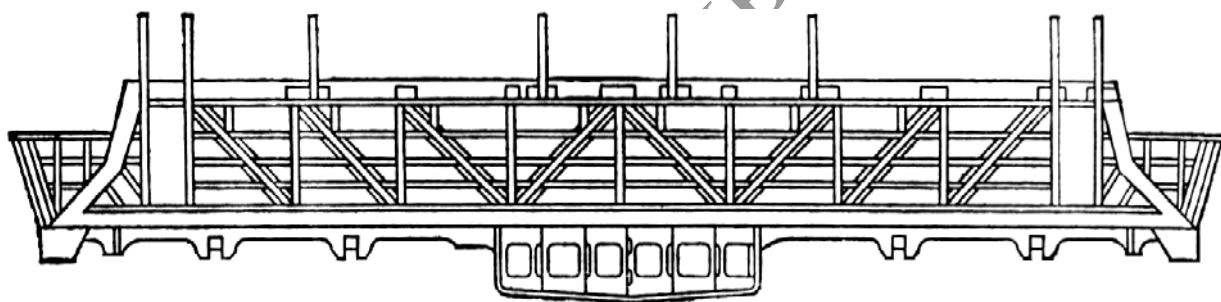
Загальна будова кузовів різних типів показана на рис. 3.1.4.2.

а) тепловоз 2ТЭ10В

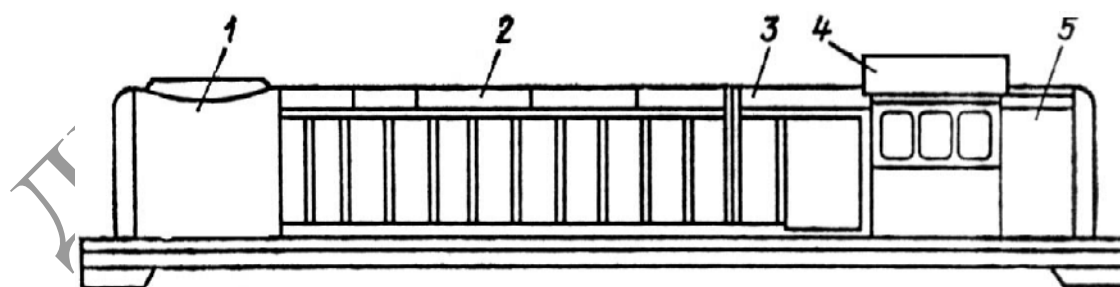


1 – кабіна машиніста; 2 – проставка; 3 – кузов дизеля; 4 – кузов холодильної камери

б) тепловоз ТЭП70



в) тепловоз ТЭМ2



1 – кузов холодильної камери; 2 – кузов дизеля; 3 – кузов високовольтної камери; 4 – кабіна машиніста; 5 – кузов акумуляторного відсіку

Рис. 3.1.4.2. Кузови локомотивів

### 3.1.5. Основні положення розрахунків на міцність

Сучасні вимоги до швидкохідності рухомого складу, його надійності та економічності, до зниження маси локомотивів з одночасним підвищенням їх потужності ставлять питання міцності на одне з найважливіших місць при конструюванні сучасних зразків техніки. При цьому дуже важливим є врахування та доцільне використання основних механічних властивостей конструкційних матеріалів, таких як:

- міцність – здатність опиратися навантаженням без руйнування;
- деформативність – здатність змінювати розміри та форму без руйнування;
- пружність – здатність відновлювати первісні розміри та форму після зняття навантаження;
- пластичність – здатність значно деформуватися без руйнування зі збереженням деформації після зняття навантаження; протилежна властивість зветься крихкістю;
- твердість – здатність опиратися при місцевих контактних діях пластичних деформацій або крихкому руйнуванню у поверхневому шарі;
- витривалість – здатність опиратися руйнуванню від втоми, тобто від виникнення та розвитку тріщин під впливом навантажень, що повторюються багаторазово (періодично, циклічно).

Міцність, пластичність і твердість визначають при поступово зростаючих навантаженнях. Ці властивості служать для оцінювання статичної міцності матеріалу. Витривалість визначають при навантаженнях, що змінюються циклічно; по ній судять про працездатність матеріалу при змінних напруженнях.

Деталі машин при їх експлуатації повинні мати мінімальну деформацію при діянні на них зовнішніх сил  $Q$ , зумовлених кінематичними зв'язками. Деформації перешкоджають внутрішні сили  $P$ , що виникають між частинками матеріалу деталі.

Повне напруження  $\sigma_n$  – це відношення сил  $\Delta P$ , що діють у будь-якому перерізі деталі, до площі  $\Delta F$  цього перерізу, тобто:

$$\sigma_n = \frac{\Delta P}{\Delta F}, \quad (3.1.5.1)$$

Рівнодіюча сили  $P$  дорівнює силі  $Q$ .

Повне напруження розкладається у загальному розумінні на нормальне  $\sigma$ , що діє перпендикулярно до перерізу, та дотичне  $\tau$ , що діє в площині перерізу. Якщо площа перерізу становить з напрямом дії сили кут  $\varphi$ , то

$$\sigma_{\varphi} = \frac{P \cos^2 \varphi}{F}, \quad (3.1.5.2)$$

$$\tau_{\varphi} = \frac{P \sin^2 \varphi}{2F}. \quad (3.1.5.3)$$

Якщо  $\varphi = 0$ , то  $\sigma = \frac{P}{F}$ , а  $\tau = 0$ .

Нормальне напруження прийнято вважати додатнім, якщо воно розтягує. Згинаючий момент додатній, якщо він створює стиснення у верхніх волокнах деталі (стержня, вала, балки). Але це правило знаків не є суворо обов'язковим при розрахунках на міцність. Важливим є лише те, що обране правило знаків повинно дотримуватися протягом усього розрахунку.

При розтяганні деформація видовження або абсолютне видовження  $\Delta l$  становить

$$\Delta l = l_1 - l_0, \quad (3.1.5.4)$$

де  $l_0$  – довжина деталі до прикладення сили  $Q$ ;

$l_1$  – довжина деформованої деталі.

Відносне видовження деталі  $\varepsilon$  буде

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}. \quad (3.1.5.5)$$

Зсув визначається кутом  $\gamma$ , на який зміниться первісний прямий кут елемента деталі.

Пропорційність між напруженням і деформацією встановлює закон Гука, згідно з яким

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (3.1.5.6)$$

де  $E$  – модуль пружності першого роду.

З урахуванням вищесказаного можна записати

$$\Delta l = l_0 \cdot \varepsilon = \frac{\sigma \cdot l_0}{E} = \frac{P \cdot l_0}{E \cdot F}, \quad (3.1.5.7)$$

де добуток  $E \cdot F$  – жорсткість при розтязі.

Поперечна деформація при розтязі, наприклад, для круглого стержня

$$\varepsilon_n = \frac{d_1 - d_0}{d_0}, \quad (3.1.5.8)$$

де  $d_0$  – діаметр стержня до розтягання;

$d_1$  – те ж після розтягання.

Відома також формула

$$\varepsilon_n = -\mu_n \cdot \varepsilon, \quad (3.1.5.9)$$

де  $\mu_n$  – коефіцієнт Пуассона, через який встановлюється співвідношення між модулем пружності першого роду  $E$  та модулем пружності другого роду (модулем зсуву)  $G$  ;

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu_n)}. \quad (3.1.5.10)$$

Величина  $\mu_n$  приймається в межах  $0 \leq \mu_n \leq 0,5$ , залежно від типу матеріалу, з якого виконана деталь.

При згинанні деталі (наприклад, типу балки) моментом  $M_u$  максимальні деформації виникають у поверхневих шарах матеріалу; їм відповідають і максимальні напруження згину  $\sigma_{u \max}$ , які дорівнюють

$$\sigma_{u \max} = \frac{M_{u \max}}{W}. \quad (3.1.5.11)$$

де  $W$  – момент опору перерізу балки при згині.

При навантаженні, яке викликає зсув або зріз, відповідне дотичне напруження  $\tau_{\max}$  визначається з виразу

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa \max}}{W_{\kappa}}, \quad (3.1.5.12)$$

де  $M_{\kappa \max}$  – максимальний момент кручення;

$W_{\kappa}$  – момент опору перерізу крученню.

Біля отворів у деталей, галтелей, кільцевих віточок, біля шпонок та шліцьових пазів, у основі різьби та інших місцях, де різко змінюється конфігурація деталі, а також при пресових посадках виникає концентрація напружень, яка оцінюється коефіцієнтом концентрації напружень  $\alpha_{\sigma}$  ( $\alpha_{\tau}$ )

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H}; \quad (3.1.5.13)$$

$$\alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H}, \quad (3.1.5.14)$$

де індекс «н» позначає номінальні значення відповідних напружень.

Великі місцеві напруження виникають при передаванні зусилля з однієї деталі на іншу через поверхні невеликої площі, наприклад, при передаванні вертикального навантаження з колеса на рейку. Такі напруження звать контактними.

Як було показано вище, закон Гука визначає лінійну залежність між напруженням  $\sigma$  і деформацією  $\varepsilon$ . Але ця лінійна залежність не безмежна: при збільшенні  $\sigma$  настає границя пропорційності, коли при постійному прирості напруження  $\Delta\sigma$  приріст деформації  $\Delta\varepsilon$  збільшується і з'являються залишкові деформації, тобто деформації, що залишаються після зняття навантаження; відповідне напруження позначається  $\sigma_{np}$ .

Напруження, при якому залишкові деформації становлять 0,002...0,005%, зветься границею пружності  $\sigma_y$ . Часто  $\sigma_y = \sigma_{np}$ . Якщо протягом деякого часу зростає  $\varepsilon$  при постійному  $\sigma$ , то з'являється так звана «площадка текучості». Тоді напруження відповідає напруженню (границі) текучості  $\sigma_T$ .

Якщо матеріал не має площадки текучості, то приймають умовно границю текучості при напруженні  $\sigma_{0,2}$ , яке відповідає  $\varepsilon = 0,2\%$ . Максимальне умовне напруження, яке витримує зв'язок, зветь короткочасним опором або границею міцності, або тимчасовим опором розриву  $\sigma_\sigma$ .

При змінних напруженнях деталь руйнується від менших навантажень, ніж при постійних. Змінне напруження періодично змінюється від найменшого значення  $\sigma_{\min}$  до найбільшого  $\sigma_{\max}$  і навпаки. Середнє напруження буде

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (3.1.5.15)$$

а амплітуда напружень

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \quad (3.1.5.16)$$

Симетричний цикл навантаження визначається рівністю амплітуд напружень (по модулю)

$$|\sigma_{\max}| = |-\sigma_{\min}|. \quad (3.1.5.17)$$

Асиметричний цикл навантаження найбільш часто зустрічається на практиці. Коефіцієнт асиметрії циклу напружень

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (3.1.5.18)$$

Для симетричного циклу

$$\sigma_m = 0; \sigma_{\max} = \sigma_a = -\sigma_{\min}; r = -1. \quad (3.1.5.19)$$

Для пульсуючого циклу

$$\sigma_{\min} = 0; \sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{\max}; r = 0. \quad (3.1.5.20)$$

Для симетричного циклу, при якому звичайно проводять випробування на витривалість,  $r = -1$ ; тому границю витривалості симетричного циклу позначають  $\sigma_{u-1}$ . Границю витривалості пульсуючого циклу позначають  $\sigma_0$ . База випробувань звичайно складає  $0,1 \dots 1 \cdot 10^8$  циклів.

При випробуванні зразків установлюють граничні напруження  $\sigma_{zp}$  (границі міцності, витривалості та ін.), при яких матеріал руйнується. Для забезпечення нормальної роботи максимально допустимі напруження  $\sigma_{\max}$  повинні бути меншими, ніж граничні.

Запас міцності

$$n = \frac{\sigma_{zp}}{\sigma_{\max}} > 1. \quad (3.1.5.21)$$

При статичних напруженнях запас міцності приймається:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\max}} = 1,3 \dots 2,5 \quad \text{або} \quad n_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}}. \quad (3.1.5.22)$$

При крученні

$$n_{\sigma} = \frac{\tau_{\sigma}}{\tau_{\max}}. \quad (3.1.5.23)$$

При згині запас по несучій здатності можна в деяких випадках визначити по навантаженнях  $P$  або згинаючих моментах  $M_u$

$$n_{zp} = \frac{P_{zp}}{P_{\max}}; \quad n = \frac{M_{uzp}}{M_{u \max}}. \quad (3.1.5.24)$$

При змінних напруженнях симетричного циклу запас міцності буде

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{u-1}}{\sigma_a}. \quad (3.1.5.25)$$

При розрахунку по дотичних напруженнях

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a}. \quad (3.1.5.26)$$

При сумісній дії нормального  $\sigma_a$  та дотичного  $\tau_a$  напружень (наприклад при згині та крученні вала) еквівалентне напруження буде

$$\sigma_{aекв} = \sqrt{\sigma_a^2 + \tau_a^2}, \quad (3.1.5.27)$$

тоді

$$n = \frac{\sigma_{u-1}}{\sigma_{aекв}} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (3.1.5.28)$$

Звичайно  $n_{\sigma} = 1,5 \dots 4,0$ .

Розрахунки на міцність дозволяють:

- по заданих навантаженнях, допустимих напруженнях та встановлених запасах міцності визначити необхідні розміри елементів деталі (пряма задача);
- по заданих навантаженнях, допустимих напруженнях та розмірів елементів деталі визначити запас міцності (зворотна або перевірна задача);
- по заданих розмірах елементів деталі, допустимих напруженнях і запасах міцності визначити навантаження (допустимі), при яких деталь зможе працювати надійно (варіативна задача);
- по фактичних розмірах елементів деталі, діючих навантаженнях і пружних властивостях матеріалу визначити деформації (варіативна задача).

### 3.1.6. Принципи розрахунку рам і кузовів

Загальний підхід до розрахунку рам і кузовів включає декілька етапів, що виконуються послідовно. На кожному з них ураховують лише частину властивостей несучої системи та матеріалів, з яких вона виконана. При цьому послідовно уточнюють дані про напруження і деформації окремих елементів. Необхідність у такому комбінованому підході зумовлена значною складністю просторової конструкції рами і особливо кузова. Ця складність підвищується ще й внаслідок наявності різноманітних малих та великих вирізів різної форми, розташованих у різних місцях несучої системи. Поруч зі стержневою основою (каркасом, фермою) в роботі рами та кузова беруть участь

пластини підсилень, настилів, зовнішньої обшивки тощо. Характерною особливістю таких конструкцій є можливість утрати стійкості стержнів і пластин. Такі обставини враховують у розрахунках шляхом уведення редуційних коефіцієнтів при визначенні геометричних характеристик поперечних перерізів.

У процесі проектування рам і кузовів виконують дві групи розрахунків: по-перше, це розрахунки загальної міцності з оцінкою окремих елементів і вузлів конструкцій; по-друге, це перевірочний розрахунок на руйнівне навантаження.

Розрахункові режими та допустимі напруження визначаються складною системою постійних і змінних величині сил різного походження та різної тривалості дії. Якщо при цьому прийняти до уваги, що всі ці сили діють на раму та кузов усього цього строку їх служби, то стає зрозумілим, що при проектуванні неможливо врахувати всі сукупності сил. Тому враховують лише найбільш важливі для забезпечення міцності розрахункові навантаження, які спеціально оговорюються в технічних вимогах на проектування та виготовлення рам і кузовів. До цих навантажень належать такі групи та категорії навантажень.

1. Сила ваги бруто (з урахуванням мас палива, води, масла, піску) в таких режимах

1.1. Спирання рами та кузова на візки.

1.2. Спирання рами з кузовом на домкрати при технологічному підніманні (ремонт).

1.3. Аварійне піднімання за автозчеп.

Для ходової частини візкового типу, коли рама або несучий кузов спирається на опори візків, виконують розрахунок на кососиметричне навантаження, яке спричинене нерівномірним розподілом реакцій по опорах кузова з різницею 30%.

2. Максимальні тягові зусилля (горизонтальні подовжні) в режимі подвійної тяги.

2.1. При зрушенні з місця.

2.2. При конструкційній швидкості локомотива. Якщо при цьому раніше вже були визначені критичні швидкості руху (за умови резонансних коливань), то беруть у розрахунок і тягові зусилля при критичних швидкостях.

3. Подовжні зусилля розтягування та стиснення по осях автозчепів, які беруть рівними 2,45 МН для вантажних і 1,96 МН для пасажирських локомотивів.

4. Вертикальні динамічні навантаження, що виникають при конструкційній або критичній швидкості. Схема прикладення цих навантажень відповідає схемі зусиль ваги, які розглянуті в п.1. Для спрощення розрахунків динамічні зусилля визначають через коефіцієнт динаміки  $k_q$ , для розрахунку якого застосовують приблизні емпіричні формули, такі, як наприклад

$$k_q = 0,1 + 0,2 \frac{V_k}{f_{cm}}, \quad (3.1.6.1)$$

де  $V_k$  – конструкційна або критична швидкість локомотива, км/год;

$f_{cm}$  – загальний статичний прогин системи пружного підвішування локомотива, мм.

Дійсне значення цього коефіцієнта визначають у процесі динамічних випробувань локомотива.

5. Горизонтальні подовжні навантаження співударяння локомотива з рухомим складом зі швидкістю 5...7 км/год. Вони складаються з подовжніх сил, спрямованих по осях автозчепів і рівних величинам, вказаним в п.3, та інерційних зусиль. Інерційні зусилля пропорційні масам і прискоренням візків, агрегатів і вузлів, що закріплені на рамі в кузові. Розрахункові прискорення також передбачаються в технічних вимогах на проектування та виготовлення рам, кузовів та їх елементів. У розрахунках ці прискорення беруть рівними  $3g$ .

Розрахункові режими навантаження зумовлюються переліченими вище зусиллями, що діють в експлуатації одночасно.

Статичну міцність розраховують при таких режимах:

- зрушення з місця (зусилля 1.1 та 2.1);
- рух у режимі тяги (зусилля 1.1; 2.2 та 4);
- подовжнє розтягування та стиснення (зусилля 1.1 та 3);
- ремонтний (технологічний) та аварійний підйом (зусилля 1.2 та 1.3).

Розрахунок витривалості виконують для режиму, при якому враховують дію навантажень 1.1, 2.2 та 4. В режимі співударяння враховують навантаження 1.1 та 5.

Оцінку міцності та стійкості елементів несучої системи здійснюють шляхом зрівняння розрахункових показників з допустимими. Наприклад, при

розрахунках статичної міцності беруть такі допустимі напруження\* залежно від режиму навантаження:

- зрушення з місця та рух в режимі тяги:  $[\sigma] = 0,65\sigma_m$ ;
- подовжнє розтягування (стиснення); ремонтний (технологічний) та аварійний підйом:  $[\sigma] = 0,9\sigma_m$ .

Тут  $\sigma_m$  – границя текучості матеріалу.

Витривалість оцінюють по коефіцієнту запасу міцності.

Як видно, ці розрахунки здійснюються методами опору матеріалів та будівельної механіки, які вивчалися студентами на попередніх курсах. Більш детально практичні методики та прийоми розрахунків викладені в [1], [2], [8], [9]. Слід відмітити, що сьогодні існують і широко застосовуються різноманітні програми таких розрахунків на персональних електронних обчислювальних машинах (ПЕОМ).

Для кращого засвоєння та систематизації підходів до розрахунків можна навести таблиці 3.1.6.1 і 3.1.6.2, у яких режими навантажень несучих конструкцій погоджені з видами розрахунків.

Таблиця 3.1.6.1

#### Напруження та запаси міцності

| Режим навантаження        |                                             | Вид розрахунку    |              |                   |                  |
|---------------------------|---------------------------------------------|-------------------|--------------|-------------------|------------------|
|                           |                                             | I                 | II           | III               | IV               |
| Група зусиль              | Вид зусилля                                 | статична міцність | витривалість | підйом і співудар | зрушення з місця |
| 1                         | 2                                           | 3                 | 4            | 5                 | 6                |
| 1                         | Вертикальне статичне навантаження           | *                 | *            |                   | *                |
| 2                         | Максимальне тягове зусилля кратної тяги     |                   |              |                   | *                |
| 2                         | Тягове зусилля при конструкційній швидкості |                   | *            |                   |                  |
| Продовження табл. 3.1.6.1 |                                             |                   |              |                   |                  |
| 1                         | 2                                           | 3                 | 4            | 5                 | 6                |
| 3                         | Розтягування-стиснення                      | *                 |              |                   |                  |

\* позначення допустимих напружень показуються в дужках [ ].

|   |                                              |   |   |   |  |
|---|----------------------------------------------|---|---|---|--|
|   | горизонтальними по-<br>довжніми силами       |   |   |   |  |
| 1 | Кососиметричне верти-<br>кальне навантаження | * |   |   |  |
| 4 | Вертикальне динамічне<br>навантаження        |   | * |   |  |
| 5 | Навантаження при спів-<br>ударянні           |   |   | * |  |
| 1 | Навантаження при тех-<br>нологічному підйомі |   |   | * |  |
| 1 | Навантаження при ава-<br>рійному підйомі     |   |   | * |  |

Таблиця 3.1.6.2

| Вид розрахунку несучих конструкцій | Критерії міцності                      |                             |
|------------------------------------|----------------------------------------|-----------------------------|
|                                    | допустиме напруження $[\sigma]$        | запас міцності $n_{\sigma}$ |
| Статична міцність                  | $\sigma_m = 206 \dots 216 \text{ МПа}$ | 1,1                         |
| Витривалість                       | $\sigma_{u-1} = 69 \text{ МПа}$        | 2,0                         |
| Підйом та співударяння             | $\sigma_m = 206 \dots 216 \text{ МПа}$ | 1,1                         |
| Зрушення з місця                   | $\sigma_{u-1} = 69 \text{ МПа}$        | 1,5...1,6                   |

3.1.7 Кабіна машиніста, її обладнання, вібро-, тепло- та шумоізоляція, антропологічні вимоги

Основне призначення кабіни машиніста – це розміщення локомотивної бригади та механізмів управління локомотивом. Кабіна повинна забезпечувати певні умови роботи машиніста та його помічника, перш за все необхідну зону огляду не тільки в напрямі руху, але й для періодичного спостереження стану складу поїзда, виконання маневрової роботи, контролю місцезнаходження станційних працівників при виконанні технологічних операцій тощо.

При обслуговуванні локомотива (маневрового) в одну особу кабіна додатково оснащується устаткуванням, яке дозволяє суміщувати функції машиніста та помічника з повним дотриманням умов безпеки руху.

Конструкція кабіни залежить від роду служби локомотива. На магістральних односекційних локомотивах установлюють дві кабіни по кінцях кузова, на двосекційних – по одній кабіні, але з'єднують секції таким чином, щоб на кожному кінці локомотива було по кабіні. На локомотивах, що складаються з трьох або більше секцій, проміжні секції можуть виконуватися зовсім без кабін.

Маневрові локомотиви локомотиви мають одну кабіну, яку для забезпечення можливо більш широкої зони огляду намагаються розмістити якнайближче до поперечної осі симетрії локомотива.

Вікна в кабінах виконуються зі скла типу «Триплекс» або з органічного скла, яке якщо б'ється, то не створює осколків. На криши розташовують дефлектори витяжної вентиляції. Для зниження рівня вібрації та шуму кабіни встановлюють на амортизаторах та відокремлюють від кузова гумовими прокладками, пінопластом, протишумовою мастикою та іншими матеріалами.

Для теплоізоляції широко застосовуються мати та прокладки з міпори та капронового волокна, обшивка з ДВП, ДСП тощо, які одночасно сприяють і шумоізоляції.

Антропологічні вимоги задовольняються спеціальним віброгасним сидінням машиніста, що регулюється по висоті, зручним розташуванням органів управління в межах робочої зони персоналу та загальним естетичним оформленням кабіни.

Належний мікроклімат у кабіні створюється системою опалення та кондиціонування повітря.

Санітарно-гігієнічні вимоги до кабіни машиніста більш детально розглядаються в [5].

## **3.2. РУШІЙНІ ВІЗКИ ЛОКОМОТИВІВ**

### **3.2.1. Призначення, класифікація та основні елементи рушійних візків**

Рушійні візки (надалі – візки) складають ходову частину сучасних локомотивів. Під час руху вони зазнають складних силових діянь: передають силу ваги локомотива на рейки, силу тяги, а також сили, що виникають при гальмуванні – на автозчеп, сприймають спрямовуючі зусилля в кривих ділянках колії (надалі – в кривих) та сили, що виникають від нерівностей колії. Тому від конструкції візків у значній мірі залежать плавність ходу та інші динамічні характеристики локомотива.

### Вимоги до візків:

- забезпечення безпечної експлуатації локомотива з максимальними швидкостями руху;
- взаємодія екіпажа та колії з мінімальними динамічними зусиллями;
- повне використання зчіпної маси локомотива через досягнення максимальної величини коефіцієнта використання зчіпної маси;
- мінімальна необресорена маса;
- висока експлуатаційна надійність;
- висока ремонтпридатність (технологічність);
- відносно невелика вартість виготовлення, технічного утримання та ремонту.

Загальна будова візка сучасного тепловоза (на прикладі 2ТЭ116) зображена на рис. 3.2.1.1.

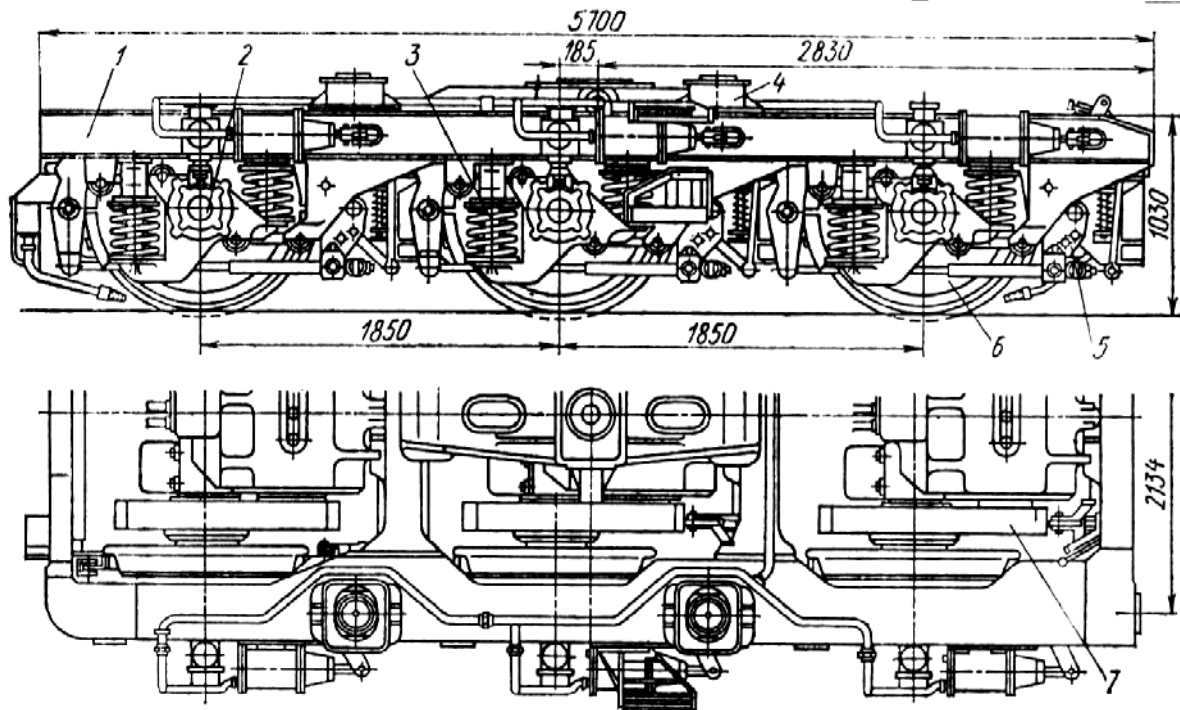


Рис. 3.2.1.1. Візок тепловоза 2ТЭ116:

- 1 – рама візка; 2 – букса; 3 – пружне підвішування; 4 – опора кузова; 5 – гальмова система; 6 – колісна пара; 7 – тяговий осьовий редуктор

Загальноприйнятою вважається така класифікація візків.

**По виконанню робочих функцій:** візки рушійні, спрямовуючі та підтримуючі. Спрямовуючі та підтримуючі візки були широко розповсюджені на паровозах, перших вітчизняних електровозах і тепловозах, які мали екіпажі рамного типу. Призначення таких візків зводилося до сприйняття частини

загального (службового) навантаження локомотива та зниження динамічного впливу на рейки при проходженні рушійних колісних пар. Рушійні візки використовують майже на всіх сучасних локомотивах; їх головна відміна від спрямовуючих та підтримуючих візків – це можливість створення сили тяги.

**По кількості колісних пар (осей)** візки поділяються на двоосні, триосні, чотириосні та подвоєні двоосні (з проміжною рамою). Збільшення кількості колісних пар у візку пов'язується зі зростанням секційної потужності локомотива.

**По типу рами** (зв'язку колісних пар з рамою) візки класифікуються на щелепні та безщелепні. Візки першого типу мають раму з боковинами, у яких виконані П-подібні плоскі вирізи (буксові спрямовуючі). Ці вирізи звуться щелепами і служать для установки колісних пар паралельно одна до одної. Щелепи забезпечують передачу сили тяги та інших горизонтальних подовжніх і поперечних сил від колісної пари на раму візка. Візки другого типу мають раму, боковини якої оснащені спеціальними кронштейнами, до якої однією головкою прикріплюються тягові буксові поводки. Другою головкою ці поводки прикріплюються до букси. Кожна букса має два поводки. Таким чином забезпечується передавання тягових, гальмових та інших зусиль з колісної пари на раму візка.

**Залежно від конструкції пружного підвішування** візки бувають таких типів:

– з індивідуальним і груповим підвішуванням; першу групу складають візки, у яких підвішування кожного буксового вузла відокремлене від підвішування інших буксових вузлів; у візків другої групи пружне підвішування буксових вузлів пов'язане між собою подовжніми балансирами. Групове підвішування такого типу часто звуть подовжньо-збалансованим. Зустрічаються конструкції збалансованого підвішування, в якому ліва сторона пов'язана з правою поперечними балансирами, – так зване поперечно-збалансоване підвішування, – а також конструкції в яких збалансоване підвішування одного візка пов'язане подовжніми балансирами з таким же підвішуванням іншого, – так зване сполучене підвішування.

– з одноступеневим і двоступеневим підвішуванням. При цьому перший ступінь створює підвішування буксових вузлів з колісними парами в рамі візка, а другий – пружні елементи системи зв'язку кузова з візками.

**По способу передачі обертаючого моменту** візки поділяються на конструкції з індивідуальним та груповим приводом колісних пар. У першому випадку кожна колісна пара візка приводиться в дію власним тяговим

електричним двигуном (ТЕД). При цьому тягові електродвигуни з колісними парами створюють так звані колісно-моторні блоки (КМБ), а розташування тягових електродвигунів у рамі візка може бути зустрічним або послідовним («гуськовим»). У другому випадку всі колісні пари пов'язані поміж собою одним загальним (груповим) приводом. Залежно від типу локомотива груповий привод реалізується по різному: на тепловозах з гідравлічною передачею він карданний (тепловози ТГМ3А, –3Б, ТГМ4 і ТГМ6) або спарниковий (двигловоий) (тепловози ТГМ1 і ТГМ23) – від гідравлічної коробки передач; на тепловозах з електричною передачею це система шестерень, яка зв'язує тяговий монодвигун (єдиний на візок) з усіма колісними парами візка.

**По типу тягового пристрою** візки поділяються на шкворневі та безшкворневі. При перших тягові та гальмові зусилля передаються з рам візків на раму локомотива та на автозчеп через шкворні, при других – через спеціальні маятникові або поводкові системи.

Візки також розрізняються **типами гальмових пристроїв**: бувають візки з колодковим гальмом та дисковим; при цьому колодкові гальма можуть виконуватися з одnobічним або двобічним натисненням колодок на колесо.

Класифікація та загальна будова візків детально розглядається в [1], [2], [4], [5] та іншій літературі.

### 3.2.2. Особливості візків магістральних електровозів

Сучасні електровози для розвивання потрібної потужності та сили тяги мають шість-вісім колісних пар на секцію, по дві-три на кожний візок, в той час, як магістральні тепловози мають виключно триосні візки. Особливістю візків магістральних електровозів є й те, що їх колеса мають більший діаметр – 1250 мм, – ніж колеса тепловозів – 1050 мм, за винятком тепловозів серій ТЭП70 (1220 мм) і 2ТЭ121 (теж 1250 мм). До того ж, колісні пари електровозних візків мають спіцеві колісні центри і двобічну тягову зубчасту передачу обертаючих моментів, у той час, як у тепловозних колісних пар колісні центри здебільшого дискові, а зубчаста передача виключно одnobічна. Це пояснюється необхідністю передавання на електровозах значно більших обертаючих моментів і зусиль, тому що їх секційна потужність більша, ніж тепловозів. Деякі електровози, наприклад ВЛ8, мають двоосні візки з цільнолитими рамами. Це зроблено для збільшення зчіпної маси електровоза та дотичної сили тяги при зрушенні з місця, тому що електровоз значно більшої ніж тепловоз секційної потужності не має у своїй конструкції важкої (до 30 т) дизель-генераторної установки.

Візки електровозів мають й інші особливості, які детально описані в [8–10] та іншій літературі. Ці особливості пояснюються дещо іншим традиційним підходом до проектування екіпажних частин електровозів, що склався у перші роки їх створення. Слід згадати, що й тоді, і зараз проектування електровозів і тепловозів здійснюється різними проектними установками

### 3.2.3. Зв'язки рам локомотивів з рамами візків, їх призначення, класифікація та основні елементи

Ці системи і конструкції, що їх створюють, часто звуть опорно-повертаючими пристроями. Така назва виходить з основного призначення цих пристроїв, яке полягає:

- у передачі маси кузова з устаткуванням на візки;
- у поверненні візків у первісне положення при виході локомотива з кривих;
- у створенні необхідного тертя для стримання інтенсивного виляння візків у прямих ділянках колії.

Щодо першого призначення, то тут йдеться про передачу на візки статичного навантаження від кузова з його устаткуванням та динамічних зусиль, що залежить від маси та вертикального прискорення й виникають з-за нерівностей колії в плані.

Щодо другого призначення, то повертаючі моменти, які створюються спеціальними пристроями, не тільки повертають візки в первісне положення при виході локомотива з кривої, але зменшують й горизонтальні бічні сили впливу колії на спрямовуючі колеса візків під час руху в кривих, що сприяє підвищенню безпеки руху.

Третє призначення виникає з того, що в прямих ділянках колії спостерігається виляння візків з-за конусності поверхонь кочення коліс, наявності зазорів між гребенями коліс і головками рейок та нерівностей колії в плані. При цьому важливою умовою, що зменшує горизонтальні поперечні сили, є відмежування мас візків від маси кузова. Таке відмежування досягається опорно-повертаючими пристроями, які дозволяють візку або тільки повертатися відносно кузова на певний кут, або повертатися одночасно з деякими лінійними поперечними переміщенням. Кутові та поперечні відносні переміщення можуть бути: вільними, з тертям або пружними; з постійною або змінною повертаючою силою; з демпфіруванням переміщень або без нього. В опорно-повертаючих пристроях ці конкретні особливості забезпечуються схемно та конструктивно.

На локомотивах застосовуються різні конструктивні схеми опор і повертаючих пристроїв:

- роликові з постійним повертаючим моментом та моментом тертя, жорстким шкворнем (тепловози ТЭЗ; ТЭ7; ТЭ10; 2ТЭ10Л та інші);
- п'ятникові з моментом тертя («ковзуни») (тепловози ТЭМ1; ТЭМ2, електровоз ВЛ8 та інші);
- комбіновані гумово-роликові з пружним шкворнем та змінним повертаючим моментом (тепловози 2ТЭ116; 2ТЭ10М; 2ТЭ10В, електровоз ВЛ80<sup>к</sup> та інші);
- маятникові опори з пружними повертаючими апаратами (тепловози ТЭП60 і ТЭП70 з №1 до №7);
- пружинні, які працюють на вертикальні та горизонтальні навантаження (тепловоз ТЭП70 з №008);
- опори на маякових підвісках (тепловози ТЭМ7 і ЧМЭЗ);
- коліскового типу (деякі зарубіжні електровози, тепловози фірми «Кестрел» та інші).

Будова опорно-повертаючих пристроїв, відповідні силові схеми, що пояснюють принципи їх дії, досить детально показані в [1–3] та іншій літературі. Далі доцільно розглянути лише два приклади, які пояснюють принцип створення постійного повертаючого моменту на опорі роликового типу та маятниковій опорі.

Схема розташування роликових опор на рамі візка (на прикладі тепловоза 2ТЭ10Л зображена на рис.3.2.3.1 *а*), а профіль окремо взятої опори – на рис.3.2.3.1 *б*). Коли осі рами локомотива та візка співпадають (на прямій ділянці колії), ролики розташовуються так, як показано на рис.3.2.3.1 *в*) і реакції  $N_p$  роликів на плити за напрямом протилежні, а величиною рівні силам  $Q_p$ . При повороті візка (на кривій ділянці колії) нижня плита опори переміщується відносно верхньої, що призводить до перекошування роликів на похилих площинах плит. Це положення зображене на рис. 3.2.3.1 *з*). У такому положенні реакції  $N_p$  роликів на плити стають нормальними (перпендикулярними) до похилих площин і з'являються горизонтальні складові – повертаючи зусилля  $N_n$  – які намагаються повернути ролики в положення рис.3.2.3.1 *в*). Ці сили, які постійні по величині і дорівнюють  $Q_p \cdot \operatorname{tg} \alpha$  на плечах  $R_0$  створюють повертаючий момент  $M_n$ , який повертає візок до поло-

ження, співосного з рамою локомотива. Величина цього моменту обчислюється таким чином

$$M_n = Q_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot R_0, \quad (3.2.3.1)$$

де  $Q_T$  – загальне навантаження від кузова на раму візка.

Крім повертаючого моменту  $M_n$ , на опорах роликового типу виникає ще й момент тертя  $M_m$ , схема створення та розрахунок якого детально розглядається в [2] та [6]. З урахуванням моменту тертя загальний момент, що створюється на роликових опорах, буде

$$M = M_n + M_m. \quad (3.2.3.2)$$

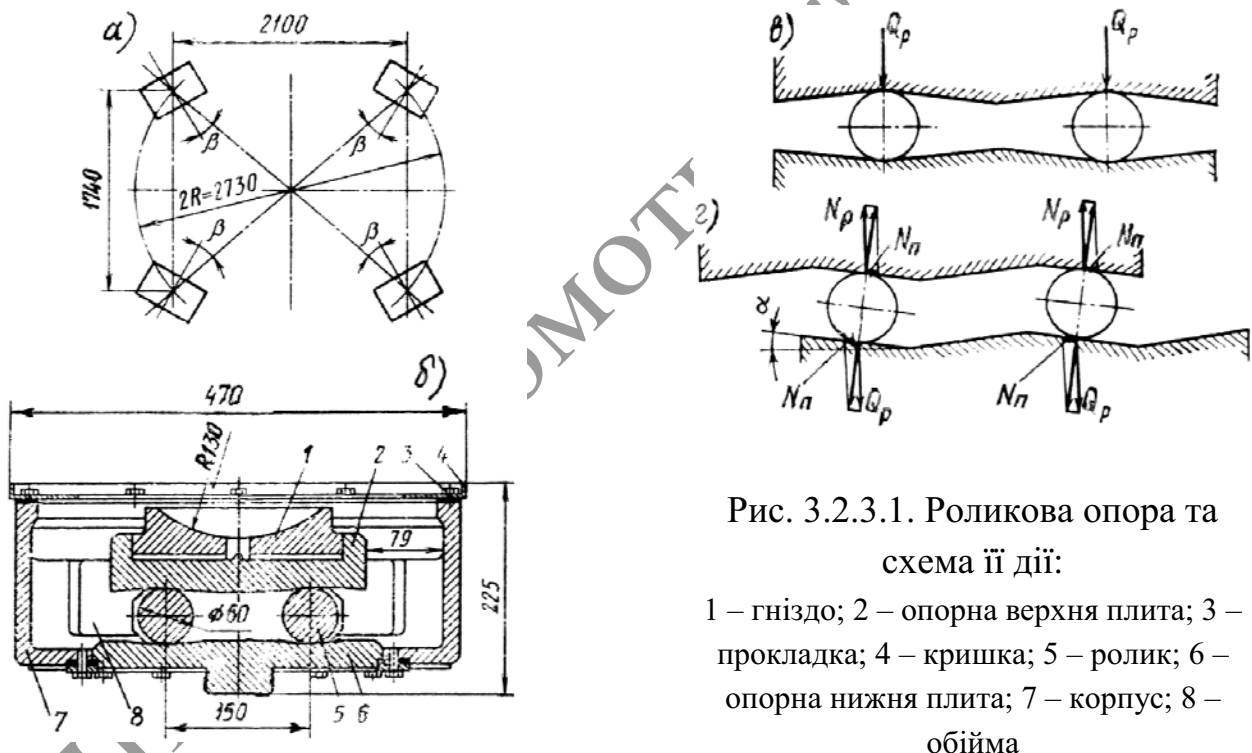


Рис. 3.2.3.1. Роликова опора та схема її дії:

1 – гніздо; 2 – опорна верхня плита; 3 – прокладка; 4 – кришка; 5 – ролик; 6 – опорна нижня плита; 7 – корпус; 8 – обійма

Параметри опорно-повертаючих пристроїв для двох варіантів роликових механізмів наведені в таблиці 3.2.3.1.

У опорно-повертаючому пристрої гумово-роликового типу, з пружним шкворнем, на відміну від прикладу, що розглянуто вище, створюються змінні по величині повертаючі моменти за рахунок того, що замість похилих площин на опорних плитах виконують похилі поверхні циліндричного профілю [2].

Що стосується опорно-повертаючого пристрою маятникового типу, то його характерною особливістю є від'ємна жорсткість опори – «маятника».

Таблиця 3.2.3.1

| Параметр роликового опорно-повертаючого пристрою                  | Значення параметра для кута $\alpha$ нахилу опорних плит до горизонталі |      |
|-------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|------|
|                                                                   | 3°30'                                                                   | 2°   |
| Кут $\beta$ повороту опор відносно перпендикуляра до шкворня..... | 8°                                                                      | 5°   |
| Повертаючий момент $M_n$ , кНм.....                               | 30,7                                                                    | 17,6 |
| Момент тертя $M_m$ , кНм.....                                     | 14,7                                                                    | 13,5 |
| Загальний момент $M$ , кНм.....                                   | 45,4                                                                    | 31,1 |

Жорсткість опори – це навантаження, яке викликає її деформацію на одиницю довжини. Жорсткість є від'ємною, коли напрями дії сили та деформації протилежні один одному.

Розглянемо умову рівноваги стиснутого стержня довжиною  $l$ , який навантажений силою  $G$  та відхилився від вертикалі на кут  $\alpha$  тобто на лінійну величину  $q$  (рис. 3.2.3.2). Щоб утримати стержень у рівновазі, до нього треба прикласти пару зовнішніх (повертаючих) сил  $Q$ , момент яких буде

$$Q \cdot l \cdot \cos \alpha = G \cdot q. \quad (3.2.3.3)$$

При  $\cos \alpha \approx 1$  (з помилкою не більше, ніж 3,5% тому, що кут  $\alpha$  достатньо малий і не перевищує 15°) отримаємо абсолютну величину поперечної жорсткості стиснутого стержня

$$j_c = \frac{Q}{q} = \frac{G}{l}. \quad (3.2.3.4)$$



$$Q = 2N_0 \cdot \frac{m}{l} + \left[ 2\kappa \left( \frac{m}{l} \right)^2 - \frac{G}{l} \right] \cdot q, \quad (3.2.3.8)$$

де  $2N_0 \cdot \frac{m}{l}$  – зусилля попереднього натягу двох пружинних пристроїв,

приведене до нижнього кінця опори через відношення  $\frac{m}{l}$ ;

$\left[ 2\kappa \left( \frac{m}{l} \right)^2 - \frac{G}{l} \right]$  – сумарна жорсткість опори, приведена до її нижнього кінця;

$-\frac{G}{l}$  – від’ємна жорсткість опори, як стиснутого стержня.

Якщо пружини прикріплені посередині опори (стержня), тобто  $\frac{m}{l} = 0,5$ , будемо мати

$$Q = N_0 + \left( \frac{\kappa}{2} - \frac{G}{l} \right) \cdot q. \quad (3.2.3.9)$$

Графік залежності повертаючої сили  $Q$  від лінійного відхилення опори  $q$  показаний на рис. 3.2.3.3.

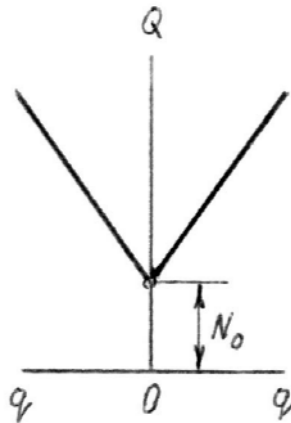


Рис. 3.2.3.3.

### 3.2.4. Принципи розрахунку рам візків залежно від їх типу (постановка задач, розрахункові схеми, групи та категорії сил, методи розрахунків)

Рама візка призначена для розміщення колісних пар, пружного підвішування, опорно-повертаючих пристроїв, установки елементів передачі з тяговими приводами, гальмового устаткування. Підтримуючи кузов, рама візка передає силу його ваги через систему пружного підвішування буксовим вузлам колісних пар. Сила тяги, що розвивається кожною колісною парою, передається через раму візка на кузов і автозчеп. Усі ці функції зумовлюють конструктивний тип рами візка та форму її складових елементів.

Класифікація рам візків прямо витікає з класифікації самих візків, яка розглянута вище. З точки зору особливостей розрахунку являють собою цікавість два типи рам: щелепні та безщелепні.

Постановка задач розрахунку рам візків передбачає визначення їх статичної та втомної міцності (витривалості) в найбільш небезпечних перерізах конструкції при певних режимах навантаження, які встановлюються технічними вимогами на проектування. Критерії міцності – ті ж, що й при розрахунках рам і кузовів. Розрахункові схеми залежать від прийнятого методу розрахунку та припущень, які приймаються заради його спрощення, тому що точний розрахунок – задача достатньо складна. Приклади розрахункових схем детально розглянуті в [1], [2], [6].

До розрахунку беруться такі категорії навантаження (групи сил).

1. Вертикальне навантаження від маси кузова, устаткування та рами візка при:

- спиранні кузова на візки;
- спиранні візка на домкрати при викочування колісних пар;
- аварійному підйомі локомотива за автозчеп.

2. Тягові навантаження:

- при зрушенні з місця;
- при русі з конструкційною швидкістю.

3. Навантаження при русі локомотива в кривій. Для розрахунку вважають, що радіус кривої  $R = 600$  м, швидкість руху  $V = 100$  км/год. Беруть до уваги, що одночасно діє сила, яка викликається тиском вітру  $P_g = 500$  Па на бокову стінку кузова, перпендикулярно до неї з боку центру кривої. Для визначення реакції пружного підвішування вважають також, що горизонтальне незгашене прискорення становить  $0,7$  м/с<sup>2</sup>, що відповідає нормам безпеки руху в кривих.

4. Динамічні навантаження, що виникають, коли локомотив рухається. Встановлено, що для рам візків характерним є асиметричний цикл навантаження з нестационарною амплітудою напружень і деформацій. Амплітуду напружень  $\sigma_v$  оцінюють по формулі

$$\sigma_v = k_q \cdot \sigma_{cm}, \quad (3.2.4.1)$$

де  $\sigma_{cm}$  – напруження в рамі від вертикального навантаження;

$k_q$  – коефіцієнт динаміки, який рекомендується визначати з емпіричної формули

$$k_q = 600A + 16\sqrt{A}. \quad (3.2.4.2)$$

У цій формулі

$$A = \frac{\sqrt{V}}{9,8 \cdot \sigma_c \cdot f_{cm}}, \quad (3.2.4.3)$$

де  $V$  – швидкість руху, км/год;

$\sigma_c$  – середнє напруження циклу, МПа; це напруження визначається з урахуванням статичних напружень від сил груп 1–4;

$f_{cm}$  – статичний прогин першого ступеня пружного підвішування (тобто буксового), мм.

5. Навантаження, що виникають при співударянні локомотива з рухомим складом. Вони аналогічні навантаженням, які розглянуті вище, в аналізі принципів розрахунку рам локомотивів.

Формування розрахункових режимів здійснюється на основі перелічених вище категорій навантаження (груп сил).

У розрахунках статичної міцності рами розглядаються такі режими навантаження:

- зрушення локомотива з місця (групи сил 1.1 та 1.2);
- рух у кривих у режимі тяги (групи сил 1.1; 2.2; 3; 4);
- гальмування в кривих (групи сил 1.1; 3; 4; 5);
- ремонтно-аварійний режим (групи сил 1.1 та 1.3).

Для трьох перших режимів приймають допустимі напруження  $[\sigma] = 0,55 \cdot \sigma_m$ , а для останнього  $[\sigma] = 0,9 \cdot \sigma_m$ .

Розрахунок втомної міцності (витривалості) виконують для комбінованого режиму, при якому враховується дія груп сил 1.1, 2.2 (або 4) та 3. Коефіцієнт запасу розраховується по одній з формул, які наведені в [1], [2], [6] та іншій літературі, і приймається в межах  $n_{\sigma} = 2 \dots 2,5$ . У режимі співударання, коли враховуються групи сил 1.1 та 6,  $n \geq 1,2$ .

Конструкції рам візків досить різноманітні. Як приклад, рис. 3.2.4.1–3.2.4.3 зображені рами візків деяких локомотивів. Рама, як металева конструкція працює в умовах високої динамічної навантаженості. Для забезпечення надійної роботи рами протягом усього терміну служби локомотива необхідно дотримуватися певних вимог ще при її конструюванні. Є цілий ряд параметрів, значення яких залежать від прийнятих проектних рішень. Наприклад, коефіцієнт концентрації напружень у значній мірі зумовлюється конструкцією деталі або вузла. Бажано, щоб у вузлі не було поєднань тонкостінних елементів з товстостінними. Наявність усіляких «посилень» перерізу часто призводить до виникнення концентратора напружень. Від способу з'єднання (наприклад, зварювання) елементів конструкції також залежить її міцність. Але багаті з прорахувань, допущених у процесі проектування, виявляються лише через певний термін експлуатації локомотива. Тому зараз, у процесі реалізації «Концепції і Програми реструктуризації на залізничному транспорті України» [ ] багато уваги приділяється подовженню ресурсу локомотивів і в тому числі заходам з підвищення надійності існуючих конструкцій рам візків.

### **3.3. КОЛІСНІ ПАРИ ЛОКОМОТИВІВ**

#### **3.3.1. Призначення та основні елементи колісних пар**

У залізничного рухомого складу є одна характерна особливість ходових частин, що відрізняє його від інших наземних транспортних засобів: обидва колеса жорстко зв'язані з віссю в єдиний конструктивний вузол, який зветься колісною парою.

Колісна пара – найбільш важливий елемент ходової частини локомотива, який:

- безпосередньо забезпечує рух локомотива через взаємодію з рейками, тобто вона є рушієм локомотива;
- передає на рейки вертикальне статичне та динамічне навантаження від кузова з устаткуванням та візків;

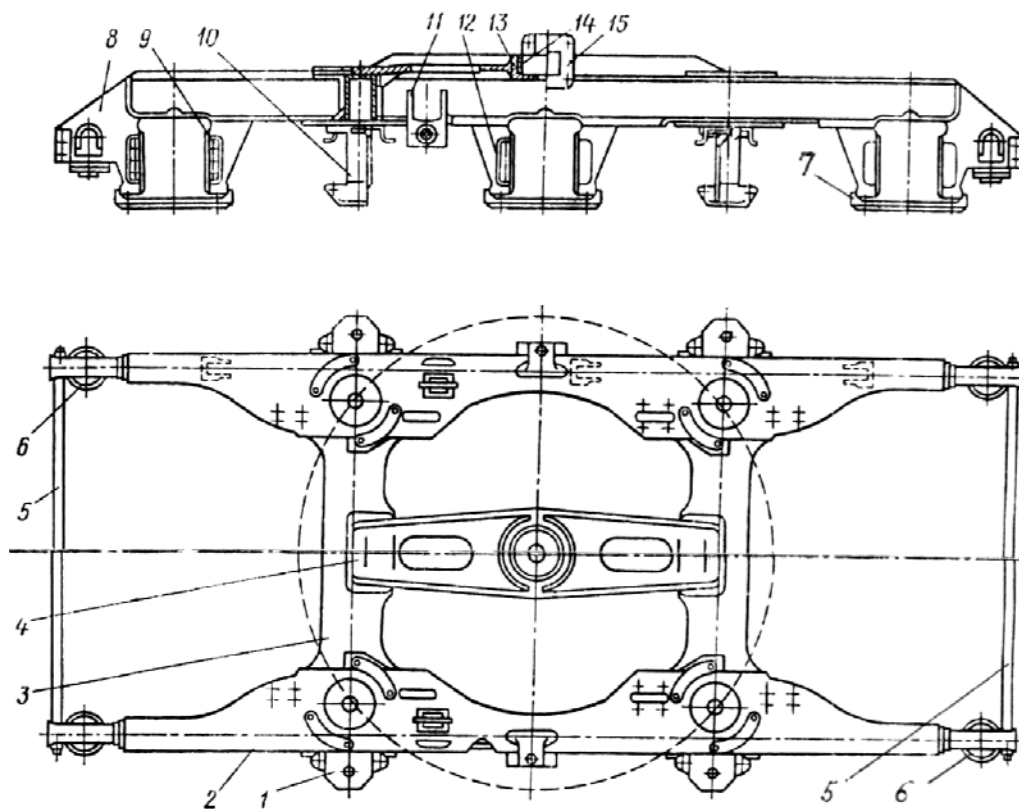


Рис. 3.2.4.1. Рама візка тепловоза 2ТЭ10Л:

1 – опора пружини підвішування; 2 – боковина; 3 – поперечна балка; 4 – шкворнева балка; 5 – кінцева балка; 6 – підкладка; 7 – струнка; 8 – кінцева щелепа; 9 – наличник; 10 – кронштейн підвішування тягового електродвигуна; 11 – кронштейн гальмового важіля; 12 – проміжна щелепа; 13 – під’ятник; 14 – втулка; 15 – кронштейн гальмового циліндра

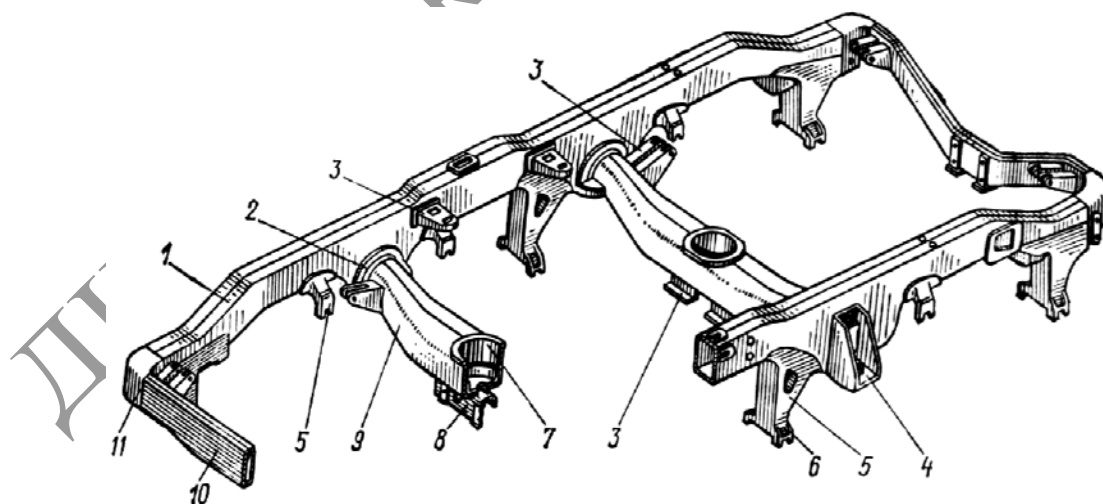


Рис. 3.2.4.2. Рама візка тепловоза ТЭП60:

1 – боковина; 2 – фланець; 3 – кронштейн гальмової підвіски; 4 – кронштейн бокової опори; 5 – стояк буксового повідка; 6 – скоба стояка; 7 – стакан центральної (маятникової) опори; 8 – кронштейн підвіски тягового електродвигуна; 9 – шкворнева балка; 10 – кінцева балка; 11 – кутник

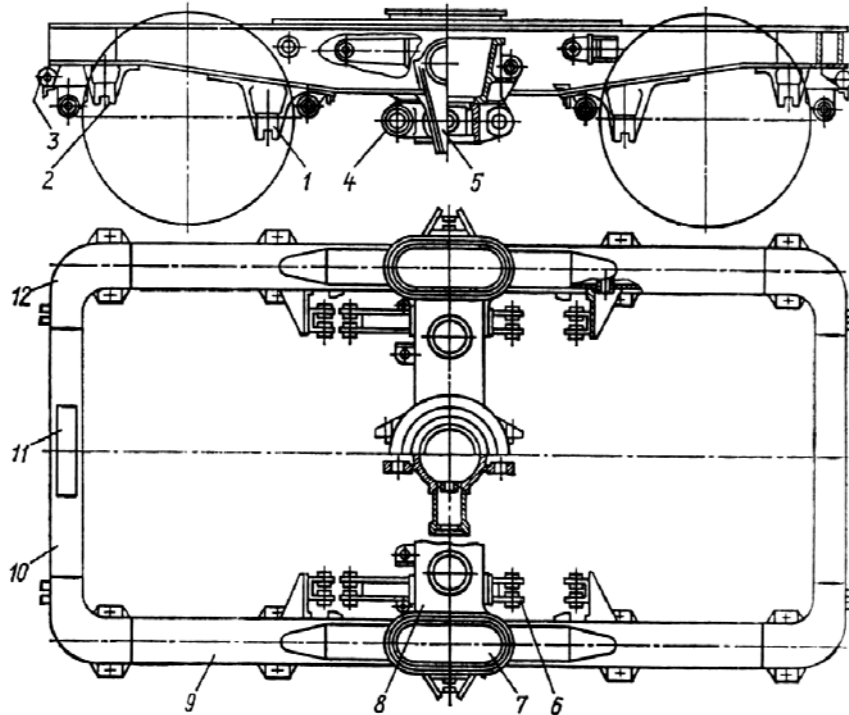


Рис. 3.2.4.3. Рама візка електровоза ВЛ80<sup>к</sup>:

1 – великий кронштейн; 2 – малий кронштейн; 3, 6 – кронштейн гальмової передачі; 4 – кронштейн підвіски тягового електродвигуна; 5 – кронштейн гасителя коливань; 7 – накладка бокової опори; 8 – шкворневий брус; 9 – боковина; 10 – кінцева балка; 11 – наклад-ка протирозвантажувального пристрою; 12 – кутники

- перетворює обертальний момент, який створюється в системі «двигун-тяговий привод» на дотичну силу тяги в точці контакту колеса з рейкою;
- передає силу тяги через букси на раму візка;
- створює гальмівний ефект через безпосередню взаємодію з робочими елементами гальмової системи;
- спрямовує рух локомотива в кривих ділянках колії та передає на раму візка горизонтальні бокові сили, що при цьому виникають.

Колісні пари розрізняють місцем розташування на осі букс і підшипників, що передають на неї вертикальне навантаження. Букси та підшипники можуть бути розташовані зовні коліс та спиратися на так звані «буксові шейки», що виступають з коліс, або поміж колесами та спиратися на опорні внутрішні шийки, – рис. 3.3.3.1. Схеми а), б), в), г), д) – найзручніші в експлуатації: зовнішні шийки полегшують обслуговування підшипників. Тому такі колісні пари найбільш широко застосовуються на сучасних локомотивах та вагонах. Схема б) застосовується на локомотивах із спарниковим (дишловим)

приводом рушійних колісних пар, а також на деяких типах трамвайних вагонів.

Локомотивні колісні пари, на відміну від вагонних, оснащуються елементами тягового приводу: на їх осі насаджуються ведені зубчасті колеса тягових осьових редукторів (у електровозних колісних пар – по два, у тепловозних – по одному). Таким чином осі перетворюються на вали, які передають обертальний момент від двигуна на колеса локомотива.

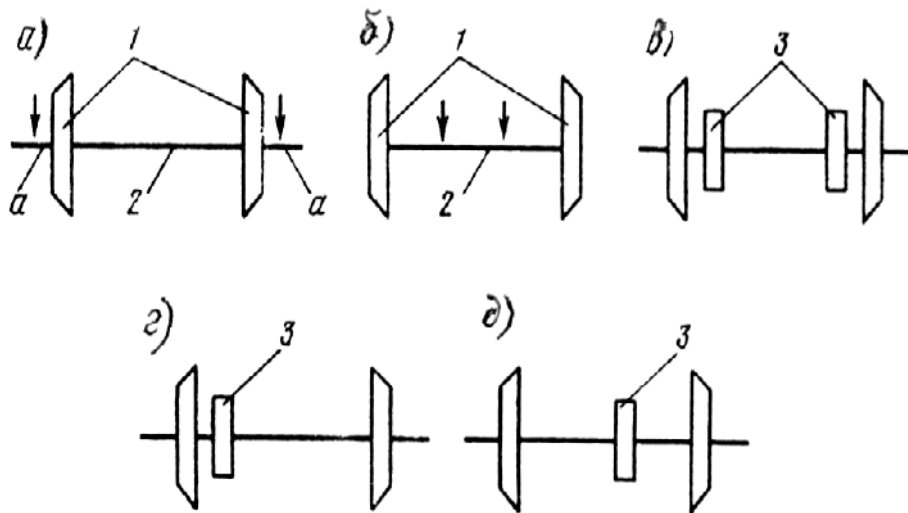


Рис. 3.3.1.1. Різновиди колісних пар:

- а) вагонні, спрямовуючі та підтримуючі локомотивні;
- б) паровозні, тепловозні (тепловозів серій ТГМ1 і ТГМ23);
- в) електровозні;
- г) тепловозні (тепловозів з електричною передачею);
- д) тепловозні (тепловозів з гідравлічною передачею);

1 – колесо; 2 – вісь; 3 – зубчасте колесо тягового осьового редуктора

На рис.3.3.1.2 показані уніфіковані колісні пари тепловозів і електровозів з індивідуальним тяговим приводом, тобто з приводом кожної колісної пари від власного тягового електродвигуна. Основні елементи колісної пари: вісь, колісний центр, бандаж, ведене зубчасте колесо тягового осьового редуктора. Застосовуються також безбандажні цільнокатані колеса.

Вісь виготовляється з осьової сталі ОсЛ методом ковки, її механічні властивості після термообробки повинні відповідати ГОСТ 3281–81. На осі розрізняють: дві буксові шийки для встановлення внутрішніх кілець буксових роликотішників, передпідступничні частини, на які насаджуються спеціальні лабіринтні кільця, що відіграють роль задніх кришок букс, підступничні частини, на які напресовуються колісні центри та ведене зубчасте ко-

лесо тягового осьового редуктора, шийки моторно-осьових підшипників та середню частину. Як видно з рис. 3.3.1.2, окремі частини осі мають різні діаметри, від 160 мм до 235 мм. Перехід від одного діаметра до іншого обов'язково виконується плавно, у вигляді так званих «галтелей» радіусом 20...60 мм. Шийки осі та підматочинні частини спрочнюють шляхом накатки стальними роликами зусиллям 30...40 кН. Галтелі знижують концентрацію напружень у перехідних перерізах осі, а накатка створює в поверхневому шарі металу залишкові напруження стиснення, які приблизно вдвічі підвищують границю витривалості матеріалу осі у зонах нерухомих посадок (колісного центру, шестерні). На кінцях буксових шийок виконується кільцева проточка (канавка) для стопорного кільця, що попереджує буксовий підшипник від сповзання з шийки. Поясочок між кільцевою проточною та торцем осі служить для нанесення позначок дати виготовлення осі, номера плавки металу, клейма ВТК та приймальника осі. У торцях вісі виконуються отвори діаметром 80 мм під установку деталей приводу швидкостеміра.

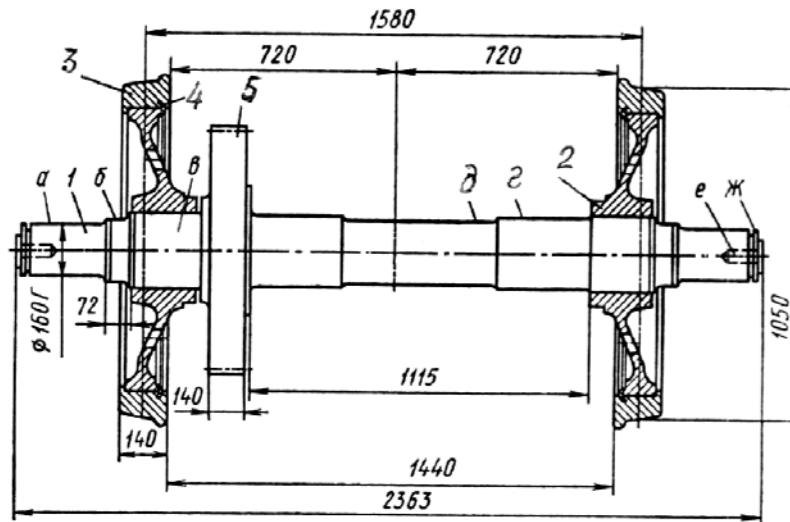
Колісні центри (литі або катані) виготовляються із сталі 25лШ і складаються з маточини, диска або обода. Катані центри легше за литі на 40...50 кг. Колісні центри напресовуються на вісь (точніше вісь запресовується у колісні центри) з зусиллям 1100...1500 кН (при насаджених на центрах бандажах) і 950...1400 кН, якщо центр без бандажів, з натягом 0,18...0,3 мм. Якість пресового з'єднання визначається порівнянням діаграми, яка знімається при запресовці, з еталонною діафрагмою.

Бандажі виготовляються з розкисленої мартенівської сталі марки 60-Ш та насаджуються на обод колісного центру з натягом 1,1...1,45 мм тепловим способом, з нагріванням бандажа до 250...320° С в спеціальних горнах. Після насадки у виточку бандажа зводиться та закатується роликом на спеціальному верстаті бандажне кільце із м'якої сталі, яке запобігає сповзанню бандажа з колісного центра у випадках ослаблення посадки.

Зубчасте колесо тягового осьового редуктора виготовляється із сталі 45ХН і насаджується на вісь при температурі 200° С. Існують варіанти, коли для зменшення напружень в матеріалі осі зубчасте колесо насаджується на подовжену ступицю (маточину) колісного центра.

Уніфікована колісна пара електровозів відрізняється від тепловозної наявністю двобічної зубчастої передачі і діаметром коліс: у електровозів діаметр коліс 1250 мм, а у тепловозів – здебільшого 1050 мм, хоча тепловози серії ТЭП70 мають колеса діаметром 1220 мм, а 2ТЭ121 – 1250 мм.

## I. Тепловозна



## II. Електровозна

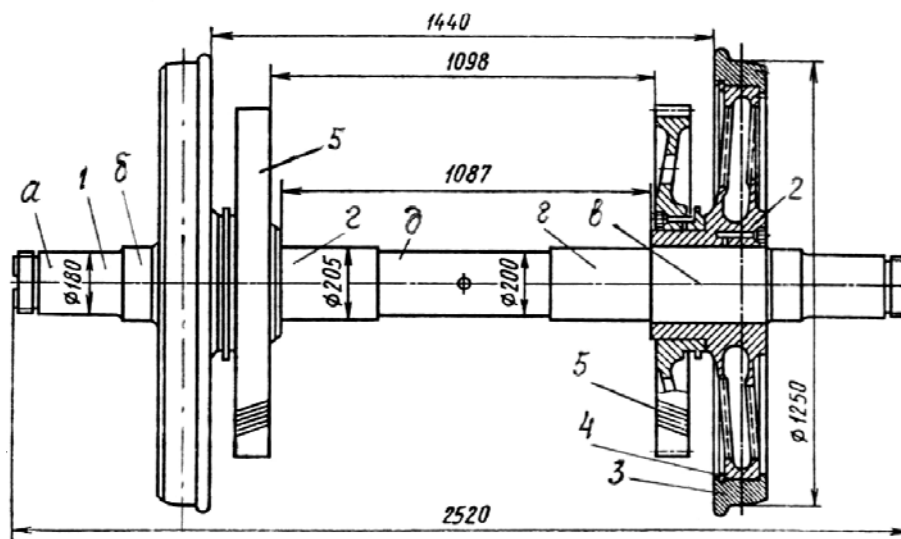


Рис. 3.3.1.2. Уніфіковані колісні пари локомотивів:

*a* – буксова шійка; *б* – передпідматочинна частина; *в* – підматочинна частина; *г* – шийка моторно-осьового підшипника; *д* – середня частина осі  
1 – вісь; 2 – колісний центр; 3 – бандаж; 4 – бандажне кільце; 5 – ведене зубчасте колесо тягового осьового редуктора

До того ж, електровоз потужніший за тепловоз, і щоб розташувати в колісно-моторному блоці тяговий електродвигун більшої потужності, отже й більших розмірів, колеса повинні бути більшого діаметра. Щоб при цьому зменшити масу колісно-моторного блоку, колісні центри електровозних колісних пар робляться спицевими, а не дисковими, як у більшості тепловозів, або коробчастими. На кінцях буксових шийок виконується різьба для упорних гайок, що утримують внутрішні кільця роликopідшипників від сповзання, та пази

під стопорні пластини. Зубчасті колеса насаджуються здебільшого на подовжені маточини колісних центрів.

### 3.3.2. Вимоги ПТЕ залізниць України до технічного стану колісних пар

Кожна колісна пара має відповідати вимогам чинної інструкції з огляду, ремонту і формування колісних пар і мати на осі виразно поставлені знаки про час і місце її формування і повного огляду, а також тавро про приймання при формуванні. Знаки і тавро ставляться в місцях, передбачених правилами маркування.

Колісні пари в визначеному порядку підлягають огляду під локомотивом, звичайному і повному оглядам у депо, а при підкочування повинні реєструватися у відповідних журналах і паспортах.

Відстань між внутрішніми гранями коліс у ненавантаженої колісної пари має бути (в мм):

- $1440_{-1}^{+3}$  – у локомотивів, що обертаються зі швидкістю, більшою 120 км/год до 140 км/год;

- $1440_{-3}^{+3}$  – у локомотивів, що обертаються зі швидкістю до 120 км/год.

Забороняється випускати в експлуатацію і допускати до руху в поїздах локомотив:

- з тріщиною в будь-якій частині осі колісної пари;
- з тріщиною в ободі, диску і маточині колеса;
- за наявності гострокінцевого накату на гребені колеса;
- при таких зношеннях і пошкодженнях колісних пар, які порушують нормальну взаємодію колії та локомотива; до цих зношень і пошкоджень відносяться:

- а) за швидкостей руху понад 120 км/год до 140 км/год:
  - прокат по колу катання більше 5 мм;
  - товщина гребеня понад 33 мм або менша 28 мм при вимірюванні на відстані 20 мм від вершини гребеня при висоті гребеня 30 мм;

- б) за швидкостей руху до 120 км/год:
  - прокат по колу катання більше 7 мм;
  - товщина гребеня понад 33 мм або менше 25 мм при вимірюванні на відстані 20 мм від вершини гребеня при висоті гребеня 30 мм.
  - вертикальний підріз гребеня висотою понад 18 мм, що вимірюється спеціальним шаблоном;

– повзун (вибоїна) на поверхні катання понад 1 мм; при величині повзуна від 1 до 2 мм допускається рух поїзда до найближчої станції із швидкістю 15 км/год, а при величині повзуна від 2 до 4 мм – із швидкістю 10 км/год. При повзуні понад 4 мм дозволяється рух локомотива із швидкістю 10 км/год за умови відчеплення локомотива від поїзда, вивішування (або виключення можливості обертання) колісної пари та виключення її тягового двигуна (групи двигунів) та гальмового циліндру.

### 3.3.3 Типи профілю бандажа, їх вплив на взаємодію колеса з рейкою та їх знос

Кочення колісної пари по рейковій колії спрямовується гребенями (ребордами) коліс, які запобігають сходу з рейок. Конічність поверхонь кочення сприяє центруванню колісної пари в рейковій колії та полегшує проходження кривих. Колесо, що котиться в кривій по зовнішній рейці, спирається на неї колом більшого діаметра, ніж колесо, що котиться по внутрішній рейці; отже, воно проходить декілька більший шлях дугою більшого радіуса. В результаті, щоб котитися без ковзання, колісна пара намагається встановитися при русі в кривій по її радіусу в межах тих можливостей, які забезпечуються наявними повздовжніми та поперечними зазорами (колісної пари – в колії, її осі – в буксі, букси – в щелепі тощо).

Але процес кочення колеса по рейці все ж таки супроводжується значним просковзанням, що пояснюється поперечними переміщеннями (пересуваннями) коліс в межах зазору між гребенями та внутрішніми гранями головок рейок, конічністю поверхонь кочення та, особливо, буксуванням. У зоні стикання бандажа з рейкою виникають напруження від вертикального статичного та динамічного навантаження, горизонтальних поздовжніх сил тяги та гальмування, поперечних горизонтальних сил в кривих, а також сил від коливань виляння та поперечного відносу в прямих і кривих. Ці напруження прогресивно зростають із збільшенням навантажень та швидкості руху. Тому в процесі взаємодії колеса та рейки первісна кривизна обох поверхонь, що стикаються, поступово спотворюються в наслідок зношування, й величина їх деформації безперервно змінюється.

В якості критерію для оцінки контактних напружень і деформацій може служити відношення навантаження колеса на рейку  $\frac{P_0}{2}$  до його діаметра  $D_K$  (так званий коефіцієнт питомого діаметрального навантаження  $\xi_d$ )

$$\xi_d = \frac{P_0}{2D_K}. \quad (3.3.3.1)$$

Експерименти [3] доводять що при однаковому значенні у контактних поверхнях спостерігаються однакові контактні напруження між колесом і рейкою. Наприклад, при  $D_K=1250$  мм,  $\frac{P_0}{2}=100$  кН й коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою  $\psi_K = 0,3$  величину  $\xi_d = 0,8$  можна вважати гранично допустимим й таким, при якому не створюються контактні напруження, які б перевищували 400 МПа. Для такого локомотива граничним повинен вважатися режим, коли при коефіцієнті зчеплення  $\psi_K = 0,4$  напруження в контактних поверхнях становить 500 МПа.

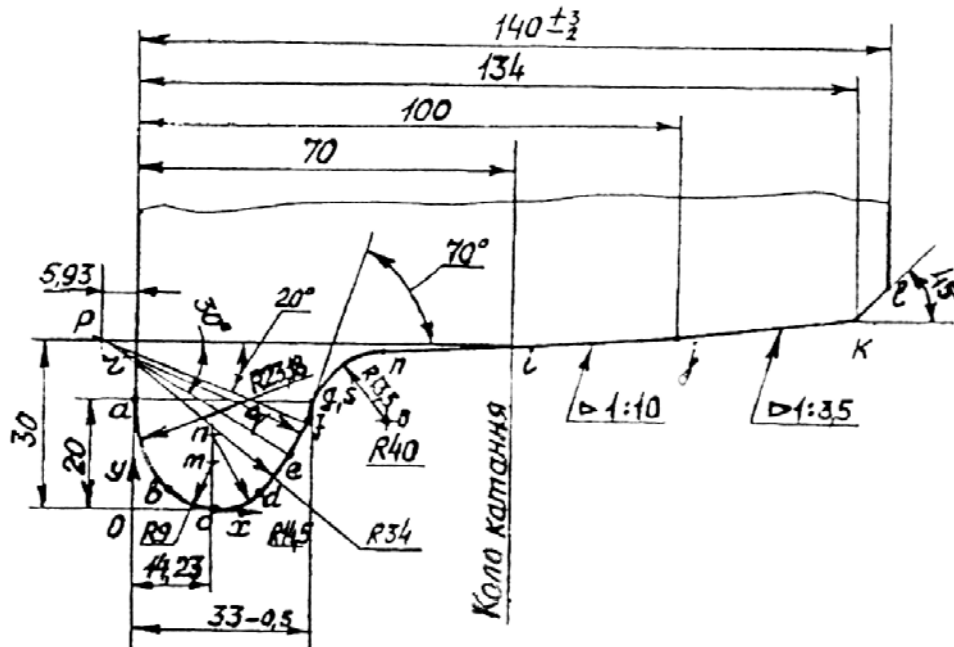
З наведено вище стає цілком зрозумілим значення профілю бандажа з точки зору раціональної взаємодії колеса та рейкової колії. Стандартний профіль (переріз) бандажа рис. 3.3.3.1 складається з гребеня, двох конічних поверхонь: основної – з конусністю 1:10 (ухилом 1:20) та бічної (зовнішньої) – з конусністю 1:3,5 (ухилом 1:7), а також торцевої фаски 6 мм  $\times 45^\circ$ . Внутрішня поверхня – циліндрична з буртом для упирання ободу колісного центра та пазом для бандажного (укріплюючого) кільця, яке фіксує бандаж на ободі. Стандартна ширина бандажа 140 мм, товщина нового бандажа тепловозної колісної пари 75 мм, електровозної – 90 мм. Наявність конусності зовнішньої частини бандажа разом з крайовою фаскою полегшує проходження колісною парою стрілкових переводів.

Бандаж – частина колісної пари, яка найбільш зношується. Основний вид зносу – прокат поверхні кочення, а також знос (підріз) гребеня. Часто зустрічається ще й гострокінцевий накат гребеня.

Багаторічна практика експлуатації колісних пар свідчить, що, як правило, наростання зносу гребенів бандажів випереджає їх прокат, в наслідок чого обточку бандажів для виправлення геометрії коліс змушені здійснювати з-за недопустимого підрізу гребенів, коли прокат ще не перевищує 3...4 мм. При цьому для відновлення гребеня до нормальної товщини 33 мм доводиться знімати багато металу з поверхні кочення, зменшуючи тим самим товщину бандажа. У зв'язку з цим особливої актуальності набувають заходи зі зменшення зносу гребенів. Поряд із поліпшенням динамічних якостей ходових частин, застосуванням гребенезмашувачів серйозна увага приділяється по-

шуку та розробці нових профілів бандажа, при яких знижувалося б ковзання гребенів по бічній грані головки рейки й тим самим зменшувався б їх знос.

Ряд років тому Науково-дослідним інститутом залізничного транспорту (ЦНДІ МШС) м. Москва був розроблений уніфікований, об'єднаний для локомотивів і вагонів профіль бандажа (на рис.3.3.3.2 виділений жирною лінією, а тонкою лінією показаний стандартний профіль тих часів).



Розміри профілю бандажа перевіряються шаблоном кресл. И477.00.00

| Точка | a    | b    | c     | d     | e     | f     | g     | h     | i  | j    |
|-------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----|------|
| x, mm | 0    | 8,55 | 14,23 | 25,35 | 28,71 | 31,66 | 32,95 | 44,97 | 70 | 100  |
| y, mm | 20,0 | 2,02 | 0     | 5,19  | 10,00 | 16,32 | 19,86 | 28,73 | 30 | 31,5 |

| Точка | k     | l     | m     | n     | o     | p     | q     | r     | s    |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| x, mm | 134   | 140   | 14,23 | 14,23 | 45,64 | -5,93 | 23,18 | -0,73 | 33,0 |
| y, mm | 36,36 | 42,36 | 9,00  | 14,5  | 15,25 | 30    | 20    | 27    | 20   |

Рис. 3.3.3.1. Профіль бандажа локомотива по рис. 3 ГОСТ 11018–87 з гребнем товщиною 33 мм

Особливість цього профілю полягає в тім, що його середня частина (поверхня кочення) за своєю формою наближається до форми головки рейки за рахунок штучно створеного прокату (відносно стандартного профілю). Вона складається з двох конічних поверхонь: одна з ухилом твірної 1:100 (з

боку гребеня), інша – з ухилом 1:20. Кривина поверхні, що спрягається з середньою частиною та гребенем, по мірі наближення до гребеня збільшується, відповідно збільшується і її конічність. Ця зона гребеня (зона набігання), прилегла до викружки, описана радіусом 70 мм. Кут нахилу гребеня до горизонталі становить  $65^\circ$ . Завдяки такому профілю при русі в кривій забезпечується одноточковий контакт гребеня з рейкою, в той час, як у стандартного профілю цей контакт двоточковий. А, як відомо, при двоточковому контакті відбувається безперервне ковзання гребеня по внутрішній грані головки рейки. Очікувалося, що застосування уніфікованого профілю дозволить зменшити знос гребенів на 30...40%.

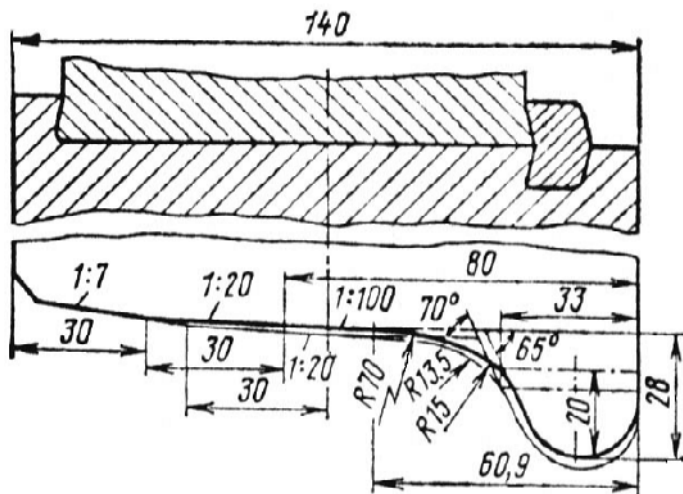
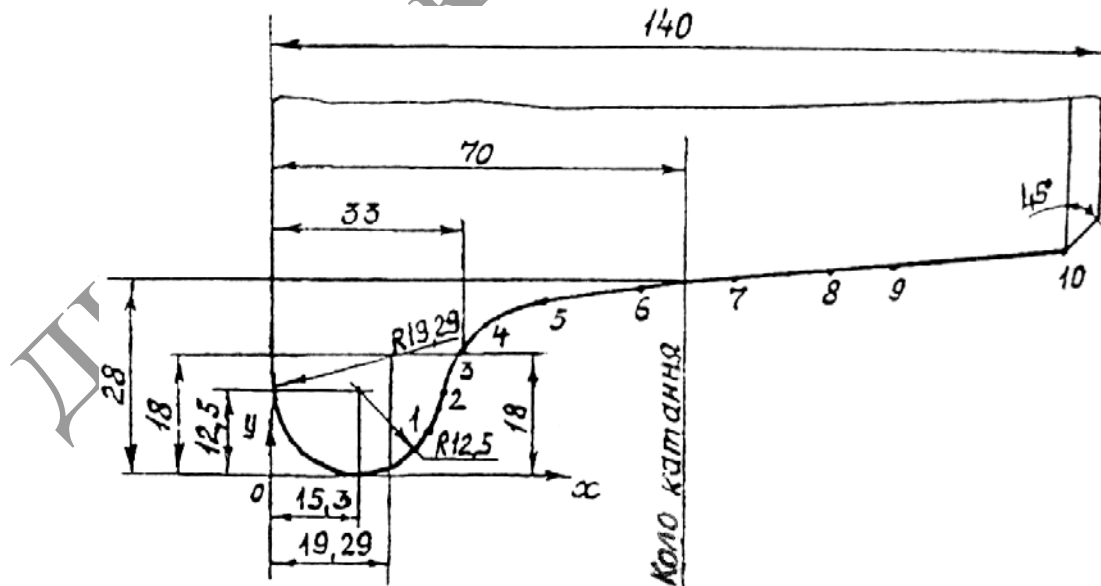


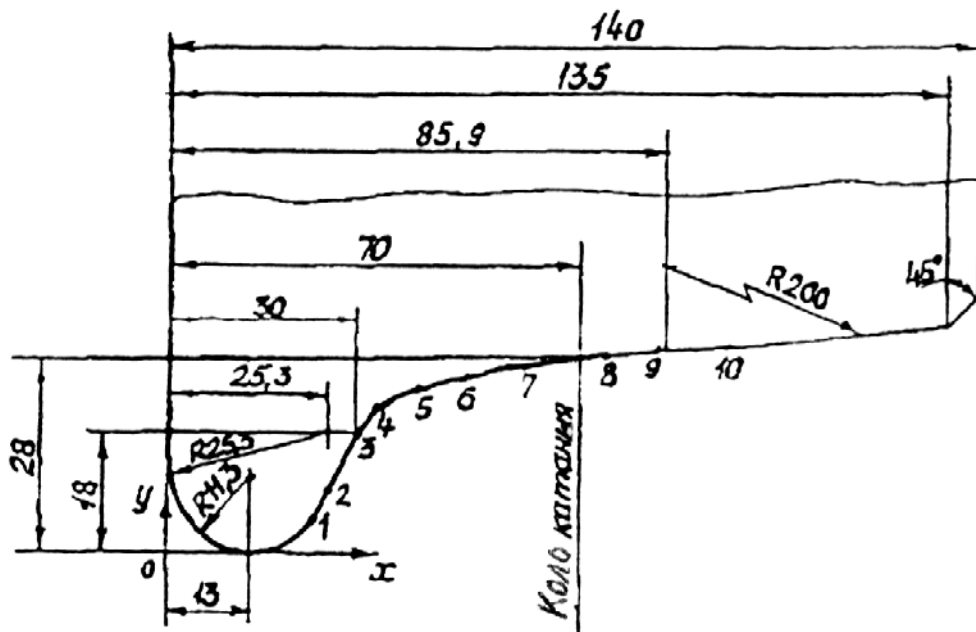
Рис. 3.3.3.2. профіль бандажа  
ЦНД1 МШС (м. Москва)



Розміри профілю бандажа перевіряються вагонно-тендерним шаблоном кресл. И433.02.00, що випускається Запорізьким РМЗ з 1995 р., при вимірюванні профілю бандажа шаблоном випуску до 1995 р. до товщини гребеня додавати 1 мм

| № точки | 1    | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9    | 10    |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
| x, mm   | 27   | 30    | 33    | 37    | 45    | 60    | 80    | 100   | 110  | 135   |
| y, mm   | 8,06 | 14,06 | 18,00 | 21,35 | 24,94 | 27,02 | 28,85 | 30,27 | 31,0 | 35,36 |

Рис. 3.3.3.3. Профіль бандажа ДметІ ЛБ з гребенем товщиною 33 мм



Розміри профілю бандажа перевіряються вагонно-тендерним шаблоном кресл. И433.02.00, що випускається Запорізьким РМЗ з 1995 р., при вимірюванні профілю бандажа шаблоном випуску до 1995 р. до товщини гребеня додавати 1 мм

| № точки | 1    | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| x, mm   | 23   | 25    | 30    | 35    | 40    | 50    | 60    | 75    | 85    | 100   |
| y, mm   | 5,95 | 10,36 | 18,00 | 21,93 | 24,14 | 25,86 | 27,05 | 28,41 | 29,13 | 30,05 |

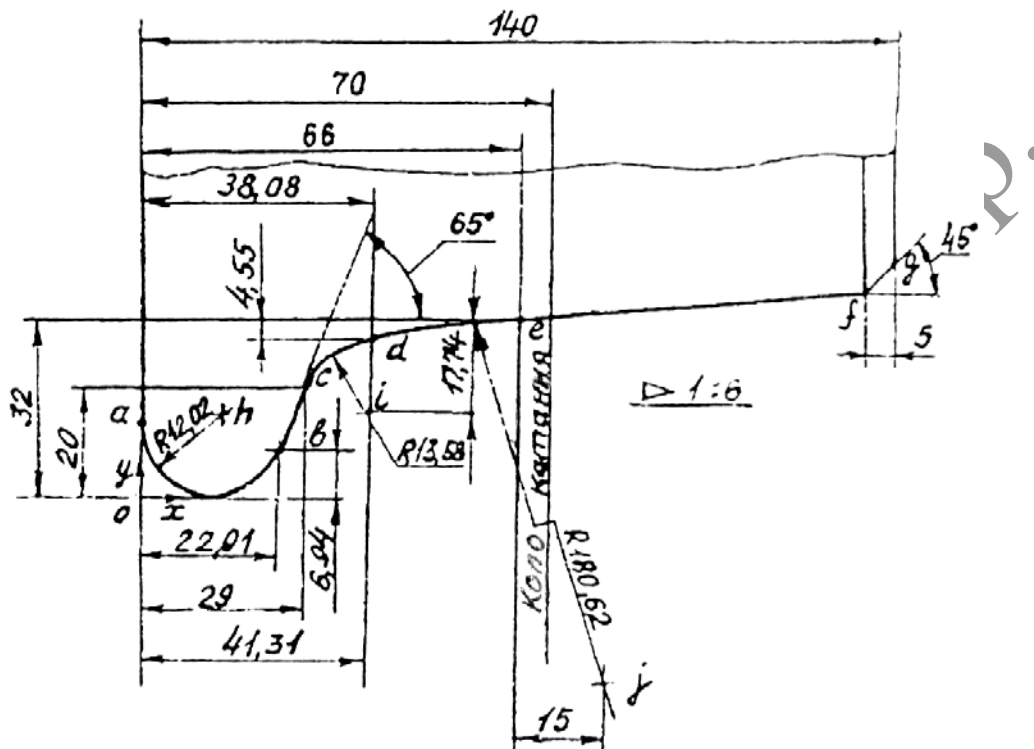
Рис. 3.3.3.4. Профіль бандажа ДметІ ЛР з гребенем товщиною 33 мм

Пошуки засобів зниження зносу гребенів призвели до появи й інших типів профілю бандажа. Поруч зі стандартним зараз в експлуатації знаходиться ряд профілів інших конфігурацій. Найбільш розповсюджені профілі ДМЕТІ ЛБ, ДМЕТІ ЛР і профіль Зиника-Никитського (рис.3.3.3.3–3.3.3.5).

Основна ідея цих варіантів полягає в запобіганні швидкого зношування поверхні кочення й гребенів за рахунок надання їм форми з упереджувальним прокатом та підрізом гребеня. Така форма з першого моменту експлуатації нового колеса забезпечує кращу відповідність поверхні кочення форми головки рейки та одноточковий контакт гребеня з її внутрішньою гранню, чим зменшує контактні напруження в зоні стикання і, як наслідок, знос. Та-

ким чином, збільшується строк служби колісної пари між періодичними обточками бандажів для відновлення їх первісної форми.

Студентові пропонується самому порівняти різні форми профілю бандажа та, спираючись на профіль рис.3.3.3.1, виділити особливості, які позитивно впливають на строк служби бандажа в експлуатації.



Розміри профілю бандажа перевіряються вагонно-тендерним шаблоном кресл. И718.00.00

| Точка | a     | b     | c  | d     | e  | f     | g     | h     | i     | j      |
|-------|-------|-------|----|-------|----|-------|-------|-------|-------|--------|
| x, mm | 0     | 22,91 | 29 | 38,08 | 66 | 135,0 | 140,0 | 12,02 | 41,31 | 81,0   |
| y, mm | 12,02 | 6,94  | 20 | 27,45 | 32 | 37,75 | 42,75 | 12,02 | 14,26 | -148,0 |

Рис. 3.3.3.5. Профіль бандажа за пропозицією Зинюка-Никитського з гребнем товщиною 33 мм

### 3.3.4. Принципи розрахунку осі колісної пари

В межах завдань дисципліни під цим заголовком доцільно розглянути теоретичні засади розрахунку, спираючись на матеріал п.3.1.5, постановку задач, розрахункові схеми, групи та категорії сил, методи розрахунків і, окремо, розрахунок міцності пресового з'єднання «вісь – колісний центр».

Аналіз умов роботи осей колісних пар локомотива свідчить, що вони працюють в режимі знакозмінних напружень. Як показують випробування, цикл зміни напружень наближається до симетричного. Частота основного циклу зміни напружень від навантажень на шийки осей співпадає з частотою обертання коліс. До напружень основного циклу додаються напруження, які залежать від прискорень непідресорених частин локомотива. Частота цих прискорень пов'язана з жорсткістю рейкової колії та самих осей, вона значно перевищує частоту основного циклу напружень. Розрахунки та випробування показують, що прискорення непідресорених частин досягають  $5 \dots 7 g$  і більше, тому сили інерції, що додатково навантажують шийки осей, досягають великих значень, що повинно враховуватися в розрахунках міцності осей.

Несприятливий вплив на міцність осей також чинять:

- наявність залишкових напружень в зоні граничних перерізів насадки колісних центрів та зубчастих коліс;
- тривале діяння знакозмінного навантаження, що призводить до появи тріщин в зоні тих же граничних перерізів;
- значні «пікові» напруження, що викликаються співпаданням статичних і динамічних навантажень на колісну пару як у прямих, так і у кривих ділянках колії.

Усі ці фактори мають враховуватися при визначенні несучої здатності осей та пошуках технологічних заходів з підвищення її міцності, одним з яких є зміцнююча накатка гладкими роликami ділянок осей, де можлива поява вторинних тріщин. Зміцнююча накатка створює, як вже відмічалось, сприятливий розподіл напружень, завдяки чому в поверхневих шарах металу виникають напруження стиснення, які компенсують напруження розтягнення від насадки.

Методи розрахунку міцності осей базуються на теоретичних засадах опору матеріалів та будівельної механіки, а розрахункові формули – на співвідношеннях сил і моментів, що діють на вісь, з її деформаціями та напруженнями в перерізах з урахуванням необхідних запасів міцності. При цьому вважається, що ці співвідношення діють в межах закону Гука, тобто коли деформації пропорційні напруженням і не виходять за межі пружних.

Найчастіше виникає необхідність виконувати такі види розрахунків та вирішувати відповідні типи задач, які зведені до таблиці 3.3.4.1. При цьому передбачається в основному спрощена постановка задач.

Узагальнена розрахункова схема зображена на рис. 3.3.4.1. Схема передбачає можливість вибору будь-якого розрахункового перерізу осі.

Відповідно до розрахункової схеми рис.3.3.4.1 виділяються такі групи сил:

- вертикальні, що викликають згин осі у вертикальній площині;
- горизонтальні, що викликають згин осі у вертикальній площині;
- горизонтальні, що викликають згин осі у горизонтальній площині.

У спрощеному розрахунку конкретно розглядаються такі сили.

$P_{ин}$  і  $P_{ув}$  – вертикальне статичне навантаження на шийки осі коліс, що набігають у кривій на зовнішню і внутрішню рейки відповідно;

$R_n$  і  $R_в$  – вертикальні реакції зовнішньої та внутрішньої рейок;

$F_{ко}$  – дотична сила тяги на ободі одного колеса;

$E_n$  і  $E_в$  – горизонтальні реакції буксових спрямовуючих з боку коліс, що котяться по зовнішній та внутрішній рейках відповідно;

$P_з$  – вертикальна (тангенціальна) складова, що виникає на зубці веденого зубчастого колеса тягового осьового редуктора від обертового моменту тягового електродвигуна (ТЕД); на зубці ведучої (малої) шестерні тягового осьового редуктора, що укріплена на валу якоря ТЕД, ця сила діє в протилежному напрямі (на рис.3.3.4.1 показана штриховою лінією).

$P_{зн}$  – горизонтальна (радіальна) складова дії обертового моменту ТЕД на зубці веденого зубчастого колеса;

$P_{н1}$  і  $P_{н2}$  – горизонтальні реакції на моторно-осьових шийках осі від дії сили  $P_{зн}$ ;

$P_{з1}$  і  $P_{з2}$  – вертикальні сили, що виникають на зубці ведучої (малої) шестерні від дії сили  $P_з$  та передаються на моторно-осьові підшипники;

$P_q$  – складова сили ваг ТЕД, що передається на моторно-осьові шийки;

$P_c$  – вертикальна сила, що виникає від реактивного моменту статора ТЕД і діє на моторно-осьову шийку;

$P'_{ин}$  і  $P'_{ув}$  – вертикальні сили інерції від непідресорених мас локомотива, що виникають на буксових шийках осі при дії вертикального прискорення;

$P''_{ин}$  і  $P''_{ув}$  – те ж на моторно-осьових шийках;

$Y'_1$  – боковий тиск на спрямовуюче колесо з боку зовнішньої рейки;

$H_{\sigma}$  – складова сили тертя між головкою внутрішньої рейки та поверхнею кочення колеса, яка спрямована вподовж осі колісної пари;

$Y_p$  – рамний тиск на торець буксової шийки.

Розрахунок на втомну міцність вважається основним і повинен найбільш повно враховувати всі фактори силової дії на вісь. У якості приклада можна навести наближений розрахунок (тому що повний, детальний розрахунок є неосязним у межах відведеного навчальним планом часу), який сто-сується визначення діаметру осі в заданому перерізі.

Можна рекомендувати такий порядок розрахунку:

- сформулювати задачу;
- навести вихідні дані;
- накреслити розрахункову схему відповідно до поставленої задачі та вихідних даних;
- визначити чисельні значення силових факторів, що діють на вісь;
- скласти рівняння моментів і обчислити значення згинаючих момен-тів у заданому перерізі осі від дії: вертикальних сил у вертикальній площині; горизонтальних поперечних сил у вертикальній площині; горизонтальних по-здовжніх сил у горизонтальній площині;
- знайти вислідний згинаючий момент;
- визначити розрахунковий діаметр осі з урахуванням необхідного за-пасу міцності.

Як приклад, розглянемо задачу визначення діаметра осі в зоні моторно-осьового підшипника (переріз III на розрахунковій схемі рис.3.3.4.1) за умови дотримання необхідної втомної міцності  $\sigma_{u-1}$  при запасі міцності  $n_{\sigma}$ .

Вихідні дані:

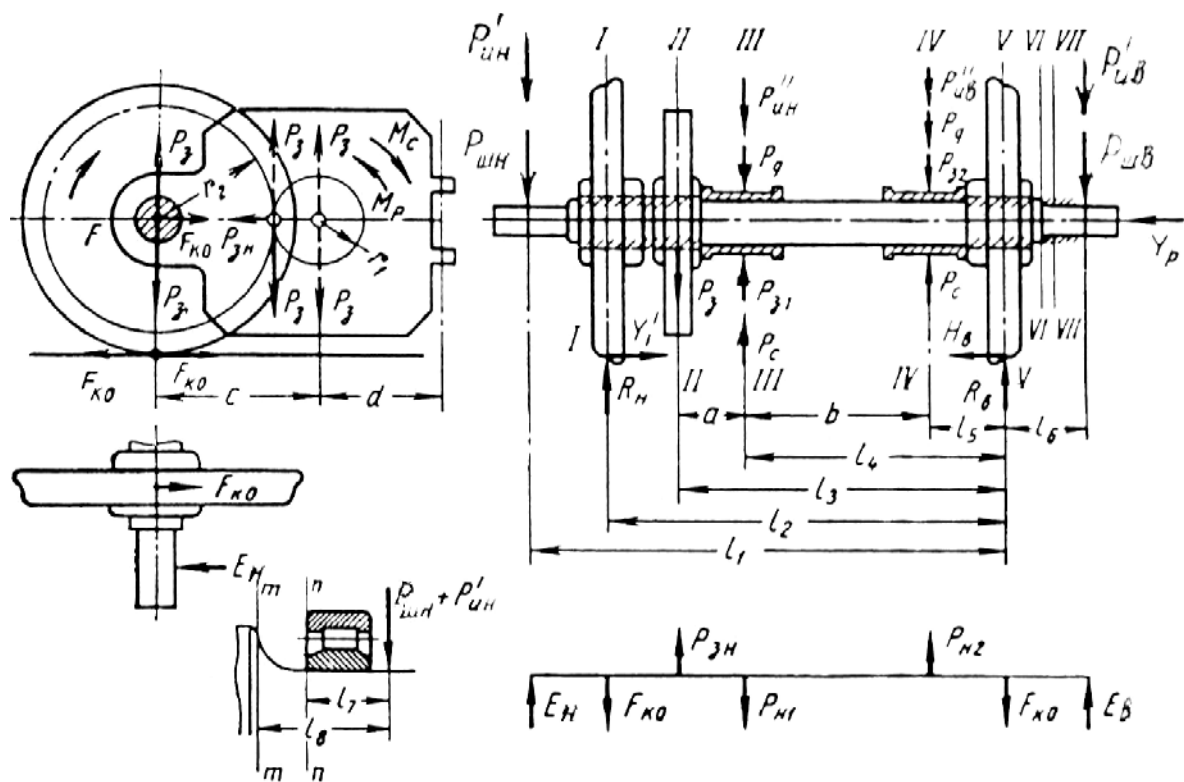
- статичне навантаження від колісної пари на рейки  $2P$ , кН;
- невіднесена маса, що приходить на одну колісну пару  $2q$ , кН;
- швидкість руху локомотива  $V$ , км/год;
- діаметр колеса по колу кочення  $D_k$ , мм;

Таблиця 3.3.4.1

Постановка задач розрахунку осі колісної пари (відповідно до [1] і [2])

| Вид розрахунку та режим руху<br>локомотива | Тип задачі |
|--------------------------------------------|------------|
| 1                                          | 2          |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><b>На статичну міцність</b> (локомотив рухається в кривій невеликого радіуса зі швидкістю, яка відповідає точці перетину кривої дотичної сили тяги з кривою обмеження дотичної сили тяги по зчепленню коліс локомотива з рейками)</p>                                                                                | <p><i>Пряма:</i> визначити діаметр осі в найбільш небезпечному перерізі, якщо прийняти допустиме напруження в матеріалі осі <math>\sigma_m = 294...314 \text{ МПа}</math> та запас міцності <math>n_\sigma = 2,7</math>.</p> <p><i>Перевірочна:</i> визначити напруження та запас міцності в найбільш небезпечному перерізі осі, діаметр якого <math>d</math>. При цьому прийняти в якості допустимого напруження <math>\sigma_m = 294...314 \text{ МПа}</math></p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| <p><b>На втомну міцність</b> (витристалість) (швидкість руху локомотива:<br/>         – вантажного 60...70 км/год;<br/>         – пасажирського 80...100 км/год;<br/>         Радіус кривої може не задаватися, але її силовий вплив ураховується коефіцієнтом 0,3...0,6 від статичного вертикального навантаження)</p> | <p><i>Пряма:</i> визначити діаметр осі в найбільш небезпечному перерізі, якщо прийняти допустиме напруження <math>\sigma_{u-1}</math> та запас міцності <math>n_\sigma</math>.</p> <p><i>Перевірочна:</i> визначити напруження в матеріалі осі <math>\sigma_u</math> та запас міцності <math>n_\sigma</math> в найбільш небезпечному перерізі осі, діаметр якого <math>d</math>, якщо в якості допустимого прийняти напруження <math>\sigma_{u-1}</math>.</p> <p>При цьому величина <math>\sigma_{u-1}</math> береться таким чином:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– в зоні моторно-осьового підшипника 130...140 МПа;</li> <li>– для підступичної частини осі 59 МПа;</li> <li>– для буксової шийки 69...84 МПа;</li> <li>– для середньої частини осі 127 МПа.</li> </ul> <p>Запас міцності <math>n_\sigma = 1,3...1,5</math>, а якщо схема наближена та не перевірена експериментом, то 1,5...1,8; для буксових шийок можна приймати <math>n_\sigma \geq 2,0</math>.</p> |



а) розрахункова схема.

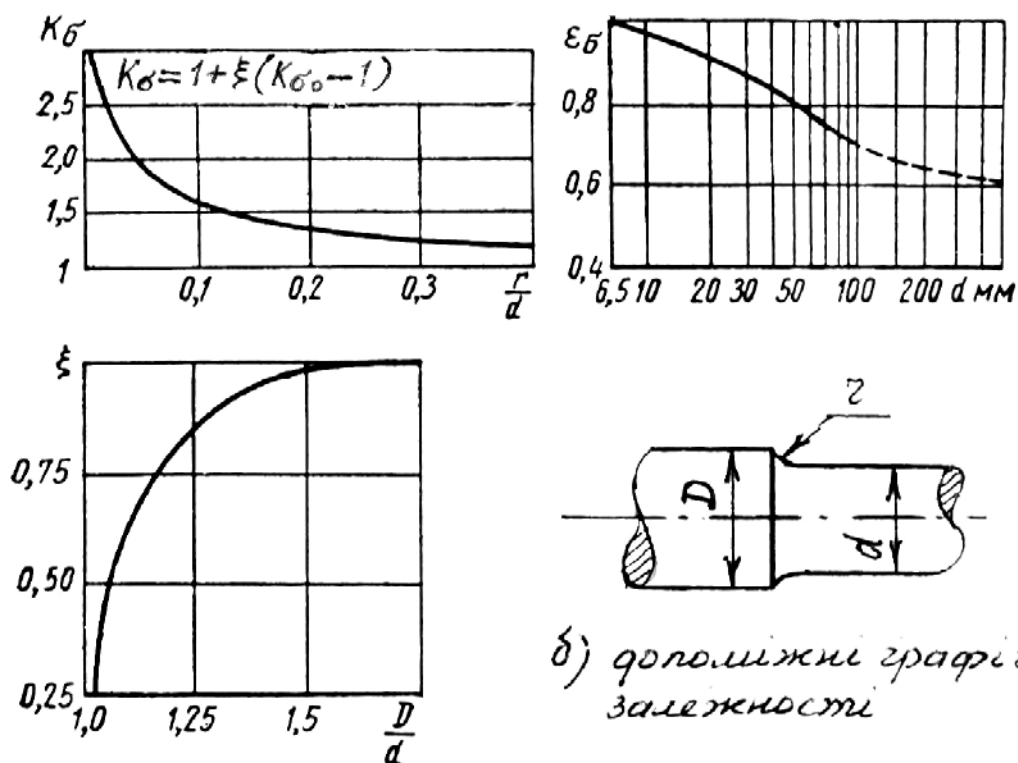


Рис. 3.3.4.1. До розрахунку осі колісної пари

— сила ваги букси (та балансира, якщо він є), без урахування буксової шийки  $G_6$ , кН;

- відстань між колами кочення коліс  $2S$ , мм;
- потужність одного ТЕД  $N_q$ , кВт;
- передаточне число тягового осьового редуктора  $\mu_p$ ;
- модуль зачеплення зубчастої пари тягового осьового редуктора  $m_z$ , мм;
- кількість зубців ведучої шестерні тягового осьового редуктора  $z_{ш}$ ;
- рамний тиск на торець буксової шийки  $Y_p$ , кН;
- коефіцієнт тертя ковзання  $f_{тр}$ ;
- сили, що діють і розміри елементів осі – відповідно до розрахункової схеми рис. 3.3.4.1.

Методика наближеного розрахунку.

Згинаючий момент у вертикальній площині від вертикальних сил у перерізі III

$$M_{\text{вв}} = (P_{\text{шн}} + P'_{\text{шн}}) \cdot (l_1 - l_4) - R_n \cdot (l_2 - l_4) + P_3 \cdot (l_3 - l_4). \quad (3.3.4.1)$$

Силкові фактори  $P_{\text{шн}}$ ,  $R_n$ ,  $P'_{\text{шн}}$  і  $P_3$  визначаються таким чином

Навантаження на шийку осі в кривій ділянці колії обчислюється спрощеним способом:

$$P_{\text{шн}} = 1,3P_{\text{шст}}, \quad (3.3.4.2)$$

$$\text{де } P_{\text{шст}} = 0,5P \text{ (див. вихідні дані)}. \quad (3.3.4.3)$$

Вертикальна реакція зовнішньої рейки

$$R_n = P_{\text{шн}} + \Pi \frac{h_c}{2 \cdot S \cdot n} + \frac{Y_p \cdot r_k}{2 \cdot S}, \quad (3.3.4.4)$$

де  $\Pi$  – частина відцентрової сили, що не зрівноважена підвищенням зовнішньої рейки в кривій, кН;

$h_c = 1,5 \dots 1,6$  м – відстань від центра мас локомотива до площини, що проходить через осі колісних пар, м;

$n$  – кількість колісних пар візка;

$2 \cdot S = 1,58$  – відстань між колами кочення коліс, м;

$Y_p$  – рамний тиск на торець осі; можна приймати  $Y_p = (0,3 \dots 0,6)Q$ , кН;

$r_k$  – радіус колеса локомотива; може бути рівним 0,525 м; 0,610 м або 0,625 м.

Відцентрова сила, що припадає на один візок  $C$  кН

$$C = \frac{Q_{зч} V^2}{2R}, \quad (3.3.4.5)$$

де  $\frac{Q_{зч}}{2}$  – маса локомотива, що припадає на один візок, т;

$V$  – швидкість руху, м/с;

$R$  – радіус кривої, м.

Якщо перейти від маси локомотива до його ваги та виразити  $V$  у км/год, то отримаємо

$$C = \frac{P_{зч} V^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot g \cdot R}, \quad (3.3.4.6)$$

де  $P_{зч}$  – сила зчіпної ваги локомотива, кН;

$3,6^2$  – коефіцієнт перетворення м/с на км/год.

Частина відцентрової сили, що не зрівноважена підвищенням зовнішньої рейки в кривій  $h$ , може бути визначена із співвідношень, які пояснюються рис. 3.3.4.2.

Сила, що спрямована до центру кривої з-за підвищення зовнішньої рейки та діє на візок

$$C_1 = \frac{P_{зч}}{2} \operatorname{tg} \alpha, \text{ кН.} \quad (3.3.4.7)$$

При цьому  $\frac{h}{2S} = \sin \alpha$ . З рис.3.3.4.2 видно, що кут  $\alpha$  між силами  $P_{зч}$  і  $N$  дорівнює куту між горизонталлю та лінією, що проходить через верхні грані головок рейок як кути зі взаємно перпендикулярними сторонами.

Ці кути досить малі: наприклад, при максимальній величині  $h = 150$  мм та  $2S = 1580$  мм

$$\sin \alpha = \frac{180}{1580} = 0,0949,$$

що відповідає куту  $\alpha = 5,45^\circ$ .

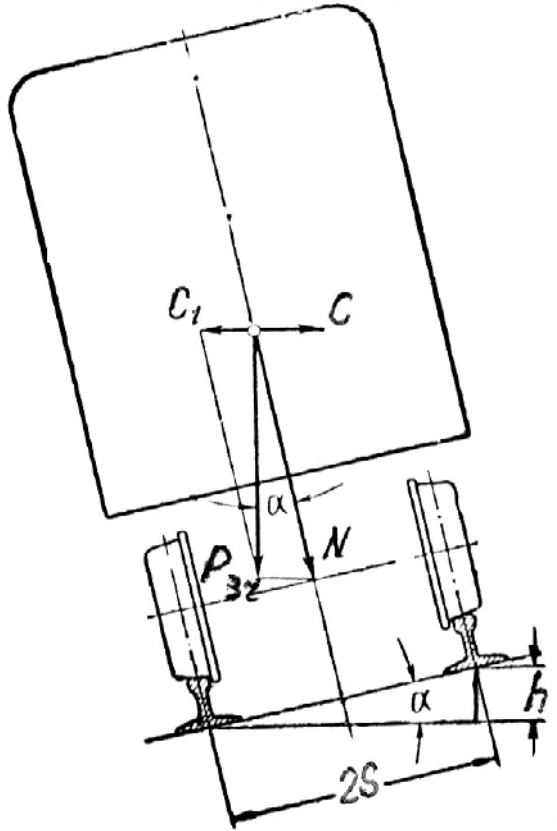


Рис. 3.3.4.2

Тому без утрати належної точності можна вважати, що  $\operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$  і написати остаточну формулу для обчислення сили  $C_1$

$$C_1 = \frac{P_{3q}}{2} \cdot \frac{h}{2S}. \quad (3.3.4.8)$$

З рис.3.3.4.2 видно, що

$$C = C - C_1. \quad (3.3.4.9)$$

тобто

$$C = \frac{P_{3q}}{2} \left( \frac{V^2}{3,6^2 \cdot g \cdot R} - \frac{h}{2S} \right). \quad (3.3.4.10)$$

Спираючись на вихідні дані, можна вважати, що  $P_{3q} = 12P$ ,  $P$  – це статичне навантаження від одного колеса на рейку.

У наближеному розрахунку рекомендується приймати умови руху в кривій, коли  $C=0$ , тобто  $C=C_1$ . Таке припущення дозволяє:

- обчислити радіус кривої  $R$  (вихідними даними він не передбачений), якщо це буде необхідно для уточнення деяких моментів подальшого розрахунку;
- спростити формулу (3.3.4.4) для обчислення сили  $R_H$ :

$$R_H \approx P_{ин} + \frac{Y_p \cdot r_k}{2 \cdot S}. \quad (3.3.4.11)$$

Сила інерції невідвіснених частин

$$P'_{ин} = \frac{G_6 \cdot j}{g}, \quad (3.3.4.12)$$

де  $G_6$  – сила ваги букси (та балансира, якщо він є) без урахування шийки осі, кН – див. вихідні дані;

$g$  – прискорення сили ваги, м/с<sup>2</sup>;

$j$  – вертикальне прискорення невідвіснених частин, м/с<sup>2</sup>; обчислюється таким чином

$$j = k_j \cdot g, \quad (3.3.4.13)$$

де

$$k_j = 2 + 0,13 \frac{V}{\sqrt[3]{(2q)^2}}. \quad (3.3.4.14)$$

Тут  $2q$  – невідвіснена маса, що припадає на одну колісну пару (див. вихідні дані).

Вертикальне зусилля від обертового моменту ТЕД

$$P_3 = \frac{2M_\partial}{d_{ин}}, \quad (3.3.4.15)$$

де  $M_\partial$  – обертовий момент ТЕД у тривалому режимі, кНм; береться з технічної характеристики ТЕД і уточнюється розрахунком;

$d_{\text{ш}}$  – діаметр ведучої (малої шестерні) тягового осьового редуктора, м.

Величини  $d_{\text{ш}}$  і  $M_{\partial}$  обчислюються таким чином

$$d_{\text{ш}} = 10^{-3} m_z z_{\text{ш}}, \quad (3.3.4.16)$$

де  $m_z$  – модуль зачеплення, мм, – див. вихідні дані;

$z_{\text{ш}}$  – кількість зубців шестерні, – див. вихідні дані.

$$M_{\partial} = 9,5 \frac{N_{\partial}}{n_{\partial}}, \quad (3.3.4.17)$$

де  $N_{\partial}$  – потужність ТЕД; береться з технічної характеристики ТЕД;

$n_{\partial}$  – частота обертання якоря ТЕД, хв<sup>-1</sup>;

$$n_{\partial} = \mu_p n_k, \quad (3.3.4.18)$$

де  $\mu_p$  – передаточне число тягового осьового редуктора;

$n_k$  – частота обертання коліс локомотива, хв<sup>-1</sup>;

$$n_k = \frac{1000V}{60\pi D_k}, \quad (3.3.4.19)$$

де  $D_k$  – діаметр колеса локомотива, м;

$V$  – швидкість руху локомотива, км/год, – див. вихідні дані.

Згинаючий момент у вертикальній площині від горизонтальних сил

$$M_{\text{вз}} = Y'_1 r_k, \quad (3.3.4.20)$$

де  $Y'_1$  – боковий тиск спрямовуючого колеса першої колісної пари візка на зовнішню рейку в кривій, кН;

$$Y'_1 = Y_p + H_B, \quad (3.3.4.21)$$

де  $Y_p$  – рамний тиск на торець буксової шийки, кН, – див. вихідні дані;

$H_B$  – складова сили тертя між внутрішньою рейкою кривої та поверхнею кочення колеса, яка спрямована вдовж осі колісної пари, кН;

$$H_B = \left( P - \frac{\Delta P_{ш} \cdot (l_1 - l_6)}{l_2} - \frac{Y_p \cdot r_k}{l_2} \right) f_{mp}, \quad (3.3.4.22)$$

де  $f_{mp} = 0,25$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$\Delta P_{ш}$  – зміна навантаження на буксову шийку осі за рахунок крену надресорної будови локомотива в кривій, кН;

$$\Delta P_{ш} = R_H - P_{шн} = R_H - 1,3P_{шст}. \quad (3.3.4.23)$$

Згинаючий момент у горизонтальній площині від горизонтальних вдовжніх сил

$$M_z = E_H(l_1 - l_4) - F_{ко}(l_2 - l_4) + P_{зн}(l_3 - l_4), \quad (3.3.4.24)$$

де  $E_H$  – горизонтальна реакція буксових спрямовуючих, кН; можна прийняти, що  $E_H = F_{ко}$ ;

$F_{ко}$  – частина сили тяги колісно-моторного блока (КМБ), що реалізується одним колесом, кН;  $F_{ко} = 0,5F_{\partial}$ , де  $F_{\partial}$  – повна сила тяги одного КМБ;

$$F_{\partial} = \frac{M_{\partial}}{r_k} \cdot \mu_p, \quad (3.3.4.25)$$

$P_{зн}$  – горизонтальна складова дії обертального моменту ТЕД, кН; можна приймати  $P_{зн} = 0,25P_3$ .

Результуючий (вислідний) згинаючий момент:  
– у вертикальній площині

$$M_{\partial p} = M_{\partial v} + M_{\partial z}. \quad (3.3.4.26)$$

Сумарний

$$M_p = \sqrt{M_{\sigma p}^2 + M_{\sigma c}^2}. \quad (3.3.4.27)$$

Діаметр осі в перерізі III визначається з виразу

$$\sigma_{u-1} = \frac{M_p}{W_0} \cdot n_{\sigma}, \quad (3.3.4.28)$$

де  $W_0$  – момент опору перерізу осі,  $\text{м}^3$ ;

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (3.3.4.29)$$

тоді

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p \cdot n_{\sigma}}{0,1 \cdot \sigma_{u-1}}}. \quad (3.3.4.30)$$

Інші сили, що показані на розрахунковій схемі рис. 3.3.4.1, використовуються для розрахунків у інших перерізах осі.

Не менше значення з точки зору міцності колісної пари у цілому має розрахунок міцності пресового з'єднання «вісь – колісний центр», а саме, визначення допустимого натягу при запресовці осі у колісний центр\*. Зрозуміло, що недостатній натяг не забезпечить гарантії нерухомості центру на осі, а надмірний – належної міцності з-за недопустимого напруження розтягу в матеріалі колісного центру. І те, й інше недопустимо з точки зору безпеки руху локомотива.

Існує така методика дослідження міцності пресового з'єднання «вісь – колісний центр». Задача: визначити допустиму величину натягу при запресовці осі в ступицю колісного центру (на прикладі уніфікованої колісної пари електровозів ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ80<sup>к</sup>). Розрахункова схема зображена на рис. 3.3.4.3.

Спочатку аналізуються характеристики матеріалу колісного центру та осі, а також характеристика (технічні умови) запресовки.

Характеристика матеріалу колісного центру. Сталь марки 25ЛПІІ (25ЛКПІІ) ГОСТ 977–65.

---

\* Вислів «запресовка» – умовний; конкретна технологія може передбачати «напресовку» колісного центру на вісь.

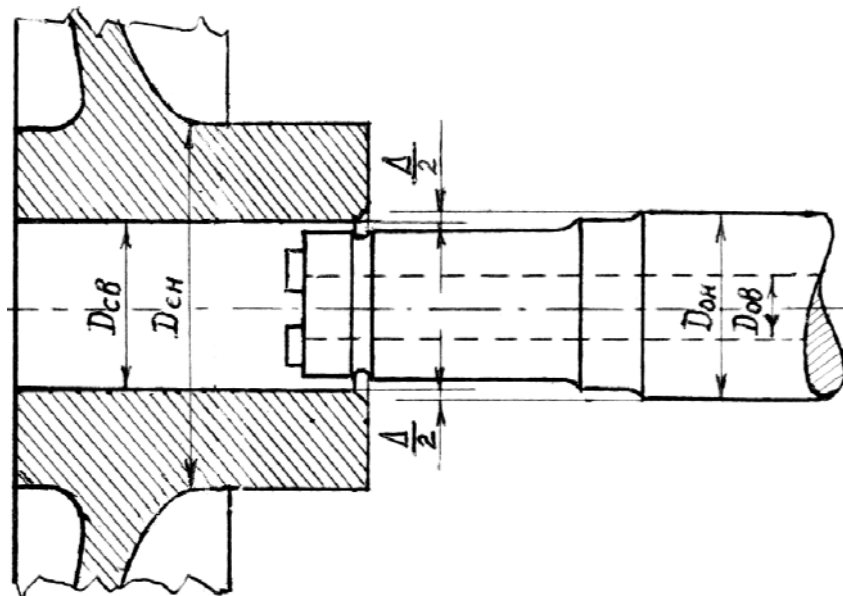


Рис. 3.3.4.3. Розрахункова схема пресового з'єднання «вісь–колісний центр»

Вміст сірки не більше 0,045%, фосфору – не більше 0,040% (при відносному видовженні 19% і ударній в'язкості не менш, ніж 49 Нм/см<sup>2</sup>); модуль пружності першого роду  $E_c = 2 \cdot 10^5$  МПа, коефіцієнт Пуасона  $\mu_c = 0,24 \dots 0,28$ .

Характеристика матеріалу осі. Сталь ОС.Л ГОСТ 3281–59. Вміст сірки не більше 0,050 %, фосфору – 0,040 %.

|                                     |             |             |             |
|-------------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| $\sigma_s$ , МПа.....               | 5900...6250 | 6300...6550 | більше 6600 |
| Відносне видовження, %              | 20          | 19          | 18          |
| Ударна в'язкість:                   |             |             |             |
| – середня, Нм/см <sup>2</sup> ..... | 5           | 4           | 3,5         |
| – найменша, Нм/см <sup>2</sup> ...  | 3,5         | 3           | 3           |

Модуль пружності I роду  $E_o = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, коефіцієнт Пуасона  $\mu_o = 0,25 \dots 0,3$ .

Характеристика пресового з'єднання:

– для колеса з подовженою ступицею та напресованим зубчастим колесом зусилля запресовки становить, кН: з бандажем – 883...1373 кН, без бандажа – 687...1177 кН;

– те ж без напресованого зубчастого колеса, кН: з бандажем – 785...1177 кН; без бандажа – 589...980 кН.

Після аналізу характеристик записуються рівняння деформації радіуса ступиці колісного центру  $\frac{\Delta_c}{2}$  і осі  $\frac{\Delta_o}{2}$  при запресовці осі в ступицю зовнішнім радіусом  $R_{cn}$  і внутрішнім  $R_{cv}$ :

$$\frac{\Delta_c}{2} = \frac{R_{cv} \cdot p_o}{E_c} \left( \frac{R_{cn}^2 + R_{cv}^2}{R_{cn}^2 - R_{cv}^2} + \mu_c \right); \quad (3.3.4.31)$$

$$\frac{\Delta_o}{2} = \frac{R_{on} \cdot p_o}{E_o} \left( \frac{R_{on}^2 + R_{ov}^2}{R_{on}^2 - R_{ov}^2} - \mu_o \right), \quad (3.3.4.32)$$

де, відповідно до розрахункової схеми рис. 3.3.4.3

$R_{cn}$  – зовнішній радіус ступиці, см;

$R_{cv}$  – те ж внутрішній, см;

$R_{on}$  – зовнішній радіус осі, см;

$R_{ov}$  – внутрішній радіус осі, см; якщо вісь суцільна,  $R_{ov} = 0$ ;

$p_o$  – тиск запресовки, МПа.

Сумарна деформація в місці запресовки, віднесена до радіуса, визначається за умови, що вона дорівнює загальному натягу

$$\frac{\Delta}{2} = \frac{\Delta_c}{2} + \frac{\Delta_o}{2} = \frac{R_{cv} \cdot p_o}{E_c} \left( \frac{R_{cn}^2 + R_{cv}^2}{R_{cn}^2 - R_{cv}^2} + \mu_c \right) + \frac{R_{on} \cdot p_o}{E_o} \left( \frac{R_{on}^2 + R_{ov}^2}{R_{on}^2 - R_{ov}^2} - \mu_o \right). \quad (3.3.4.33)$$

Напруження розтягу у внутрішній поверхні ступиці  $\sigma_c$  і стиснення в осі  $\sigma_o$

$$\sigma_c = \varepsilon_c \cdot E_c = \frac{\Delta_c}{2R_{cv}} E_c = p_o \cdot \left( \frac{R_{cn}^2 + R_{cv}^2}{R_{cn}^2 - R_{cv}^2} + \mu_c \right); \quad (3.3.4.34)$$

$$\sigma_o = \varepsilon_o \cdot E_o = \frac{\Delta_o}{2R_{on}} E_o = p_o \cdot \left( \frac{R_{on}^2 + R_{ov}^2}{R_{on}^2 - R_{ov}^2} - \mu_o \right), \quad (3.3.4.35)$$

де  $\varepsilon_c$  – відносна деформація ступиці;

$\varepsilon_o$  – відносна деформація осі.

Далі встановлюється залежність зусилля запресовки  $p_o$  та напружень від величини натягу. З технічних умов запресовки відомо, що натяг  $\Delta$  при запресовці має знаходитися в якихось межах –  $\Delta_{\min} \dots \Delta_{\max}$  (0,25...0,35мм)[3].

Спочатку із залежностей (3.3.4.33) обчислюється тиск запресовки  $p_{o \min}$  при нижній межі натягу  $\frac{\Delta_{\min}}{2}$ , а потім –  $p_{o \max}$  при  $\frac{\Delta_{\max}}{2}$ . Потім із залежностей (3.3.4.34) і (3.3.4.35) знаходяться напруження в ступиці  $\sigma_c$  та осі  $\sigma_o$  при  $\frac{\Delta_{\max}}{2}$ . Таким чином утворюються дві пари взаємопов'язаних даних

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_{\min}}{2} - \sigma_{c \min}; \quad \frac{\Delta_{\max}}{2} - \sigma_{c \max}; \\ \frac{\Delta_{\min}}{2} - \sigma_{o \min}; \quad \frac{\Delta_{\max}}{2} - \sigma_{o \max}. \end{aligned}$$

По цих даних будуються графіки залежностей, з урахуванням того, що ці залежності, звичайно, мають лінійний характер рис. 3.3.4.4.

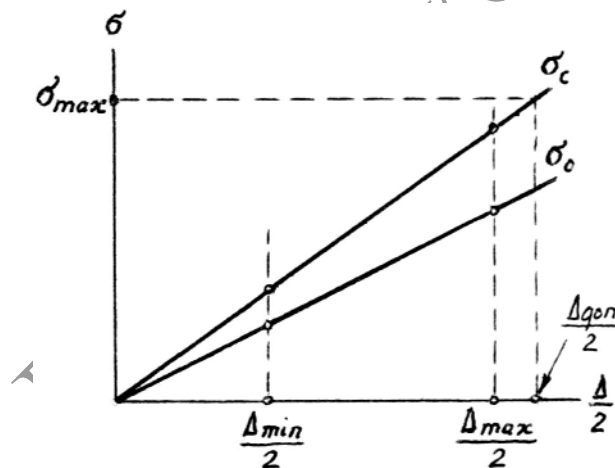


Рис. 3.3.4.4. Графік залежності

$$\sigma = f\left(\frac{\Delta}{2}\right)$$

На осі  $\sigma$  графіка позначається допустиме напруження запресовки, яке відповідає умові:

$$\sigma_{\max} \cdot n_{\sigma} = \sigma_{\sigma}, \text{ тобто } \sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\sigma}}{n_{\sigma}}, \quad (3.3.4.36)$$

де  $n_{\sigma} \approx 0,6$  – запас міцності.

Потім відповідно до величини  $\sigma_{\max}$  визначається, як показано на графіку допустимий натяг при запресовці  $\Delta_{\text{доп}}$ .

### 3.3.5. Формування колісних пар

Для формування колісних пар застосовуються два способи з'єднання їх елементів: пресовий і тепловий.

**При пресовому способі** колісний центр напресовується на вісь спеціальним гідравлічним пресом із записом індикаторної діаграми зміни тиску (зусилля) протягом ходу запресовки. Перед напресовкою поверхні деталей, що підлягають з'єднанню, ретельно протираються, після чого змащуються натуральною оліфою. Натяг, що забезпечує нормальне зусилля напресовки, повинен знаходитися в межах 0,2...0,26 мм. Діаграма напресовки вважається задовільною, якщо має вигляд плавно зростаючої кривої, дещо опуклою уверх, без суттєвих відхилень від еталонної діаграми, з якою вона зрівнюється.

**Тепловий спосіб** застосовується переважно для насадки зубчастого колеса на вісь і бандажів на колісні центри. На деяких заводах цим способом формується уся колісна пара. Натяг при цьому способі посадки колісного центра на вісь повинен становити 0,16...0,22 мм. Для захисту від корозійних пошкоджень поверхні перед насадкою вкриваються клеєм ВДУ-3 з попередньою полімеризацією (підсушкою) при температурі 160...180° С протягом 30 хвилин. Перед насадкою ступиця колісного центра нагрівається у спеціальному електричному горні струмом промислової частоти з напругою 380/220 В до температури 250...280° С. При цьому внутрішній діаметр ступиці збільшується на 0,5...0,6 мм, що дозволяє виконати посадку центра на вісь. Після повного остигання перевіряють міцність посадки шляхом трикратного навантаження пресом на центр зусиллям  $1500 \pm 50$  кН з витримкою 10 хвилин і записом діаграми зусиль.

Зубчасте колесо звичайного типу нагрівається до температури 170...200° С, а з пружними елементами – не вище, ніж 170° С для запобігання руйнування гумових елементів. Контроль температури здійснюється термомпарами. Для захисту від корозії поверхонь, що з'єднуються, також застосовується клей ВДУ-3 або еластомер ГЕН-150(В).

Внутрішні кільця підшипників та лабіринтне кільце насаджуються на буксову шийку осі також тепловим способом з попереднім нагріванням у маслі до температури 100...120° С.

Бандажі перед насадкою на колісні центри перевіряються магнітним дефектоскопом та підбираються по твердості. Різниця твердості двох бандажів однієї колісної пари не повинна перевищувати HB20. Бандажі нагріваються в спеціальному індукційному горні до температури 250...320° С. Після цього обод центра заводиться в нагрітий бандаж до упирання в бурт, у паз бандажа встановлюється укріплююче кільце, з таким розрахунком, щоб кінці його були щільно підігнані один до одного. Заключною операцією насадки бандажа є обтискування заведеного в паз кільця на спеціальному верстаті за допомогою спеціального ролика. Ця операція може також виконуватися на пневматичному молоті за допомогою спеціальної обжимки. Насадка бандажів вважається задовільною, якщо після остигання на вільному повітрі при обстукуванні бандажа молотком буде лунати чистий металевий звук.

Після насадки бандажів на їх зовнішніх бокових поверхнях вибивають чотири–п'ять кернів глибиною 1...1,5 мм, причому останній з них має розташовуватися не ближче як 10 мм від кромки упорного бурта. На поверхні ободу навпроти кернів наноситься риска тупим зубилом. По цих рисках здійснюється контроль за можливим зсувом бандажа. Після фарбування бандажів по цих кернях і рисці наноситься червоною або білою фарбою контрольна смуга шириною 25 мм.

З наведеного вище видно, що формування колісної пари тепловим способом має ряд переваг перед пресовим способом. При тепловому способі можна нанести антикорозійне покриття на поверхні, які з'єднуються, підвищити міцність з'єднання осі з колісними центрами при зменшених натягах, скоротити технологічний брак і трудомісткість формування.

На закінчення слід підкреслити, що формуванням колісних пар вважається виготовлення колісних пар з нових елементів. Заміна окремих частин колісних пар (осей, колісних центрів, вінців, зубчастих коліс) новими або ще придатними, але такими, що вже були в експлуатації, вважається ремонтом колісних пар зі зміною елементів.

З метою подовження ресурсу бандажів, після формування та механічної обробки колісних пар на вимогу замовників на локомотиворемонтних заводах і у локомотивних депо може виконуватися плазмове зміцнення гребенів та поверхонь кочення коліс.

### 3.5. ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ

#### 3.5.1. Основні поняття та призначення пружного підвішування

Колісні пари зв'язані з рамою візка та рамою (кузовом) локомотива через систему пружних елементів, балансирів, підвісок, тяг, валиків і пристроїв, що поглинають енергію коливань. Ця система зветься ресорним (пружним) підвішуванням. Власно кажучи, слово «ресорне» треба вживати лише тоді, коли в системі є пружний елемент – так звана «листова ресора». За часів, коли писалися основні підручники, так чи інакше пов'язані з конструкцією та теорією локомотивів як старого, так і більш нових поколінь, листова ресора була обов'язковим елементом пружного підвішування. На сучасних локомотивах – тепловозах та електровозах нових типів – часто застосовуються системи підвищування без листових ресор. Тому далі будемо вживати узагальнену назву системи: пружне підвішування або просто: підвішування.

Прийнято ту частину конструкції локомотива, маса якої відокремлена від колісних пар пружним відношенням, називати обресореною або підресореною. Відповідно, частину, не відокремлену від колісних пар, сила ваги якої безпосередньо передається на рейки, називають не обресореною або не підресореною. Раніше в літературі можна було зустріти ще й таку назву не обресореної частини (маси): «мертва». До не обресореної частини повністю залежать колісні пари та букси, частково – деякі елементи пружного підвішування, тягового осьового редуктора, тягових електродвигунів (ТЕД) та інші.

Основними характеристиками (параметрами) пружного підвішування та окремого взятого пружного елемента є жорсткість, гнучкість і прогин. Жорсткість це навантаження, яке викликає прогин системи підвішування (або окремо пружного елемента) на одиницю довжини – мм, см. Гнучкість – величина, зворотна жорсткості. Одиниця виміру жорсткості – Н/мм, прогину – мм. Можуть вживатися й інші одиниці: кН/см, Н/см; см та ін. У розрахунках передбачається визначення та аналіз як статичних, так і динамічних величин цих параметрів. Динаміка при цьому враховується за допомогою відповідних коефіцієнтів динаміки, що обчислюються емпіричними формулами. А у спрощених розрахунках – простим збільшенням статичних величин на 30–40%.

Коли колісна пара проходить через нерівність колії (стик, хрестовину або ділянку колії з нерівною жорсткістю та пружним прогином), виникають динамічні навантаження, в тому числі ударні. При цьому не обресорені час-

тини (маси) зазнають великих прискорень, які часто досягають 25g. Виникненню динамічних навантажень сприяють також дефекти колісної пари: місцеві порушення поверхні катання (неоднорідний прокат, повзуни) ексцентрична посадка колеса на вісь, не зрівноваженість колісної пари та інші.

Пружне підвішування призначається, для зменшення динамічного діяння колії, динамічних і ударних зусиль, що передаються від рейок на елементи візків та кузова, а також для гасіння коливань локомотива. Саме пружне підвішування, зменшуючи прискорення обресореної частини та вертикальне динамічне навантаження на неї та колію, забезпечує необхідну плавність ходу локомотива, а через це – досить комфортні умови роботи локомотивної бригади. З іншого боку, пружне підвішування (власно, його збалансовані системи) полегшує задачу правильного розподілу маси локомотива між колісними парами та забезпечує часткову передачу горизонтальних поперечних сил з боку коліс на раму візка та кузов.

### 3.5.2. Класифікація систем пружного підвішування

Пружне підвішування локомотива як у цілому, так і залежно від функції його вузлів можна класифікувати за такими ознаками:

- по кількості ступенів підвішування: одно – та двохступеневе; крім того, в межах одного ступеня може бути поодиноким та подвійним;
- по кількості точок підвішування; індивідуальне та збалансоване (трьох точкове або чотирьох точкове);
- по наявності зв'язку підвішування візків між собою або правого боку підвішування візка з лівим: спряжене та неспряжене; коли підвішування одного візка з'єднане балансирами з підвішуванням іншого візка, систему зветься повздовжньо-спряженою; коли права сторона підвішування з'єднана балансирами з лівою, система зветься поперечно – спряженою;
- по функціях, що виконують елементи системи підвішування: активні (пружні) елементи, реактивні елементи і елементи, що поглинають енергію коливань;
- по матеріалу пружних елементів: металеві та гумові.

Характеризуючи класифікаційні ознаки систем пружного підвішування, слід зробити такі пояснення.

Стосовно кількості ступенів підвішування. Відомо, що для того, щоб підвищити плавність ходу локомотива необхідно зменшити загальну жорсткість підвішування. Зробити це шляхом зниження жорсткості одного чи гру-

пи пружних елементів часто не вдається за умови міцності або конструктивних міркувань. У цьому випадку обресорену частину поділяють по вертикалі на кілька ступенів (частіш за все на два) і поєднують один з одним пружним підвішуванням. Верхній (у літературі – кузовний, центральний, рамний) ступінь поділяє масу кузова на візок. Нижній (буксовий або над буксовий) поділяє силу ваги локомотива від рам візків по колісних парах.

Двоступінчасте підвішування у загальному випадку має більшу масу та конструктивну складність, ніж одно ступінчасте, але його переваги дозволяють ефективно використовувати його на локомотивах, особливо швидкісних. Перевагами двох ступінчастого підвішування є: зручне розміщення пружних елементів (головним чином, ресор і пружин) при невеликій загальній жорсткості усієї системи; спрощена конструкція механізму горизонтальних переміщень кузова відносно візків; менший вплив на кузов високочастотних вібрацій, що виникають при ударах коліс під час їх проходження по стиках колії; менші взаємні переміщення елементів тягового приводу (особливо при опорна – рамному підвішування ТЕД); менший вплив на колію під час гальмування локомотива, коли буксовий ступінь підвішування заблокований механічною частиною гальмової системи. Двох ступінчасте підвішування застосовується на вітчизняних локомотивах – тепловозах ТЭП60; ТЭП70; ТЭМ7, електровозі ВЛ60 та інших типах тягового рухомого складу нового покоління.

Якщо в межах одного ступеня пружні елементи підвішування з'єднані послідовно, то таке підвішування зветься подвійним. В іншому випадку ступінь зветься поодиноким.

Стосовно кількості точок підвішування. Точкою підвішування називається група пружних елементів, з'єднаних між собою балансирами [ ]. Але не всяка система підвішування має балансири. Тому можна запропонувати ще й таке визначення: точка підвішування – це точка спирання рами візка на систему підвішування. Таке визначення більш універсальне. Наприклад, при індивідуальному підвішуванні пружні елементи між собою не з'єднані, й воно іноді зветься незалежним: реагуючи на нерівності колії, кожна колісна пара переміщується самостійно. Конструкція такого підвішування, в порівнянні з іншими системами найбільш просто, сумарна маса його елементів, частка яких є не обресореними, приблизно втричі менша за збалансоване підвішування. У конструкції індивідуального підвішування значно менше елементів і з'єднань, тертя в яких викликає зношування й вимагає регулярного змащування. Тому утримання індивідуального підвішування в експлуатації та ре-

монт значно простіші та дешеві, ніж інших систем. Однак при індивідуальному підвішуванні необхідна більша точність підбирання елементів і монтажу систем. Величина жорсткості пружних елементів і їх висота у вільному стані не повинні суттєво відрізнятися одна від одної, а сукупно – від заданих технічними умовами, інакше виникне нерівність статичних навантажень, які передаються колесами на рейки. Зменшення статичного навантаження на якусь колісну пару відносно інших в режимі руху з силою тяги, близькою до граничної по умові зчеплення коліс з рейками призводить до підвищеної ймовірності її буксування. При індивідуальному приводі колісних пар розвантаження однієї колісної пари та перенавантаження інших викликає зменшення такого показника як коефіцієнт використання зчіпної маси локомотива. Це питання буде розглянуте нижче.

При одноступінчатому індивідуальному підвішуванні кількість точок підвішування залежить від кількості коліс локомотива. Це зумовлює високий ступень статичної невизначеності в розподілі навантажень на колеса. Зміна під час руху початкової висоти пружного елемента призводить до пропорційної зміни навантаження на цей пружний елемент. Індивідуальне підвішування застосовується на тепловозах 2ТЭ116, 2ТЭ10В, ТЭП70, ТЭП75, електровозах ВЛ10 та інші.

Тому для забезпечення рівномірного перерозподілу навантажень на колесах локомотивів у статиці, а також під час руху широко застосовується об'єднання пружних елементів у групи (точки підвішування) шляхом з'єднання їх між собою балансирами. Але безпосереднє призначення балансирів – вирівнювати навантаження між колісними парами при наїзді на нерівності колії – практично виконується лише при малих швидкостях руху. При значних швидкостях динамічні навантаження, які мають короткий (імпульсний) період дії, не встигають перерозподілятися між колесами та колісними парами в наслідок значної інерції ресор і балансирів, тертя в ресорах і шарнірних з'єднаннях, тому що ці фактори сповільнюють їх кутові переміщення. Використання балансирів дозволяє зменшити ступень статичної невизначеності в розподілі навантажень на колеса. Це пояснюється тим, що, не дивлячись на наявність кількох пружних елементів, обресорена будова локомотива через раму візка спирається на одну точку. В пружному підвішуванні застосовують як поздовжні балансири, які зв'язують пружні елементи коліс у поздовжній площині, так і поперечні балансири, які зв'язують пружні елементи однієї колісної пари. У першому випадку створюється чотирьох точкове підвішування, в другому – трьохточкове.

Достоїнством збалансованого підвішування є також те, що при наїзді одного з коліс на нерівність колії навантаження перерозподіляється між іншими, які зв'язані балансирами. Але при значних швидкостях руху (більше 60 км/год) в наслідок великої інерційності ресор і балансирів ефект розподілу навантажень різко знижується й навантаження від колісної пари рейки може навіть зростати.

Недоліком чотирьохточкового підвішування є те, що при невірній за-тяжці або установці будь – якого пружного елемента виникає порушення розподілу маси обресореної частини між колесами. Тому локомотиви з таким підвішуванням необхідно виконувати суворо симетричними (по масі) відносно подовжньої вертикальної площини та періодично перевіряти в експлуатації на вагах і відновлювати вихідні навантаження на колеса. Але цілком зрозуміло, що насправді дотриматися цих вимог досить важко.

Трьохточкове підвішування не реагує на невірний підбір або втрату частини несучої здатності будь – якого пружного елемента. Але таке підвішування має меншу кутову жорсткість відносно подовжньої осі локомотива, що призводить у ряді випадків до підвищеного бічного гойдання локомотива в експлуатації.

До недоліків збалансованого підвішування слід віднести й те, що шарнірні з'єднання зазнають сильного зносу, причиною якого є значні тиск і тертя між валиками та втулками, що значно зростають в наслідок перекосів підвісок при поперечних переміщеннях букс і суттєво знижують чутливість системи підвішування у цілому. Ці практичні прояви зменшують теоретичні переваги збалансованої системи підвішування з точки зору перерозподілу навантажень від коліс на рейки.

Серед збалансованих систем підвішування найбільше розповсюдження має одно ступінчате чотирьох точкове підвішування (тепловози ТЭЗ, ТЭ7, 2ТЭ10Л, 2ТЭ121, ТЭМ1, ТЭМ2, ТГМ3, (3А, 3Б), ТГМ4, електровози ВЛ8, ВЛ60, та інші).

Стосовно зв'язку підвішування візків між собою або правою половиною системи підвішування з лівою. Слід відмітити, що позовжньо – та поперечно – спряжені системи підвішування були розповсюджені на паровозах, на сучасних локомотивах вони майже не зустрічаються, хоча є конструкції зарубіжних електровозів з позовжньо – спряженими системами підвішування. На тепловозах позовжньому спряженню підвішування заважає паливний бак.

Стосовно функції, які виконують елементи системи підвішування. Активні (пружні) елементи – це конструкції, які виконують механічну роботу: листові, пневматичні та торсійні ресори спіральні (виті циліндричні) пружини, тарілчасті пружини, гумово - металеві ресори (ресори Meri) та гумові амортизатори. Реактивні елементи – вони механічну роботу не виконують, а лише зв'язують пружні елементи між собою, з буксами та рамою візка в єдину систему підвішування: балансири, підвіски, валики, втулки тяги та інші. Елементи, що поглинають енергію коливань: ті ж листові та гумово – металеві ресори, фрикційні, гідравлічні, пружинно – гідравлічні та інші демпфери (гасителі коливань).

Стосовно матеріалу пружних елементів. Це в основному ресорна сталь марок 55C2; 60C2; 65C2BA (листові ресори та спіральні пружини). Гума спеціальних марок застосовується в конструкціях гумово – металевих амортизаторів, пневматичних та гумово – металевих ресор. Детально властивості та характеристики цих матеріалів описуються в [1], [2], [3], [8], [9] та іншій літературі. В таблицях 3.5.2.1 та 3.5.2.2 наводяться лише основні характеристики та параметри матеріалів.

Таблиця 3.5.2.1

Характеристики ресорних сталей

| Найменування параметра<br>(характеристики) | Значення параметра (характеристики) для сталі марки: |             |
|--------------------------------------------|------------------------------------------------------|-------------|
|                                            | 55C2                                                 | 60C2        |
| Вміст, % : – вуглець                       | 0,52...0,60                                          | 0,57...0,65 |
| – марганець                                | 0,60...0,90                                          | 0,60...0,90 |
| – кремній                                  | 1,50...2,00                                          | 1,50...2,00 |
| – сірка (не більше)                        | 0,040                                                | 0,040       |
| – фосфор (не більше)                       | 0,040                                                | 0,040       |
| – хром (не більше)                         | 0,30                                                 | 0,30        |
| – нікель (не більше)                       | 0,40                                                 | 0,40        |
| Тимчасовий опір, МПа: $\sigma_b$           | 1300                                                 | 1300        |
| $\tau_b$                                   | 900                                                  | 850         |
| Границя текучості, МПа: $\sigma_T$         | 1200                                                 | 1200        |
| $\tau_T$                                   | 700                                                  | 650         |
| Границя витривалості, МПа                  |                                                      |             |
| $\sigma_{u-1}$                             | 480                                                  | 450         |
| $\tau_{u-1}$                               | 360                                                  | 300         |

## Характеристики технічної гуми

| Найменування параметра (характеристики)   | Значення параметра (характеристики) для гуми марки |         |          |      |           |         |             |         |
|-------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------|----------|------|-----------|---------|-------------|---------|
|                                           | Немаслостійка                                      |         |          |      |           |         | маслостійка |         |
|                                           | 7-1847                                             | 7-2959  | 7-2959-Б | 8075 | 2462-К2   | 7842    | 3063        | НО-68-1 |
| Твердість по Шору, $h$                    | 42,5                                               | 45...60 | 56       | 73   | 70...80   | 63...65 | 45...60     | 55...70 |
| Опір розриву, $\sigma_g$ , МПа            | 18                                                 | 16      | 14       | 12,3 | 11,6...15 | 16      | 9           | 9       |
| Відносне видовження, $\varepsilon$ , %    | 675                                                | 500     | 573      | 276  | 240...390 | 650     | 500         | 250     |
| Залишкове видовження, $\varepsilon_0$ , % | 30                                                 | 32      | 18       | 7    | 6...14    | 22      | 20          | 12      |
| Температура крихкості, $t_K$ , °C         | -50                                                | -55     | -60      | -42  | -52...-49 | -55     | -37         | -55     |

## 3.5.3. Листова ресора

Листова ресора являє собою пакет металевих листів різної довжини, виготовлених з полосової сталі (рис.3.5.2.1). У середній частині пакет щільно охоплений хомутом.

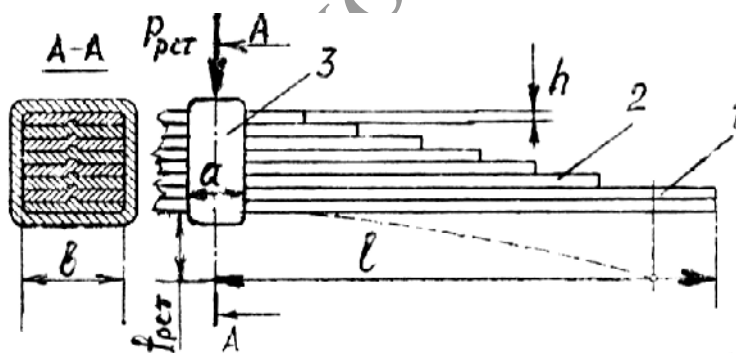


Рис. 3.5.3.1. Листова ресора:

1 – лист корінний; 2 – лист ступінчастої частини; 3 – хомут

При роботі листова ресора зазнає знакозмінних напружень, які наближаються до границі текучості тому до матеріалу, з якого ресора виготовляється, та до його термічної обробки пред'являються високі вимоги. Ресори виготовляються з кремністої сталі марок 55С2 і 60С2, характеристики яких наведені в таблиці 3.5.3.1. Полоси, з яких виготовлюються листи ресори, підлягають термічній обробці з суворим дотриманням режиму: загартування в маслі при температурі 880° C і відпуск при вторинному нагріванні до 400 –

500° С. У середній частині полоси мають виштампуваний поздовжній виступ, яким листи при складанні ресори фіксуються один відносно одному співвісна. Крім того, цей виступ збільшує жорсткість листа. Пригодність ресорних листів до складання перевіряється визначенням твердості, яка має бути НВ 363–432. Комплект листів перед складанням щільно стискається, й на його середню частину надівається в гарячому стані хомут із м'якої сталі Ст3 (або Ст10, Ст15), який після цього обжимається на пресі. Листи перед складанням ретельно змащуються сумішшю машинного масла (25%), солідолу (25%) та графіту (50%). Це підвищує чутливість ресори до зміни навантаження та зменшує знос листів.

Листи ресори у вільному стані мають вигнуту форму. Під статичним навантаженням вони майже випрямляються, але зворотний прогин листів не допускається; це свідчить про втрату пружності ресори.

Після виготовлення або ремонту ресори випробовуються на згин під статичним навантаженням, яке викликає в листах напруження 1000 Н/мм<sup>2</sup>. Залишкові деформації після випробувань не допускаються. На втомність ресори випробовуються на спеціальному стенді, який дозволяє змінювати амплітуду коливань у процесі змінного навантаження – розвантаження ресори. Основні розміри та характеристики локомотивних ресор наведені в таблиці 3.5.3.1. Більш детально вони розглядаються в [ ], [ ], [ ], та іншій літературі.

Для того щоб листи ресори працювали з однаковим напруженням, ресора теоретично повинна мати форму бруса (балки) рівного опору згину. Практично такий брус змінюється комплектом листів, які ступінчасте збільшуються по довжині (їх іноді звуть «набірними») і таким чином максимально наближають ресору до окреслень бруса рівного опору згину. Два – три нижні листи – найдовші, вони мають однаково довжину для закріплення (спирання) ресори в системі пружного підвішування. Ці листи звуться «корінними». Головними характеристиками листової ресори є прогин, жорсткість і гнучкість. Статичний прогин – це вертикальне зміщення будь – якої точки, розташованої по осі хомута, під статичним навантаженням ресори, прикладеним по осі хомута. Жорсткість (статична) – це величина статичного навантаження, що спричиняє прогин ресори на одиницю довжини. Гнучкість – величина, зворотна жорсткості. Відповідні динамічні величини спричиняються динамічним навантаженням, тобто

$$P_{pd} = P_{pct} \pm \Delta P_d, \quad (3.5.3.1)$$

де  $P_{pct}$  – статичне навантаження ресори, кН;

## Характеристики локомотивних листових ресор

| Тип (серія ) локомотива              | Кількість листів |                      | Переріз листа*<br>(шир.×товщ.),<br>мм | Робоче навантаження, кН | Прогин під статичним навантаженням, мм | Довжина ресори під статичним навантаженням, мм | Жорсткість ресори, Н/мм |
|--------------------------------------|------------------|----------------------|---------------------------------------|-------------------------|----------------------------------------|------------------------------------------------|-------------------------|
|                                      | корінних         | ступінчастої частини |                                       |                         |                                        |                                                |                         |
| ТЭ1: – передня                       | 3                | 9                    | 130×10                                | 81,5                    | 22                                     | 660                                            | 370                     |
| – задня                              | 4                | 10                   | 130×12                                | 81,5                    | 42                                     | 1040                                           | 194                     |
| ТЭ2: – І варіант                     | 4...5            | 13                   | 130×10                                | 81,5                    | 60                                     | 1040                                           | 136                     |
| – ІІ варіант                         | 4                | 12                   | 130×12                                | 81,5                    | 90                                     | 1385                                           | 90,5                    |
| ТЭ3: – І варіант                     | 4...5            | 15                   | 130×10                                | 85                      | 80                                     | 1150                                           | 173                     |
| ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ40, 2ТЭ10Л | 2                | 6                    | 120×16                                | 86                      | 50                                     | 1150                                           | 173                     |
| ТЭП60                                | 2                | 6                    | 120×16                                | 97                      | 39,3                                   | 1050                                           | 246                     |
| ВЛ22 <sup>М</sup> , ВЛ8              | 4                | 10                   | 100×13                                | 81,4                    | 51,8                                   | 1100                                           | 157                     |
| ВЛ10 з №009                          | 3                | 7                    | 120×16                                | 84,6                    | 69,5                                   | 1400                                           | 121,6                   |
| ВЛ60, ВЛ60 <sup>П</sup> , ІІ варіант | 3                | 7                    | 120×16                                | 84,2                    | 69,3                                   | 1400                                           | 121,6                   |
| ВЛ80 з №023, ІІ варіант              | 3                | 7                    | 120×16                                | 87,3                    | 71,8                                   | 1400                                           | 121,6                   |
| ЧС2                                  | 3                | 6                    | 120×16                                | 83,3                    | 46,5                                   | 1200                                           | 179                     |

\* Примітка. Розміри жолобчастої сталі по ГОСТ 7419–85:

|             |    |    |    |    |    |    |     |    |    |     |     |     |     |
|-------------|----|----|----|----|----|----|-----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| Ширина, мм  | 63 | 63 | 76 | 76 | 76 | 76 | 89  | 89 | 89 | 100 | 110 | 120 | 120 |
| Товщина, мм | 10 | 13 | 7  | 10 | 11 | 13 | 9,5 | 10 | 13 | 13  | 13  | 12  | 16  |

$P_{p\partial}$  – те ж динамічне, кН;

$\Delta P_{\partial}$  – динамічний додаток навантаження, кН.

У розрахунку беруться до уваги такі основні розуміння. Ресора представляється як балка суцільного перерізу шириною  $b$  (рис. 3.5.3.1) висотою (товщиною)  $H$ , робочою довжиною  $l$ , яка навантажена зосередженою статичною силою  $P_{pct}$  по осі хомути. Статичний прогин  $f'_{pct}$  такої балки буде

$$f'_{pct} = \frac{2P_{pct}l^3}{E \cdot b \cdot H^3}. \quad (3.5.3.2)$$

Якщо замість суцільної балки товщиною  $H$  взяти набір листів, кількість яких  $\kappa$ , тобто  $H = \kappa \cdot h$ , та знехтувати тертям, то отримаємо її прогин

$$f_{pct} = \frac{2P_{pct}l^3}{E \cdot b \cdot \kappa \cdot h^3}. \quad (3.5.3.3)$$

Але якщо, як було вище, взяти  $H = \kappa \cdot h$ , то статичний прогин такої ресори буде

$$f'_{pct} = \frac{2P_{pct}l^3}{Eb\kappa^3h^3} \quad (3.5.3.4)$$

і

$$\frac{f_{pct}}{f'_{pct}} = \kappa^2, \quad (3.5.3.5)$$

що зумовлює широке розповсюдження ресор, як пружних елементів підвішування транспортних засобів.

Напруження згину в листах ресори будуть відповідно

$$\sigma'_u = \frac{3P_{pct}l}{b\kappa^2h^2}, \quad \sigma_u = \frac{3P_{pct}l}{b\kappa h^2}, \quad \frac{\sigma_u}{\sigma'_u} = \kappa. \quad (3.5.3.6)$$

З наведених вище співвідношень витікає важливий практичний висновок: якщо статичний прогин ресори як набору листів більше статичного про-

гину ресори як суцільної балки в  $\kappa^2$  разів, то напруження в листах більше лише в  $\kappa$  разів.

Статичний прогин ресори можна визначити й через момент інерції листів  $I$ :

$$f_{pcm} = \frac{P_{pcm} l^3}{4 E \kappa I}. \quad (3.5.3.7)$$

Якщо прийняти припущення, що форма листової ресори точно відповідає брусу рівного опору згину, то в кожному листі такої ідеальної ресори виникатимуть однакові статичні напруження згину, Н/м<sup>2</sup> (Па)

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{\kappa W_z}, \quad (3.5.3.8)$$

де  $M_{\max}$  – максимальний згинаючий момент у даному перерізі листа, Н·м;

$W_z$  – момент опору перерізу листа відносно горизонтальної осі  $z$ , см<sup>2</sup>;

При цьому:

$$M_{\max} = \frac{P_{pcm} \cdot l}{2}; \quad (3.5.3.9)$$

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6}. \quad (3.5.3.10)$$

Якщо підставити ці вирази  $M_{\max}$  і  $W_z$  у вираз (3.4.3.6) для  $\sigma_u$ , то отримаємо робочу формулу для обчислення напруження в листі ресори:

$$\sigma_u = \frac{3 P_{cmp} l}{\kappa b h^2} \quad (3.5.3.11)$$

при цьому вважається, що

$$\kappa = m + n + 1, \quad (3.5.3.12)$$

де  $m$  – кількість корінних листів;

$n$  – кількість листів ступінчастої частини (набірних);

1 – облік впливу хомута на напруження в листі, вплив хомута умовно враховується як зменшення довжини листа (ресори) на  $1/3$  довжину хомута.

Таким чином, остаточно для розрахунків слід прийняти формулу

$$\sigma_u = \frac{3P_{cmp}l}{bh^2(m+n+1)}. \quad (3.5.3.13)$$

Розрахунковий прогин ресори під статичним навантаженням (так званий статичний прогин)  $f_{pct}$ , мм

$$f_{pct} = \frac{6P_{cmp}(l - a/6)^3}{Ebh^3(3m+2n)}. \quad (3.5.3.14)$$

де  $a$  – довжина хомута, м;

$E = 2,05 \cdot 10^{11}$  Па – модуль пружності і роду (модуль Юнга).

Розрахункова жорсткість ресори (статична):

$$j_{pct} = \frac{P_{pct}}{f_{pct}} = \frac{Ebh^3(3m+2n)}{6\left(l - \frac{a}{6}\right)^3}. \quad (3.5.3.15)$$

Залежність (силова характеристика) статичного навантаження ресори від прогину характеризує її пружні властивості та здатність до дисипації енергії коливань (рис. 3.5.3.2).

Як видно, на теоретичній силовій характеристиці ресори в первісний момент навантаження зростає, а прогин не з'являється з-за наявності тертя між листами (лінія  $OA$ ). Далі навантаження зростає пропорційно прогину в притул до його номінального значення  $P_{pct}$  (лінія  $AB$ ).

Якщо після цього навантаження знижувати, то протягом деякого зниження (відрізок  $BC$ ) прогин змінюватися не буде, знов-таки з-за наявності тертя між листами. Далі навантаження знижуватиметься пропорційно прогину (лінія  $CG$ ), але після повного зняття навантаження залишається пропорційно

прогину (лінія  $CG$ ), але після повного зняття навантаження залишається деякий залишковий прогин (лінія  $OG$ ) з-за тертя між листами.

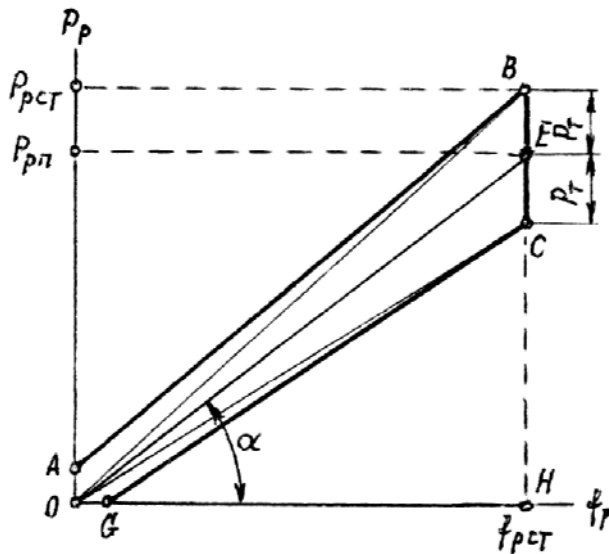


Рис. 3.5.3.2. Діаграма статичного навантаження – розвантаження ресори (теоретична)

Таким чином, площа фігури  $OABCG$  чисельно характеризує величину роботи тертя між листами ресори. Якщо тепер ординату  $BC$  поділити навпіл (точка  $E$ ), то площа фігури  $OABE$  буде чисельно характеризувати роботу тертя при навантаженні ресори, а площа фігури  $OECG$  – роботу тертя при розвантаженні ресори. Якщо так, то лінія  $OE$  являтиме собою характеристику зміни пружної сили при навантаженні – розвантаженні ресори, площа трикутника  $OED$  – роботу пружної сили, а тангенс кута – жорсткість ресори:  $\mathcal{J}_p = \tan \alpha = P_{рст} / f_{рст}$ .

Відношення роботи тертя до роботи пружних сил зветься коефіцієнтом відносного тертя ресори  $\phi$  цей коефіцієнт обчислюється за формулою

$$\phi = \mu(m + n - 1) \frac{h}{l}, \quad (3.5.3.16)$$

де  $\mu = 0,2 \dots 0,4$  – коефіцієнт внутрішнього тертя між листами ресори, який залежить від степені змащення листів.

Теоретично вважається, що навантаження ресори пропорційно її погину. Якщо так, то відношення робіт можна замінити на відношення сил, тоді коефіцієнт відносно тертя буде виглядати таким:

$$\varphi = \frac{P_m}{P_n}, \quad (3.5.3.17)$$

де  $P_m$  – сили тертя;

$P_n$  – пружна сила.

Але практична з-за неоднорідні змащення листів реальна силова характеристика ресори може виглядати приблизно так, як показано на рис. 3.5.3.3.

Дійсні умови роботи ресори під постійним статичним навантаженням на неї від обресореної частини локомотива відображаються на силовій характеристиці (діаграмі навантаження–розвантаження) рис. 3.5.3.4.

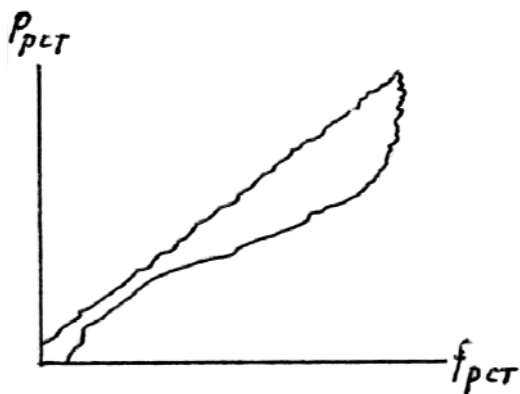


Рис. 3.5.3.3. Практична діаграма навантаження–розвантаження ресори

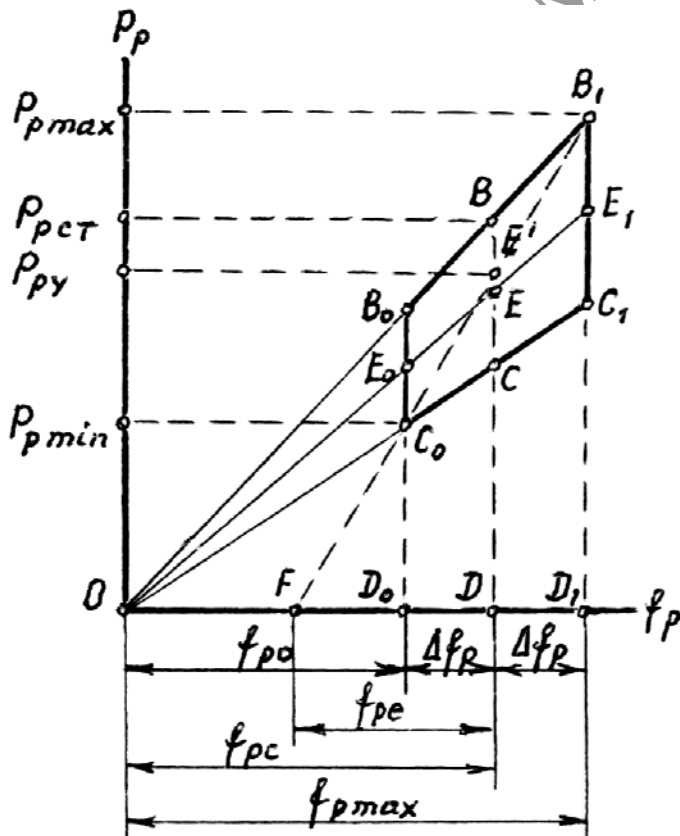


Рис. 3.5.3.4. Діаграма динамічного навантаження–розвантаження ресори

Приведене умовне навантаження на ресору  $P_{py}$  визначається як середнє між силами  $P_{p\max}$  і  $P_{p\min}$ , які на діаграмі рис. 3.5.3.4 відповідають точкам  $B_1$  (при прогині  $f_{p\max}$ )  $C_0$  (при прогині  $f_{p0}$ ):

$$P_{py} = \frac{P_{p\max} + P_{p\min}}{2}, \quad (3.5.3.18)$$

а приведена (умовна) жорсткість – за формулою

$$\mathcal{K}_{py} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_{pi}}{f_{pi}}}{N_y}, \quad (3.5.3.19)$$

де  $N_y$  – кількість точок, узятих по лінії чисто пружних сил.

Співвідношення умовної та статичної жорсткостей встановлюється через поправний коефіцієнт теоретичної формули  $K_m$

$$K_m = \frac{\mathcal{K}_{py}}{\mathcal{K}_{pc}}. \quad (3.5.3.20)$$

Динамічна жорсткість ресори  $\mathcal{K}_{p\partial}$

$$\mathcal{K}_{p\partial} = \frac{P_{p\max} - P_{p\min}}{f_{p\max} - f_{p\min}} = \mathcal{K}_{py} \frac{K'_\partial (1 - \mu^2)}{K'_\partial - \mu}, \quad (3.5.3.21)$$

де  $K'_\partial$  – приведений коефіцієнт вертикальної динаміки (без урахування відносного тертя в ресорі);

$$K'_\partial = \frac{P_{py} + P_m}{P_{pct}}. \quad (3.5.3.22)$$

Цей коефіцієнт урахує лише ту частину сили тертя, яка виникає при роботі ресорі, при цьому до уваги не береться та частина сили тертя, що витрачається на створення залишкового прогину ресори. Тому з урахуванням наведеного вище можна записати

$$P_{p \max} = P_{py} (1 + K'_\partial); \quad (3.5.3.23)$$

$$P_{p \min} = P_{py} (1 - K'_\partial).$$

Роль тертя в ресорі. Вище було показано, що робота тертя в ресорі оцінюється коефіцієнтом відносного тертя  $\varphi$  (формула (3.5.3.16)). Дослідженнями встановлено, що ресора має достатню чутливість до коливань навантаження тоді, коли  $\varphi = 3,5 \dots 6,0\%$ , але ж не більше 6%. Роль коефіцієнта можна розкрити шляхом таких міркувань.

Динамічне навантаження на ресору  $P_{p\partial}$  у спрощених розрахунках визначається звичайно через коефіцієнт вертикальної динаміки  $K_\partial$  (формула (3.3.0.0))

$$K_\partial = 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{cm}},$$

тобто

$$P_{p\partial} = P_{pct} K_\partial. \quad (3.5.3.24)$$

Сила тертя в ресорі, приведена до хомута  $P_{mx}$  буде приблизно такою, якщо знехтувати нерівномірністю стиснення листів у зоні хомута

$$P_{mx} = P_{pct} \varphi. \quad (3.5.3.25)$$

Прогин ресори під динамічним навантаженням

$$f_{p\partial} = \frac{P_{p\partial} - P_{mx}}{J_{pct}} = \frac{P_{pct} K_\partial - P_{pct} \varphi}{J_{pct}} = \frac{P_{pct}}{J_{pct}} (K_\partial - \varphi). \quad (3.5.3.26)$$

Динамічна жорсткість ресори

$$J_{p\partial} = \frac{P_{p\partial}}{f_{p\partial}} = \frac{P_{pct} K_\partial}{\frac{P_{pct}}{J_{pct}} (K_\partial - \varphi)} = J_{pct} \frac{K_\partial}{K_\partial - \varphi} = J_{pct} \frac{1}{1 - \frac{\varphi}{K_\partial}}. \quad (3.5.3.27)$$

З останнього виразу видно, що при  $K_{\partial} = \varphi$  і  $\mathcal{K}_{p\partial} = \infty$ , тобто при  $K_{\partial} \leq \varphi$  ресора втрачає еластичність і перетворюється на жорстку балку (брус). Працювати як пружний елемент підвішування ресора починає лише при  $K_{\partial} > \varphi$ , тобто при  $P_{p\partial} > P_{mx}$ . Тому щоб поліпшити роботу ресори при малих амплітудах коливань, її доповнюють гумовими амортизаторами, встановленими послідовно.

#### 3.5.4. Вита циліндрична (спіральна) пружина

Вита циліндрична (спіральна) пружина, (надалі – пружина) виготовляється з прутів круглого перерізу з гарячекатаної сталі марок 55С2, 60С2, 65С2ХФА, 65С2ВА, з відповідною термообробкою. Твердість матеріалу пружини у термообробленому стані повинна бути НВ 370...440 або HRC 40...70. Для забезпечення щільного прилягання витків до опорних поверхонь кінці заготовок відтягуються по довжині на  $3/4$  витка. Тому кількість робочих витків пружини приблизно на 1,5 витка менше повної (загальної) кількості. Крок витків має бути таким, щоб при повному навантаженні не виникало замикання витків, а залишався проміжок (зазор) приблизно в 3 мм. Підвищення втомної міцності пружин їх піддають дрібострумінному наклепу, заневолюванню або прутки перед виготовленням пружини шліфуються (наприклад, пружини другого ступеня підвішування тепловоза ТЭП70). Режимми термообробки та зміцнення обираються такими, щоб вони забезпечували довговічність пружини в межах установленної кількості циклів навантаження.

У деяких системах підвішування (тепловози 2ТЭ116, 2ТЭ10М) пружинні комплекти складаються з двох – трьох пружин, установлених одна в одну. З метою уникнення торцевого закручування та перекосу пружини на прями заливки зовнішньої та внутрішніх пружин повинні бути протилежними. Опорні стакани пружин повинні запобігати бічному зміщенню пружин.

Розрахунок пружин здійснюється на кручення та зсув. Розрахункова схема показана на рис. 3.5.4.1.

Згідно наведеним вище, кількість повних витків пружини  $n$  становить

$$n = n_p + 1,5, \quad (3.5.4.1)$$

де  $n_p$  – кількість робочих витків;

1,5 – кількість опорних витків.

Індекс пружини  $C$  визначає співвідношення діаметра пружини  $D$  і діаметра прутка (витка)  $d$ :

$$C = \frac{D}{d}. \quad (3.5.4.2)$$

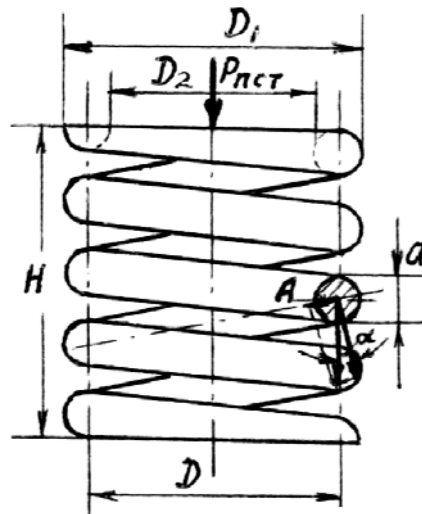


Рис. 3.5.4.1. Виток циліндрична пружина

У перерізі  $A$  пружини діє статичний згинаючий момент  $M$

$$M = P_{ст} \frac{D}{2}, \quad (3.5.4.3)$$

де  $P_{ст}$  – статичне навантаження на пружину, кН; ця сила викликає скручування та зріз витків.

Напруження скручування у витку  $\tau_k$

$$\tau_k = \frac{M}{W_0}. \quad (3.5.4.4)$$

де  $W_0$  – полярний момент опору перерізу витка,  $\text{см}^3$ ;

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (3.5.4.5)$$

Після підстановки (3.5.4.5) у (3.5.4.4) отримаємо

$$\tau_k = \frac{8P_{nct}D}{\pi d^3}. \quad (3.5.4.6)$$

Дотичне напруження зрізку в перерізі витка  $\tau_3$

$$\tau_3 = \frac{P_{nct}}{F}, \quad (3.5.4.7)$$

де  $F$  – площа перерізу витка,  $\text{см}^2$ ;

$$F = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (3.5.4.8)$$

Після підстановки (3.5.4.8) у (3.5.4.7) отримаємо

$$\tau_3 = \frac{4P_{nct}}{\pi d^2}. \quad (3.5.4.9)$$

Сумарне (вислідне) напруження  $\tau$

$$\tau = \tau_k + \tau_3. \quad (3.5.4.10)$$

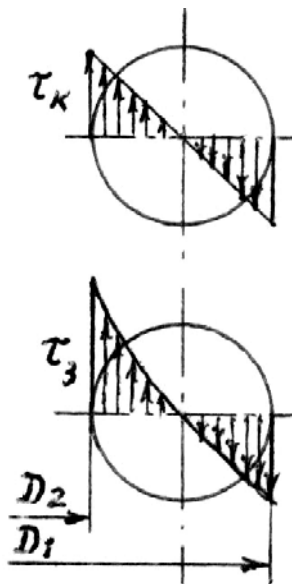
Виток пружини має криволінійну форму. Тому напруження на його внутрішньому діаметрі  $D_2$  більше, ніж на зовнішньому  $D_1$  (рис. 3.5.4.2). При цьому сила  $P_{nct} \sin \alpha$  (рис. 3.5.4.1) викликає нормальні напруження розтягнення по зовнішньому діаметру та стиснення по внутрішньому. З урахуванням цього вважається, що

$$\tau = K_n \frac{8P_{nct}D}{\pi d^3}, \quad (3.5.4.11)$$

де  $K_n$  – фактор кривизни витка (тобто, множник, який враховує зазначені вище додаткові фактори); цей множник обчислюється за емпіричною формулою через індекс пружини  $C$ :

$$K_n = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C}. \quad (3.5.4.12)$$

Графік залежності  $K_n = f(C)$  зображений на рис. 3.5.4.3.



| C  | k <sub>n</sub> |
|----|----------------|
| 4  | 1,37           |
| 5  | 1,29           |
| 6  | 1,24           |
| 7  | 1,22           |
| 8  | 1,17           |
| 9  | 1,16           |
| 10 | 1,14           |
| 11 | 1,12           |
| 12 | 1,11           |

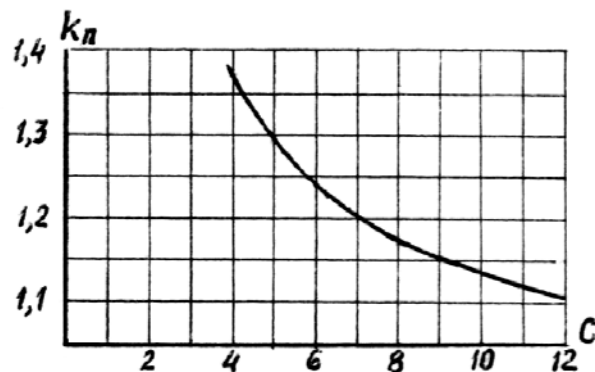


Рис. 3.5.4.3. Графік залежності  $K_n = f(C)$

Рис. 3.5.4.2. Схема напружень у витку пружини

Допустиме дотичне напруження від статичного навантаження приймається  $\tau_{ст} = 450 \dots 500$  МПа, а з урахуванням динамічних умов роботи пружини –  $\tau_{d\max} = 600 \dots 650$  МПа. Доцільно також перевірити напруження, що виникають у витках пружини при їх повному змиканні, тобто під дією граничного навантаження. Ці напруження не повинні перевищувати границю текучості матеріалу при скручуванні.

Основні параметри пружини визначаються за умови, що потенційна енергія деформації скручування та зрізу дорівнює роботі зовнішньої сили  $P_{ncm}$  по створенню статичного прогину пружини.

При цьому

$$f_{ncm} = \frac{8P_{ncm}D^3}{d^4G}n_p = \frac{8P_{ncm}C}{dG}n_p. \quad (3.5.4.13)$$

статична жорсткість пружини

$$J_{ncm} = \frac{d^4G}{8D^3n_p} = \frac{dG}{8n_pC^3}. \quad (3.5.4.14)$$

У двох останніх формулах  $G$  – модуль пружності II роду (модуль зсуву)

$$G = \frac{E}{2(1+\mu_n)}, \quad (3.4.5.15)$$

де  $E=205$  ГПа – модуль пружності І роду;

$\mu_n = 0,25 \dots 0,30$  – коефіцієнт Пуасона.

У розрахунках можна приймати  $G = 80$  ГПа.

У деяких системах пружного підвішування, коли напруження в пружних елементах перевищують допустимі, застосовують подвійні, іноді потрійні пружини, які складаються з двох (трьох) концентрично розташованих пружин стиснення. Для уникнення взаємного дотику витків зовнішньої та внутрішніх пружин їх установлюють одну в одній з зазором  $3 \dots 5$  мм на бік. Пружинні комплекти з пружинами малого індексу  $C$  не рекомендується виконувати багаторядними, тому що це не дає суттєвого виграшу в габаритних розмірах комплекту, до того ж внутрішня пружина може статися вертикально не стійкою в наслідок її малого діаметра при значній висоті. Для забезпеченості стійкості пружини треба, щоб задовольнялося співвідношення  $H/D \leq 3,5$ . Тому пружини для пружних комплектів треба підбирати з рівними індексами  $C$ , що призводить до рівності факторів кривизни витка  $K_n$  та дотичних напружень у витках. Виходячи з цього, можна записати такі принципи підбору зовнішньої та внутрішньої пружин для подвійного, наприклад, комплекту:

$$\frac{n_{pn}}{n_{pv}} = \frac{d_v}{d_n} = \frac{D_v}{D_n}; \frac{P_{пстн}}{P_{пств}} = \frac{d_n^4}{d_v^4} \cdot \frac{D_v^2}{D_n^2}, \quad (3.5.4.16)$$

де індекси відповідно « $n$ » – для зовнішньої пружини, « $v$ » – для внутрішньої.

Характеристики локомотивних витих циліндричних пружин наведені в таблиці 3.5.4.1, а теоретична діаграма навантаження – розвантаження зображена на рис. 3.5.4.4. З-за дуже малого внутрішнього тертя в матеріалі пружини процеси навантаження та розвантаження описуються практично однією прямою лінією, й площа, яка являє собою роботи тертя на діаграмі непомітна. Жорсткість пружини на діаграмі визначається як тангенс кута  $\alpha$ , тобто  $\kappa_n = \operatorname{tg} \alpha = P_{пст} / f_{пст}$ .

З-за практичної відсутності внутрішнього тертя пружина дуже чутлива до зміни навантаження, у неї майже відсутня властивість гасіння коливань. Тому в системах підвішування пружини завжди доповнюються послідовно встановленими гумовими амортизаторами або паралельно встановленими гідравлічними (пружинна – гідравлічними) демпферами.

Таблиця 3.5.4.1

## Характеристики локомотивних витих циліндричних пружин

| Серія локомотива                                     | Пружина   | Діаметр прутка, мм | Діаметр пружини, мм | Кількість витків |         | Висота у вільному стані, мм | Статичне навантаження, кН | Жорсткість, Н/мм | Статичний прогин, мм | Напрямок навивки (Л–лів., П–прав.) |
|------------------------------------------------------|-----------|--------------------|---------------------|------------------|---------|-----------------------------|---------------------------|------------------|----------------------|------------------------------------|
|                                                      |           |                    |                     | повних           | робочих |                             |                           |                  |                      |                                    |
| 1                                                    | 2         | 3                  | 4                   | 5                | 6       | 7                           | 8                         | 9                | 10                   | 11                                 |
| ТЭ1, ТЭ2, ТЭ3 <sup>*)</sup>                          | зовнішня  | 30                 | 103                 | 6                | 4       | 210                         | 30                        | 1340             | 17                   | П                                  |
|                                                      | внутрішня | 17                 | 54                  | 10               | 8       | 210                         | 11,5                      | 580              | 17                   | Л                                  |
| ТЭ3 <sup>**) , ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ40, 2ТЭ10Л</sup> | поодинокі | 40                 | 200                 | 4,5              | 3       | –                           | 43                        | 1070             | 40                   | П                                  |
| ТЭП60, ТЭП70                                         | кінцева   | 38                 | 205                 | 6,5              | 5       | 394                         | 46                        | 490              | 94,3                 | П                                  |
|                                                      | середня   | 38                 | 185                 | 5,5              | 4       | 305                         | 46                        | 840              | 55                   | П                                  |
| 2ТЭ116 <sup>*)</sup>                                 | зовнішня  | 36                 | 224                 | 5,5              | 4       | –                           | 37                        | 370              | 101                  | П                                  |
|                                                      | внутрішня | 22                 | 154                 | 8,5              | 7       | –                           | 9,75                      | 920              | –                    | Л                                  |
| 2ТЭ116<br>2ТЭ10В                                     | зовнішня  | 36                 | 224                 | –                | 5,5     | 397                         | 30,9                      | 245              | 126                  | –                                  |
|                                                      | середня   | 23                 | 193                 | –                | –       | 369                         | 11,0                      | 87               | 126                  | –                                  |
|                                                      | внутрішня | 16                 | 136                 | –                | –       | 349                         | 5,65                      | 45               | 126                  | –                                  |
| ВЛ8                                                  | зовнішня  | 33                 | 120                 | –                | 4       | –                           | 30,3                      | 1710             | 17,7                 | –                                  |
|                                                      | внутрішня | 19                 | 65                  | –                | 7,5     | –                           | 10,7                      | 635              | 16,7                 | –                                  |
| ВЛ23                                                 | зовнішня  | 36                 | 136                 | –                | 4       | –                           | 28,1                      | 1590             | 17,7                 | –                                  |
|                                                      | внутрішня | 22                 | 76                  | –                | 7,25    | –                           | 12,9                      | 730              | 17,7                 | –                                  |

| 1                                 | 2         | 3  | 4   | 5   | 6   | 7   | 8     | 9    | 10   | 11 |
|-----------------------------------|-----------|----|-----|-----|-----|-----|-------|------|------|----|
| ВЛ10 з №001 до №008               | зовнішня  | 36 | 170 | 6,5 | 5   | 295 | 31,2  | 684  | 45,6 | П  |
|                                   | внутрішня | 22 | 106 | 9,5 | 8   | 280 | 11,2  | 246  | 45,6 | Л  |
| ВЛ60, ВЛ60 <sup>II</sup>          | поодинок  | 40 | 160 | —   | 3,5 | —   | 41,6  | 1790 | 23,3 | —  |
| ВЛ80 <sup>*)</sup> з №001 до №022 | зовнішня  | 36 | 170 | 6,5 | 5   | 295 | 32,22 | 684  | 47,1 | П  |
|                                   | внутрішня | 22 | 106 | 9,5 | 8   | 280 | 11,6  | 246  | 47,1 | Л  |
| ВЛ80                              | поодинок  | 42 | 160 | —   | 2,5 | —   | 46,7  | 2750 | 17   | —  |
| ЧС2                               | поодинок  | 40 | 160 | —   | 3   | —   | 41,2  | 2080 | 19,8 | —  |

Примітка: <sup>\*)</sup> – I варіант; <sup>\*\*)</sup> – II варіант

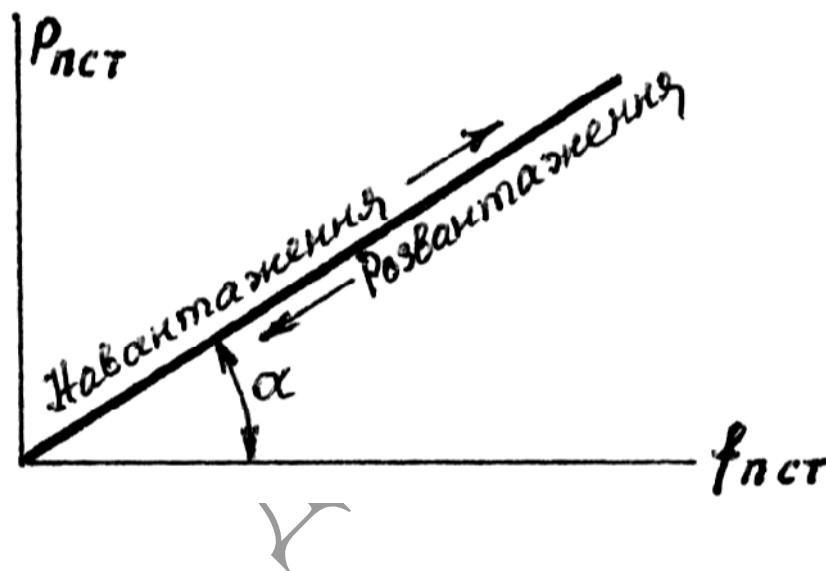


Рис. 3.5.4.4. Характеристика навантаження–розвантаження витієї циліндричної пружини

### 3.5.5. Гумовий амортизатор

Гумові амортизатори широко розповсюджені в системах пружного підвішування сучасних локомотивів, тому що гума є майже ідеальним матеріалом для пом'якшення ударної дії навантажень, уникнення тертя та зносу деталей, що з'єднуються між собою, гасіння високочастотних коливань і шуму, чому сприяє внутрішнє в гумі. Застосування гуми в конструкціях підвішування полегшує монтаж, дозволяє використовувати більші допуски.

Гума – матеріал, який практично не стискається. Якщо гуму помістити в замкнений об'єм і стискати, то вона не буде деформуватися. Але якщо під навантаженням гумі падати змогу деформуватися, то вона при цьому буде зберігати свій об'єм майже незмінним. Тому гумові елементи підвішування повинні мати поверхню, яка зможе випинатися

До недоліків гумових елементів слід віднести велику жорсткість, а також залежність фізико – механічних властивостей від температури довкілля.

Гумові амортизатори виконуються здебільшого у вигляді круглих суцільних або кільцевих пластин, які прикріплені до металевих основ методом вулканізації або склеювання.

Бувають також амортизатори конічної, прямокутної, пірамідальної, клиноподібної та іншої форми. Габаритні розміри металевої основи виконуються трохи більшими відносно розмірів гумової частини амортизатора для того, щоб при випинанні гуми під навантаженням вона не звисала та не зрізалася кромкою основи.

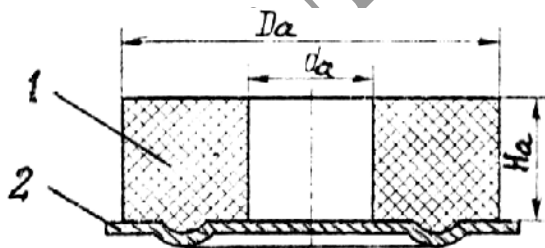


Рис. 3.5.5.1. Гумовий амортизатор (кільцевий):

1 – гумова частина амортизатора;

2 – металева основа

Для можливості послідовного з'єднання амортизаторів на них ( а також на металевих основах) виконуються відповідні спрямовуючі канавки та виступи. Характеристики матеріалу амортизаторів наведені в таблиці 3.5.2.2, а сам амортизатор зображений на рис. 3.5.5.1.

Характеристика навантаження амортизатора зображена на рис. 3.4.5.2. При плавному навантаженні лінія навантаження  $OA$  лежить вище лінії розвантаження (вплив внутрішнього тертя в матеріалі гуми).

Динамічна осадка (прогин)  $f_{ad}$  – лінія  $A_1B_1$  відповідає більшому динамічному перевантаженню амортизатора. Характер кривої  $AB$  (лінія динамічного навантаження) свідчить про те, що при динамічному навантаженні модуль пружності гуми вище, ніж при статичному. Тому не варто навантажувати амортизатор вище точки  $B$ , тому що сила при цьому буде зростати, а прогин – майже ні.

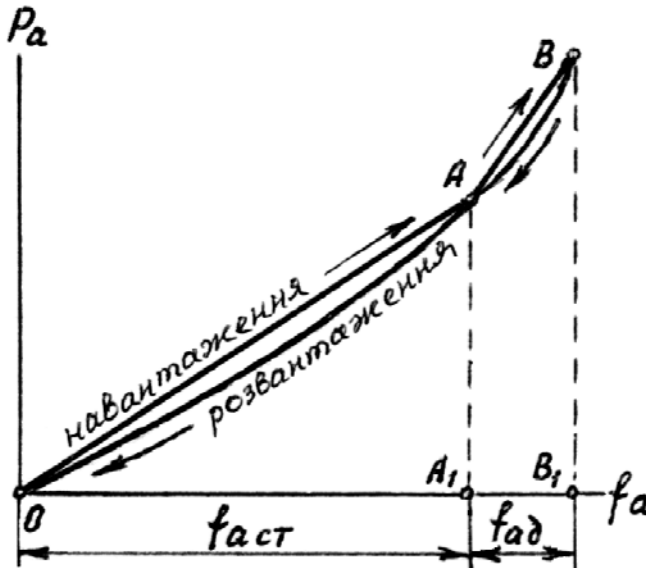


Рис. 3.5.5.2. Характеристика навантаження амортизатора

Для гуми коефіцієнт Пуассона становить приблизно  $\mu_n = 0,5$ , тоді модуль пружності I роду буде

$$E = 2G(1 + \mu_n) = 2G(1 + 0,5) = 3G$$

Динамічні значення модулів пружності  $E_\partial$  і  $G_\partial$ :

$$E_\partial = K_{тв} E; \quad G_\partial = K_{тв} G$$

Тут  $K_{тв}$  – коефіцієнт, що залежить від твердості гуми по Шору  $h$ , рис. 3.5.5.3.

Форма амортизатора обирається залежно від конструктивних міркувань і способу з'єднання пружних елементів у єдину систему підвішування. Якщо, наприклад, (за характеру монтажу циліндричної пружини такий, що крізь неї треба «пропустити» підвіску, то амортизатор, що встановлюється на (або під) цю пружину, має бути кільцевим.

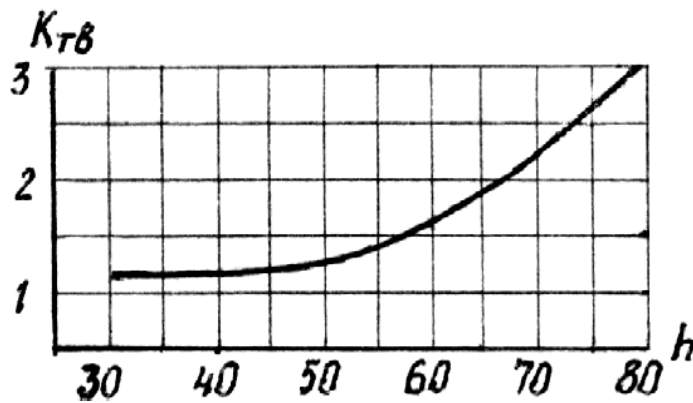


Рис. 3.5.5.3. Графік залежності  $K_{тв} = f(h)$

Перехід від одного типу амортизатора до іншого (наприклад, від суцільного циліндричного до кільцевого) здійснюється через так званий коефіцієнт форми  $\Phi$ . Коефіцієнтом форми зветься відношення площі, на яку передається навантаження (опорної площі) до повної бічної поверхні (поверхні випинання). Вважається, що різні амортизатори, які мають однаковий коефіцієнт форми, мають й однакову характеристику навантаження – розвантаження. Для суцільного циліндричного амортизатора, наприклад, дістанемо

$$\Phi_{\text{ц}} = \frac{\pi D_a^2}{4\pi D_a H_a} = \frac{D_a}{4H_a}. \quad (3.5.5.3)$$

Для кільцевого амортизатора

$$\Phi_{\text{к}} = \frac{\pi(D_a^2 - d_a^2)}{4\pi H_a (D_a + d_a)} = \frac{D_a - d_a}{4H_a}. \quad (3.5.5.4)$$

Подібні розрахунки можна виконати й для амортизаторів інших форм.

Якщо, наприклад, прирівняти  $\Phi_{\text{ц}} = \Phi_{\text{к}}$ , то можна підібрати розміри кільцевого амортизатора, характеристика навантаження якого буде близько до характеристики суцільного амортизатора.

У розрахунках гумових амортизаторів стиснення за основу береться закон Гука, причому межі його дії визначаються величиною відносної деформації  $\varepsilon$ , яка не повинна перевищувати 0,2. При значеннях  $\varepsilon \leq 0,2$  вважається, що деформація амортизатора пропорційно навантаженню.

Розглянемо методику розрахунку амортизатора на статичне навантаження (на прикладі циліндричного кільцевого амортизатора).

Коефіцієнт форми  $\Phi_{\text{к}}$  визначається за формулою (3.5.5.4).

Напруження стиснення в гумі  $\sigma_{\text{с}}$

$$\sigma_c = \frac{P_{act}}{\frac{\pi}{4}(D_a^2 - d_a^2)}. \quad (3.5.5.6)$$

де  $P_{act}$  – статичне навантаження на амортизатор;

$D_a$  – зовнішній діаметр амортизатора;

$d_a$  – внутрішній діаметр амортизатора.

Абсолютна деформація амортизатора під статичним навантаженням  $\Delta H_a$  приймається в межах

$$\Delta H_a = (0,1 \dots 0,15) H_a. \quad (3.5.5.7)$$

Статична жорсткість амортизатора  $\mathcal{J}_{act}$

$$\mathcal{J}_{act} = \frac{P_{act}}{\Delta H}. \quad (3.5.5.8)$$

Відносна деформація амортизатора

$$\varepsilon = \frac{\Delta H_a}{H_a}. \quad (3.5.5.9)$$

Отримана величина  $\varepsilon$  на повинна перевищувати 0,2.

Розрахунковий модуль пружності гуми  $E_p$

$$E_p = \frac{\sigma_c}{\varepsilon}. \quad (3.5.5.10)$$

Модуль пружності гуми  $E$

$$E = \frac{E_p}{1 + \alpha \Phi_k}. \quad (3.5.5.11)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує стан опорних поверхонь; при міцному кріпленні опорних поверхонь гуми до металевих основ або прокладок (наприклад, при вулканізації) можна приймати  $\alpha = 4,67$ . Мінімальне значення  $\alpha$ , близьке до нуля, береться коли гума не прикріплена до основи або прокладок і коли опорні поверхні змащені. Якщо поверхні сухі, але не прикріплені до основи або прокладок береться проміжне значення  $\alpha$ , яке дорівнює подвійному коефіцієнту тертя гуми по основі (прокладці). У попередніх розрахунках можна брати  $\alpha = 2$ , [6].

Розрахунковий модуль зсуву гуми  $G_p$