

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

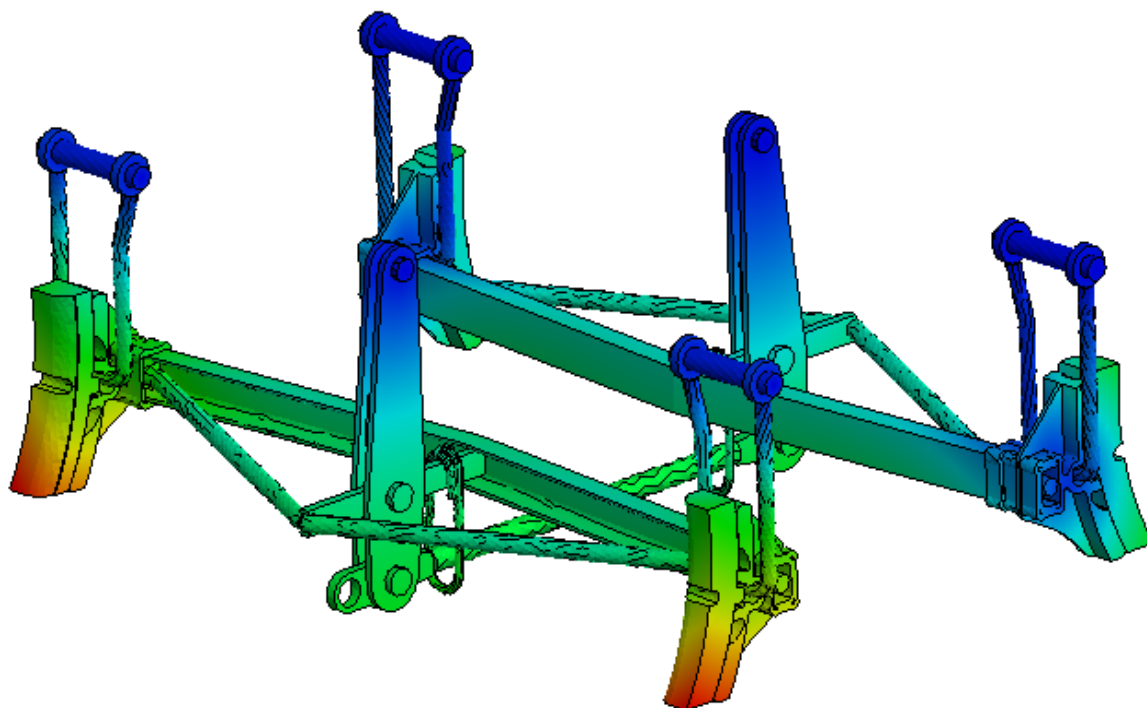
**Кафедра інженерії вагонів та якості продукції**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ТА ЗАВДАННЯ**

**на курсовий проєкт**

**з освітньої компоненти**

***«АВТОГАЛЬМА РУХОМОГО СКЛАДУ»***



**Харків 2026**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри інженерії вагонів та якості продукції 30 березня 2026 р., протокол № 11.

Укладачі:

професори В. Г. Равлюк,  
А. О. Ловська,  
доц. П. В. Рукавішников

Рецензент

директор Державного підприємства  
«Український науково-дослідний  
інститут вагонобудування»,  
доктор технічних наук,  
старший дослідник

Олександр САФРОНОВ

## ЗМІСТ

Вступ	5
1 Загальні рекомендації щодо виконання курсового проекту	7
1.1 Зміст курсового проекту	7
1.2 Вихідні дані	7
2 Методичні вказівки для виконання курсового проекту	8
2.1 Загальні вимоги	8
2.2 Обґрунтування вибору пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового обладнання вагона	9
2.3 Розрахунок гальмової важільної передачі	13
2.3.1 Розрахунок допустимого натиснення гальмових колодок за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування	13
2.3.2 Складання схеми важільної передачі вагона	14
2.3.3 Визначення необхідного передавального числа важільної передачі для композиційних і чавунних колодок	15
2.3.4 Розрахунок на міцність і вибір поперечних перерізів елементів гальмової важільної передачі	21
2.3.5 Особливості розрахунку на міцність елементів гальмової важільної передачі методом скінченних елементів	44
2.4 Розрахунок гальмового шляху поїзда	51
2.4.1 Розрахунок ваги поїзда і визначення кількості вагонів	51
2.4.2 Випрямлення профілю колії	52
2.4.3 Розрахунок питомого опору поїзда і питомої гальмової сили та побудування їхніх графіків	54
2.4.4 Визначення розрахункового гальмового шляху	56
2.4.5 Розрахунок сповільнення поїзда і часу гальмування	61
Список літератури	63
Додаток А (обов'язковий)	65

Додаток Б (обов'язковий)	75
Додаток В (обов'язковий)	81
Додаток Г (обов'язковий)	86
Додаток Д (обов'язковий)	87
Додаток Е (обов'язковий)	88
Додаток Ж (обов'язковий)	89

## Вступ

Залізничний транспорт України є невід'ємною складовою загальнодержавної транспортної системи та відіграє головну роль у забезпеченні сталого функціонування економіки країни, особливо в умовах воєнного стану, коли на нього покладено додаткові завдання з перевезення населення, військових вантажів і матеріально-технічних ресурсів. Серед інших видів транспорту залізничний транспорт посідає провідне місце у виконанні перевезень пасажирів і вантажів на значні відстані, що зумовлено високою пропускною спроможністю, регулярністю руху та економічною ефективністю. Перевезення залізничним транспортом здійснюють цілодобово, незалежно від пори року, погодних і кліматичних умов, що висуває підвищені вимоги щодо технічного стану рухомого складу та елементів інфраструктури [1].

Для забезпечення своєчасності та безперервності перевезень рухомий склад, разом з іншими технічними засобами залізничного транспорту, має функціонувати надійно, безвідмовно та відповідати встановленим вимогам безпеки руху. Особливе значення при цьому має справний технічний стан систем, що безпосередньо впливають на керування поїздів, їхню зупинку та запобігання транспортним подіям у процесі експлуатації.

Автоматичні гальма є однією з основних складових устаткування сучасного рухомого складу. Від рівня досконалості їхньої конструкції, ефективності дії, надійності та безвідмовності роботи значною мірою залежить безпека руху поїздів, а також пропускна і перевізна спроможність залізниць. Гальмова система забезпечує необхідні умови для регулювання швидкості руху, своєчасної зупинки поїздів і підтримання заданих режимів експлуатації, що визначає її важливу роль у системі гарантування безпеки руху залізничного транспорту.

Метою виконання курсового проєкту є закріплення, систематизація та

поглиблення теоретичних знань з освітньої компоненти «Автогальма рухомого складу», набутих здобувачами під час вивчення навчального курсу, виконання лабораторних робіт, а також у процесі технічного обслуговування і ремонту рухомого складу на вагоноремонтних підприємствах залізничного транспорту. Виконання курсового проєкту спрямоване на формування у здобувачів цілісного уявлення про будову гальмових пристроїв, принципи їх функціонування та взаємодію окремих вузлів у складі гальмової системи [9, 10, 14].

У процесі виконання проєкту здобувачі набувають практичних навичок проведення гальмових розрахунків, аналізу роботи гальмового обладнання та оцінювання ефективності гальмових систем сучасних поїздів з урахуванням експлуатаційних умов. Це сприяє розвитку інженерного мислення, підвищенню рівня професійної підготовки майбутніх фахівців і формуванню компетентностей, необхідних для гарантування безпечної та надійної експлуатації рухомого складу залізничного транспорту.

Креслення, специфікації до них і пояснювальну записку виконують відповідно до вимог чинних нормативних документів і стандартів Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) [16].

# **1 Загальні рекомендації щодо виконання курсового проєкту**

## **1.1 Зміст курсового проєкту**

У курсовому проєкті здобувач повинен:

**1 Обґрунтувати вибір пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового устаткування вагона.**

**2 Розрахувати гальмову важільну передачу:**

– розрахувати допустиме натиснення гальмових колодок (композиційних і чавунних) за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування;

– скласти схему важільної передачі вагона;

– визначити необхідне передаточне число важільної передачі для композиційних і чавунних колодок;

– розрахувати на міцність і вибрати поперечні перерізи елементів гальмової важільної передачі.

**3 Розрахувати гальмовий шлях:**

– розрахувати вагу поїзда і визначити кількість вагонів відповідно до завдання;

– провести випрямлення профілю колії;

– розрахувати питомий опір поїзда і питому гальмову силу, побудувати їхні графіки;

– визначити розрахунковий гальмовий шлях;

– розрахувати сповільнення поїзда і час гальмування.

**4 Навести економічну доцільність ухвалених рішень.**

## **1.2 Вихідні дані**

Вихідні дані для пунктів 1–3 курсового проєкту вибирають із додатка А (таблиці А.1, А.2) за останньою цифрою навчального шифру здобувача.

## **2 Методичні рекомендації для виконання курсового проєкту**

### **2.1 Загальні вимоги**

Перед початком виконання курсового проєкту необхідно ознайомитися з останніми наказами і вказівками АТ «Укрзалізниця» відносно використання нового і прогресивного гальмового устаткування. Під час виконання курсового проєкту для розрахунків потрібно використовувати тільки чинні нормативні дані щодо автоматичних гальм.

Курсовий проєкт складається з пояснювальної записки та графічної частини.

Текст пояснювальної записки оформляють чорнилом (пастою) синього або чорного кольору або набрати за допомогою EOM в MS Office 2003 (при цьому обов'язково записують на диск CD-R або CD-RW), на аркушах формату А4 (297 x 210 мм) відповідно до чинних нормативів [10, 16].

У записці наводять необхідні розрахунки, таблиці, ілюстрації (ескізи, схеми). Таблиці повинні мати номери зліва над таблицею (Таблиця 1.1 — ) і назву зверху. Рисунки повинні мати номери під рисунком (Рисунок 1.1 — ) і назву. Якщо рисунок має пояснювальні дані, то номер рисунка і його назва розташовують нижче пояснювального тексту.

Розрахунки повинні мати відповідні пояснення, а отримані числові значення — розмірності. У тексті необхідно наводити посилання на літературні джерела (..... [1, 5]), із яких використані формули, нормативні дані та інше.

Ескізи та схеми в пояснювальній записці виконують графічно на її аркушах або міліметровому папері і розташовують у відповідних місцях. Не можна клеювати ілюстрації, які вирізані із книг, альбомів, інструкцій, або їхні ксерокопії.

Графічна частина курсового проєкту складається із трьох аркушів:

Аркуш 1 – Розташування гальмового обладнання на вагоні, що проєктують, – формат А2х3.

Аркуш 2 – Вузли розташування гальмового обладнання на рухомому складі (індивідуально).

Аркуш 3 – Загальний вигляд вузлів гальмового обладнання рухомого складу (індивідуально).

Варіанти завдань на курсовий проєкт наведені в додатку А.

## **2.2 Обґрунтування вибору пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового обладнання вагона**

У цьому розділі пояснювальної записки наводять стисле обґрунтування вибору пневматичної схеми гальма для заданого типу вагона; технічну характеристику основного обладнання, яке входить у схему гальм, і комплектуючі гальмової системи із сучасним обладнанням. На вагоні гальмове обладнання розміщують за умови рівномірного розподілу навантаження між усіма шийками колісних пар.

До повітряної частини пневматичних автоматичних гальм входять повітророзподільники, запасні резервуари, повітропровід з арматурою та інше [1, 6, 7].

На рухомому складі залізниць України застосовують:

– на локомотивах і вагонах пасажирського типу повітророзподільники № 292 і електроповітророзподільники № 305;

– локомотивах і вагонах вантажного типу повітророзподільники № 483, № 270 та інші. Вони відрізняються особливістю робочих процесів і часом наповнення гальмових циліндрів стисненим повітрям для гальмування.

Повітророзподільник виконує найважливіші функції автоматичного гальма і тому є одним з найбільш відповідальних приладів гальмового

устаткування вагона. Разом з основними операціями, розглянутими вище, він має також виконувати і такі допоміжні операції, як додаткове розрядження гальмової магістралі, створення стрибка початкового тиску в гальмовому циліндрі, зміна вантажних режимів гальмування у вантажних вагонів, зміна часу наповнення гальмових циліндрів стисненим повітрям для екстреного гальмування і часу випуску повітря з гальмових циліндрів для попуску гальм залежно від довжини пасажирських поїздів.

За призначенням повітророзподільники поділяють на вантажні і пасажирські, такі, що відрізняються принципово в основному характеристиками процесів зміни тиску повітря в гальмових циліндрах (таблиця 1) для гальмування і попуску, а також повітророзподільники спеціального призначення — промислового і вузькоколісного транспорту, для вагонів, що експлуатують на крутих затяжних спусках залізничної колії, наприклад у кар'єрах з добування залізної руди, руди кольорових металів тощо.

Таблиця 1 – Характеристики гальмових циліндрів для вагонів

Умовний номер	Діаметр $d_{ГЦ}$		Зусилля попереднього стиснення відпускнуї пружини $P_e$ , кН	Жорсткість відпускнуї пружини $c_n$ , кН/мм	Об'єм шкідливого простору $V_0$ , м <sup>3</sup> (л)
	мм	дюйм			
507Б	254	10	1,26	0,0087	0,001 (1)
505Б	305	12	1,54	0,00629	0,0017 (1,7)
188Б, 501Б, 502Б	356	14	1,54	0,00629	0,0022 (2,2)
519 Б	400	16	1,54	0,00629	0,0025 (2,5)
Примітка – У гальмових циліндрах № 502Б, 505Б, 507Б з'єднання штока з поршнем шарнірне; в інших – жорстке					

Вибирати тип повітророзподільника для гальмової системи вагона, який проектується, потрібно з урахуванням технічних вимог щодо цих приладів.

Мінімальний об'єм запасного резервуара  $V_{зр}$ , м<sup>3</sup>, визначають за формулою та приймають за таблицею 2.

$$V_{зр}=0,78 \cdot F_n, \quad (1)$$

де  $F_n$  – площа поршня гальмового циліндра, м<sup>2</sup>.

Таблиця 2 – Характеристики запасних резервуарів

Тип резервуара	Розрахунковий тиск, МПа	Об'єм		Розміри, мм	
		м <sup>3</sup>	л	довжина	зовнішній діаметр
P7-8	0,7	0,008	8	210	250
P7-12		0,012	12	300	
P7-24		0,024	24	550	
P7-38		0,038	38	605	300
P7-55		0,055	55	860	
P7-78		0,078	78	1210	
P7-100		0,1	100	1510	
P7-110		0,11	110	1653	
P7-135		0,135	135	1180	400
P10-9	1,0	0,0096	9,5	234	250
P10-20		0,02	20	475	
P10-55		0,055	55	800	303
P10-100		0,1	100	1050	358
P10-170		0,17	170	1362	416
P10-300		0,3	300	1172	610

Запас стисненого повітря в запасному резервуарі, який створюваний під час заряджання гальм, має забезпечити в гальмовому циліндрі тиск не

нижче 0,38 МПа під час повного службового або екстреного гальмування і виходу штока 180 мм.

На підставі схеми роботи автоматичного гальма (рисунок 1) і закону Бойля – Маріотта тиск у гальмовому циліндрі визначають із залежності [1, 6, 8–10]

$$P_{зр(абс)} \cdot V_{зр} + P_{атм} \cdot V_0 = P_{зц(абс)} \cdot \left( V_{зр} + V_0 + \frac{\pi d^2}{4} \cdot f \right), \quad (2)$$

де  $P_{зр(абс)}$  – зарядний тиск абсолютний у запасному резервуарі, МПа;

$V_{зр}$  – об’єм запасного резервуара, м<sup>3</sup>;

$P_{атм}$  – атмосферний тиск повітря в гальмовому циліндрі перед гальмуванням, 0,1 МПа;

$V_0$  – об’єм шкідливого простору в гальмовому циліндрі перед гальмуванням, м<sup>3</sup>;

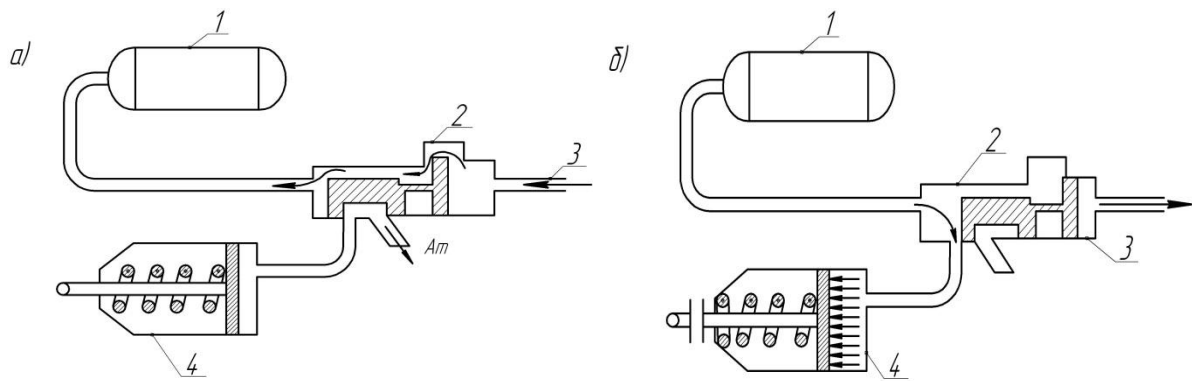
$P_{зц(абс)}$  – абсолютний тиск повітря в гальмовому циліндрі під час гальмування, МПа;

$d$  – внутрішній діаметр гальмового циліндра, м;

$f$  – вихід штока гальмового циліндра під час гальмування, м.

Надлишковий тиск повітря в гальмовому циліндрі, який вимірюють манометром, дорівнює

$$P_{гц} = P_{зц(абс)} - P_{атм}. \quad (3)$$



1 – запасний резервуар; 2 – повітророзподільник; 3 – магістраль;  
4 – гальмовий циліндр; а) під час заряджання і попуску гальма; б) під час гальмування

Рисунок 1 – Схема роботи автоматичного гальма

### 2.3 Розрахунок гальмової важільної передачі

Колодкове гальмо можна застосовувати з одностороннім натисненням колодок на колеса або двостороннім. Кожне з них має переваги і недоліки.

Гальмо з одностороннім натисненням колодок доцільно застосовувати для швидкостей руху до 33,33 м/с (120 км/год), а з двостороннім – для більшої швидкості (до 44,44 м/с (160 км/год)) [1, 6]. Для швидкостей руху більше 44,44 м/с (160 км/год) колодкове гальмо застосовують разом із дисковим або барабанним гальмом.

#### 2.3.1 Розрахунок допустимого натиснення гальмових колодок за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування

Для створення ефективною гальмовою системою необхідно, щоб сила натиснення гальмових колодок на колеса забезпечувала реалізацію максимальної сили зчеплення коліс із рейками. При цьому не має відбуватися заклинювання коліс гальмовими колодками під час гальмування, тобто не має виникати «юз».

Залежно від маси вагона (брутто) визначають допустиме натиснення гальмових колодок (композиційних і чавунних окремо) за формулою [6, 9, 10]

$$\sum K = Q_{\text{бр}} \cdot \delta_n, \quad (4)$$

де  $\sum K$  – сумарне натиснення всіх гальмових колодок вагона, кН;

$Q_{\text{бр}}$  – вага брутто вагона, кН;

$\delta_n$  – нормативне значення коефіцієнта сили гальмового натиснення (таблиця 3).

Таблиця 3 – Коефіцієнти дійсних сил натиснення гальмових колодок

Тип рухомого складу	Значення $\delta_n$ для гальмових колодок	
	композиційних	чавунних
Вантажні вагони з повним завантаженням	0,21...0,22	0,38...0,42
Вантажні вагони в порожньому стані	0,28...0,30	0,55...0,65
Пасажирські вагони без протиюзного пристрою	0,28...0,30	0,65...0,75
Пасажирські вагони з протиюзними пристроями	0,32...0,34	–
Пасажирські вагони зі швидкісним регулятором ( $V > 60$ км/год)	–	1,2...1,5

### 2.3.2 Складання схеми важільної передачі вагона

У цьому підрозділі необхідно накреслити та описати схему гальмової важільної передачі в масштабі 1 : 5 відповідно до завдання. Нанести на

схему сили, вектори яких прикладені в шарнірних вузлах. Буквами зазначити розміри плечей важелів.

Схеми гальмових важільних передач типових вагонів і їхні характеристики наведені в додатку Б.

### 2.3.3 Визначення необхідного передавального числа важільної передачі для композиційних і чавунних колодок

Передавальне число гальмової важільної передачі показує, у скільки разів збільшується сила, яка передається від штока гальмового циліндра до всіх колодок, що приєднані до нього.

Діаметр гальмового циліндра вагона визначають із залежності [9, 10]

$$P_{ум} = P_{ц} \frac{\pi d^2}{4} \eta_{ц} - (P_{е} + f \cdot c_n + P_p), \quad (5)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр циліндра (таблиця 1), мм;

$P_{ум}$  – зусилля, яке виникає на штоку поршня гальмового циліндра під час гальмування, кН,

$P_{ц}$  – тиск повітря в гальмовому циліндрі, МПа;

$P_{е}$  – зусилля попереднього стиснення відпускної пружини гальмового циліндра (таблиця 1), кН;

$f$  – максимально допустимий хід поршня гальмового циліндра, м;

$c_n$  – жорсткість відпускної пружини (таблиця 1), кН/мм;

$\eta_{ц}$  – коефіцієнт корисної дії гальмового циліндра,  $\eta_{ц} = 0,98$ ;

$P_p$  – зусилля пружини автоматичного регулятора важільної передачі, яке приведене до штока гальмового циліндра, кН.

Для визначення діаметра гальмового циліндра максимально допустимий хід поршня  $f$  пропонується приймати:

– для вантажних вагонів на порожньому режимі – 150 мм;

- навантаженого режиму – 180 мм;
- пасажирських вагонів – 160 мм.

Тиск повітря в гальмовому циліндрі приймають як середнє значення з максимально можливих. Наприклад, для повітророзподільника вантажного типу № 483:

- на навантаженому режимі  $P_u = 0,4$  МПа (для чавунних колодок);
- середньому режимі  $P_u = 0,28$  МПа (для композиційних колодок);
- порожньому режимі  $P_u = 0,16$  МПа.

На вантажних вагонах, обладнаних композиційними колодками, із завантаженням на вісь до 60 кН включно необхідно застосовувати порожній режим, а із завантаженням більше 60 кН на вісь – середній режим.

Ввімкнення повітророзподільників на відповідний режим роботи необхідно виконувати відповідно до вимог Інструкції [6].

Тиск повітря в гальмових циліндрах пасажирських вагонів приймати 0,38 МПа; для пасажирських вагонів міжнародного сполучення зі швидкісними регуляторами натиснень колодок на швидкісному режимі – 0,36 МПа; на пасажирському – 0,17 МПа.

Приведену силу від дії пружини авторегулятора важільної передачі визначають залежно від типу привода авторегулятора. Для вантажних вагонів із важільним приводом авторегулятора

$$P_P = (P_{PP} + c \cdot l_{II}) \cdot \left( \frac{b}{a} - \frac{z}{a} \cdot \frac{\partial + e}{\partial} \right), \quad (6)$$

де  $P_{PP}$  – зусилля попереднього стиснення пружини авторегулятора, Н ( $P_{PP} = 1,69$  кН) [1, 10];

$c$  – жорсткість пружини авторегулятора, кН/мм ( $c = 0,0231$  кН/мм);

$l_{II}$  – величина стиснення пружини авторегулятора для гальмування, мм;

$a, b, z$  – розміри плечей горизонтального важеля важільної передачі (таблиці додатка Б, 4), мм;

$e, d$  – розміри плечей важеля привода авторегулятора (рисунок 2, таблиця 4), мм.

Таблиця 4 – Розміри важелів привода авторегулятора важільної передачі

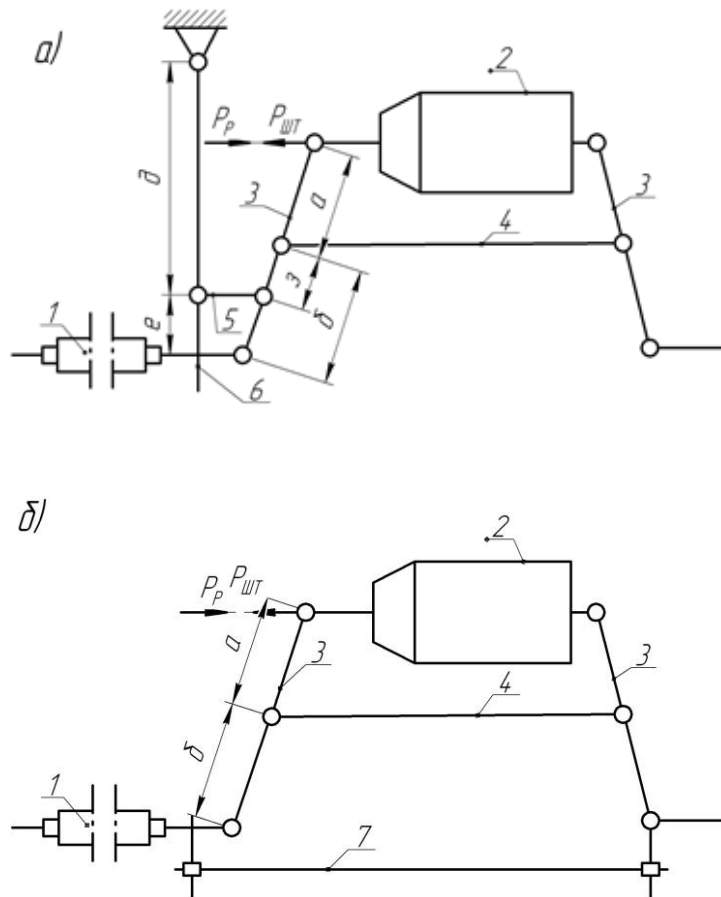
Тип вагона	Розміри плечей важеля, мм		
	з	д	е
Чотиривісні напіввагони і вагони для перевезення цементу	140/195	340/340	160/160
Чотиривісні платформи, криті, цистерни	140/205	400/400	260/260
Восьмивісні напіввагони	60/120	340/340	160/160
Восьмивісні цистерни	13/205	50/50	25/25
<p>Примітки:</p> <p>1) величину стиснення пружини авторегулятора під час гальмування для всіх типів вагонів із композиційними гальмовими колодками приймають 15 мм; із чавунними колодками – 30 мм, для восьмивісних напіввагонів і суцільнометалевих пасажирських вагонів – 40 мм;</p> <p>2) у чисельнику для чавунних колодок, а в знаменнику для композиційних колодок</p>			

Для пасажирських вагонів зі стрижневим приводом авторегулятора приведені зусилля пружини дорівнює

$$P_p = (P_{PP} + c \cdot l_n) \cdot \frac{a}{b}. \quad (7)$$

Для виведення формули передавального числа приймають розрахункову схему важільної передачі, яка знаходиться в стані рівноваги, а важелі під час гальмування розташовані перпендикулярно до тяг і розпірок.

Починаючи від штока гальмового циліндра, розглядають послідовно важелі в стані рівноваги, до яких прикладені сили. На підставі рівнянь статички сума моментів сил для будь-якого важеля дорівнює нулю  $\sum M_{(l)} = 0$  відносно прийнятої нерухомої точки (шарніра). Із умов рівноваги моментів визначають невідому силу.



- 1 – авторегулятор; 2 – гальмовий циліндр; 3 – горизонтальні важелі;  
 4 – затяжка горизонтальних важелів; 5 – розпірка важелів привода;  
 6 – важіль привода; 7 – стрижень привода; а) важільний; б) стрижневий

Рисунок 2 – Схеми приводів автоматичних регуляторів важільних передач

Наприклад, для чотиривісного вагона (рисунок Б.2) для важеля з'єднаного зі штоком

$$\sum M_{(l)} = 0; \quad P_{шт}a - P_T b = 0; \quad P_T = P_{шт} \cdot \frac{a}{b}.$$

Для вертикального важеля спочатку розглядаємо умови рівноваги відносно нижнього шарніра.

$$\sum M_{(3)} = 0; \quad -P_T(\vartheta + z) + P_1 \cdot z = 0; \quad P_1 = P_{шт} \cdot \frac{\vartheta + z}{z};$$

або

$$P_1 = P_{шт} \frac{a}{b} \cdot \frac{\vartheta + z}{z},$$

де  $P_m$  – зусилля, яка передається від повздожньої тяги на вертикальні важелі, кН;

$P_1$  – зусилля, яке передається на триангель горизонтально, кН.

Сила натиснення на дві колодки дорівнює

$$2K = P_1 \cdot \cos \alpha = P_{шт} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\vartheta + z}{z} \cdot \cos \alpha, \quad (8)$$

де  $\alpha$  – кут між горизонтальною віссю, що проходить через центр колеса і середину гальмової колодки ( $\alpha \approx 10^\circ$  для вагонів).

Подібні рівняння можна скласти для кожної пари гальмових колодок, розглядаючи послідовно рівновагу важелів відносно нерухомих точок (шарнірів), які розташовані між штоком і відповідною парою колодок [15]. Оскільки для недопущення юза натиснення колодок на кожну колісну пару мають бути однаковими, то натиснення на всі гальмові колодки вагона буде

$$\sum K = P_{шт} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\vartheta + z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha. \quad (9)$$

У той же час

$$\sum K = P_{шт} \cdot n \cdot \eta_{ен}, \quad (10)$$

де  $\eta_{ен}$  – коефіцієнт корисної дії важільної передачі.

Коефіцієнт корисної дії  $\eta_{en}$  пропонують приймати:

- для чотиривісних вантажних вагонів з одностороннім натисненням гальмових колодок і симетричною важільною передачею – 0,95;
- пасажирських вагонів – 0,9;
- восьмивісних вагонів і хоперів із несиметричною важільною передачею – 0,8.

Тому

$$P_{ум} \cdot n \cdot \eta_{en} = \frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha. \quad (11)$$

Із рівняння (11) можемо записати передавальне число для важільної передачі без урахування втрат сили на тертя в шарнірних вузлах [8]:

$$n = \frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha. \quad (12)$$

Для пасажирського (рисунок Б.4) вагона передавальне число визначають як

$$n = \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha, \quad (13)$$

де  $a, b + z$  – величини в чисельнику, які дорівнюють розмірам ведучих плечей важелів, розташованих між штоком і першою парою гальмових колодок, найближчою до нього, мм;

$b, z$  – розміри ведених плечей тих самих важелів, мм;

$m_K$  – кількість пар гальмових колодок, їхніх секцій або накладок, які притиснені до коліс від одного гальмового циліндра.

### 2.3.4 Розрахунок на міцність і вибір поперечних перерізів елементів гальмової важільної передачі

Розрахунок на міцність передбачає визначення геометричних розмірів перерізів елементів гальмової важільної передачі виходячи з умови, що виникаючі напруження (розтяг, стискання, згин, зминання, зріз) у цих перерізах під навантаженням не мають перевищувати допустимі для марок сталі, із яких виготовляють елементи передачі. Для деталей гальма, розрахованих відповідно до норм для розрахунку і проєктування [5] на найбільш не вигідне, але можливе в експлуатації співпадіння розрахункових сил, допустимі напруження рекомендовано вибирати з таблиці 5.

Таблиця 5 – Допустимі напруження, МПа, за максимального зусилля на штоці поршня гальмового циліндра

Марка матеріалу	Розтяг $\sigma_p$ , стискання $\sigma_{ст}$ , згин $\sigma_z$	Зріз $\tau_z$	Зминання $\sigma_{зм}$
1	2	3	4
Сталевий прокат 09Г2Д, 09Г2СД, 10ХНДП, 15ХСНД	170	100	180
10М2БД, 10ХСНД	175	110	190
Ст. 3, сталь 20, сталь 16Д	145	85	150
Ст. 5, сталь 30	160	95	170
Сталеві виливки 20ГЛ, 20ГЛ-6	135		150
20ФЛ	140		155
20ГФЛ (20Г1ФЛ)	150		160
Матеріал шва для дугового зварювання електродами Е42	130	80	

Продовження таблиці 5

1	2	3	4
E42A	140	90	
E50A	170	100	
Заклепки ст. 3	—	120	250
Болти ст. 3			
чисті	140	120	260
чорні	140	—	230

Елементи гальмової важільної передачі кузова, які необхідно розрахувати на міцність, наведені в додатку В для вантажних вагонів - у таблиці В.1, для пасажирських суцільнометалевих вагонів – у таблиці В.2.

Елементи гальмової важільної передачі вантажних двовісних візків наведені в таблиці В.3, а пасажирських візків – у таблиці В.4.

Розрахунок елементів важільної передачі доцільно починати з побудови епіюр діючих на них сил і згинальних моментів. При цьому розрахункова схема для важелів має вигляд статично визначеної балки на двох опорах, розташованих по центрах отворів вушка, що зазнають згину із зосередженим навантаженням по осі центрального отвору. Схема сил, діючих на горизонтальний важіль, з'єднаний зі штоком поршня гальмового циліндра, і епіюра моментів наведені на рисунку 3.

***Розрахунок горизонтального важеля на міцність***

Горизонтальний важіль, розташований поруч із гальмовим циліндром, є одним із важливих елементів гальмової важільної передачі вагона, який забезпечує передавання і трансформацію зусилля від штока гальмового циліндра до наступних ланок механізму. У процесі експлуатації цей елемент зазнає впливу значних статичних і динамічних навантажень, що обумовлює необхідність дослідження його міцності [10, 11].

Розрахунок виконують з урахуванням найбільш несприятливих режимів навантаження, зокрема за максимального тиску в гальмовому циліндрі. Силу, що діє на важіль, визначають як добуток тиску повітря в циліндрі на ефективну площу поршня з урахуванням коефіцієнта корисної дії привода.

Горизонтальний важіль працює переважно на вигин з одночасною дією поперечних сил, а в окремих випадках – на складний опір (вигин із крученням), залежно від конструктивної схеми та асиметрії навантаження. Розрахунок передбачає визначення внутрішніх силових факторів (згинальних моментів і поперечних сил) у небезпечних перерізах, якими зазвичай є зони отворів під шарніри та місця зміни геометрії перерізу (рисунок 3).

Дотичні напруження від поперечної сили визначають відповідно до прийнятої теорії розподілу напружень у перерізі. У разі складного навантаження виконують перевірку на міцність за еквівалентними напруженнями (наприклад за енергетичною теорією міцності).

Отримані напруження порівнюють із допустимими значеннями для матеріалу важеля з урахуванням коефіцієнтів запасу міцності, умов роботи і можливого впливу втоми матеріалу. Особливу увагу приділяють концентраторам напружень, які виникають у зонах отворів і переходів перерізів.

У разі невиконання умов міцності корегують геометричні параметри важеля (товщину, ширину, форму перерізу) або вибирають матеріал із вищими механічними характеристиками.

Ширину  $h$  важеля визначають з умови

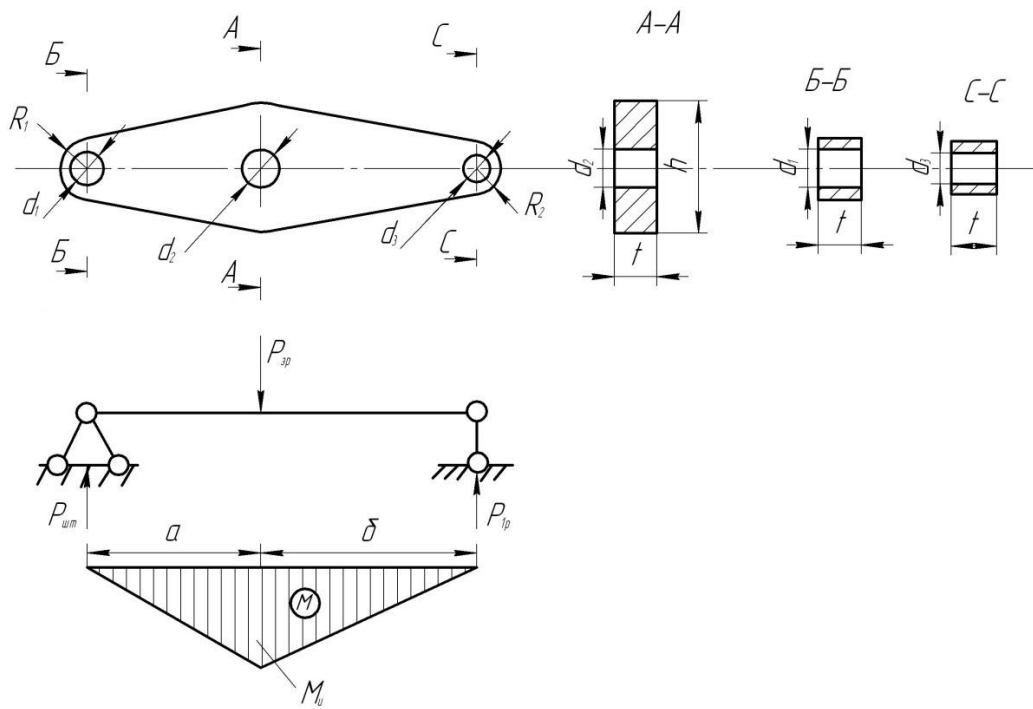
$$[\sigma_3] \geq \frac{M_3}{W}, \quad (14)$$

де  $[\sigma_3]$  – допустиме напруження, що виникає у важелі зі згином, МПа;

$M_3$  – згинальний момент у небезпечному перерізі важеля, Н·м;

$W$  – момент опору в перетині А-А, м<sup>3</sup>;

$$M_3 = P_{um} \cdot a = P_{1p} \cdot b.$$



$a, б$  – плечі важеля;  $h$  – максимальна ширина;  $t$  – товщина;  
 $d_1, d_2, d_3$  – діаметри отворів;  $R_1, R_2$  – радіуси торців;  $P_{шт}$  – зусилля штока  
циліндра;  $P_{1p}$  – реакція тяги гальмової передачі вагона;  $P_{зп}$  – реакція  
затяжки горизонтальних важелів

Рисунок 3 – Розрахункова схема горизонтального важеля і його перерізу

Для важеля, що складається із двох пластин, згинальний момент необхідно зменшити у два рази.

Тоді

$$M_3 = 0,5 \cdot P_{шт} \cdot a = 0,5 \cdot P_{1p} \cdot б. \tag{15}$$

Для перерізу А-А

$$W = \frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h},$$

у свою чергу момент опору можна визначити з виразу (14):

$$W = \frac{M_3}{[\sigma_3]}.$$

Тому

$$\frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h} = \frac{M_3}{[\sigma_3]}.$$

Після відповідних перетворень одержуємо алгебраїчне кубічне рівняння вигляду

$$h^3 = \frac{6M_3}{t[\sigma_3]}h + d_2^3. \quad (16)$$

За правилом Тартальї, коренем цього рівняння є вираз

$$h = \sqrt[3]{U} + \sqrt[3]{V}, \quad (17)$$

де  $U$  і  $V$  - розв'язок системи

$$U + V = d_2^3; \quad UV = \left( \frac{6M_3}{3t[\sigma_3]} \right)^3 = \left( \frac{2M_3}{t[\sigma_3]} \right)^3. \quad (18)$$

Примітка - рівняння (16) можна записати у вигляді  $h^3 + ph + q = 0$ , де  $p = -\frac{6M_3}{t[\sigma_3]}$ ,  $q = -d_2^3$ . Розв'язуючи рівняння (18), можливий випадок, коли

дискримінант кубічного рівняння буде від'ємною величиною  $\Delta = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27} < 0$ . У цьому

випадку  $h$  знаходять як  $h_1 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi}{3}\right)$ ,  $h_2 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi+2\pi}{3}\right)$ ,  
 $h_3 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi+4\pi}{3}\right)$ , де  $r = \sqrt[3]{-\frac{p^3}{27}}$   $\varphi = \arccos\left(-\frac{q}{2r}\right)$ .

Задавшись стандартною товщиною  $t$  листа із сортаменту сталевого прокату і діаметром  $d_2$  отвору (додаток В), із виразів (14) і (17) можна визначити ширину  $h$ .

Під час остаточного вибору  $h$  можна керуватися відомостями таблиць В.1, В.2, у яких наведені розміри перерізів важелів, що застосовують у гальмових передачах пасажирських і вантажних вагонів.

### ***Розрахунок вушок елементів важільних передач на міцність***

Вушко важеля розраховують на зминання, зріз, а також згин і розтяг. Напруження зминання і зрізу визначають за формулами

$$\sigma_{зм} = \frac{4P}{\pi t d_1} \leq [\sigma_{зм}], \quad (19)$$

$$\tau_{зр} = \frac{P}{2th_1} \leq [\tau_{зр}], \quad (20)$$

де  $P$  – зусилля, що діє на вушко, Н;

$t$  – товщина вушка, м;

$d_1$  – діаметр отвору вушка, м;

$h_1$  – висота перерізу вушка по лінії зрізу, приймають рівною, м,

$$h_1 = R - \frac{d_1}{2},$$

де  $R$  – радіус зовнішнього обрису вушка, м (рисунок 4).

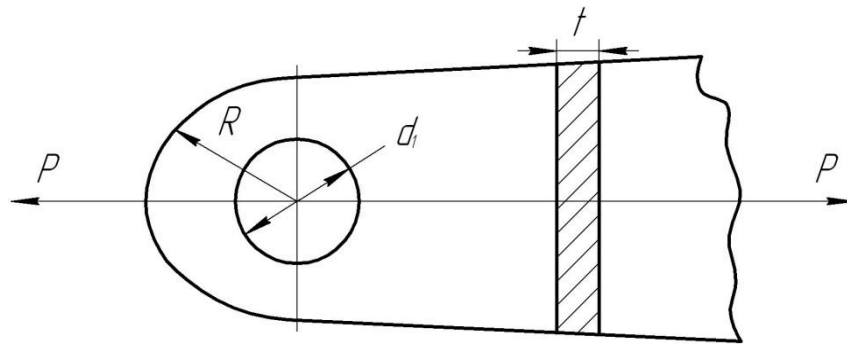


Рисунок 4 – Параметри прямого вушка елементів гальмової важільної передачі гальма

Під час розрахунку вушка напруження згину та розтягу визначають як для криволінійного бруса із зосередженим навантаженням. Залежно від кривизни цього бруса розподіл напружень по перерізу приймають за лінійним або за гіперболічним законами (із відношенням середнього радіуса до висоти перерізу вушка більше п'яти рекомендовано використовувати лінійний закон).

Для прямого вушка (рисунок 4) важеля максимальні розтягувальні напруження в перерізі по отвору визначають за формулою

$$\sigma_{\max_1} = k_{\sigma_1} \frac{P}{(2R - d_1) \cdot t}, \quad (21)$$

а максимальні напруження на зовнішньому контуру вушка в перерізі, розташованому по лінії дії зосередженої сили  $P$ , визначають за формулою

$$\sigma_{\max_2} = k_{\sigma_2} \frac{2P}{\pi d_1 t}, \quad (22)$$

де  $k_{\sigma_1}, k_{\sigma_2}$  – коефіцієнти, що знаходяться залежно від відношення  $\frac{d_1}{2R}$  за графіком, поданим на рисунку 5.

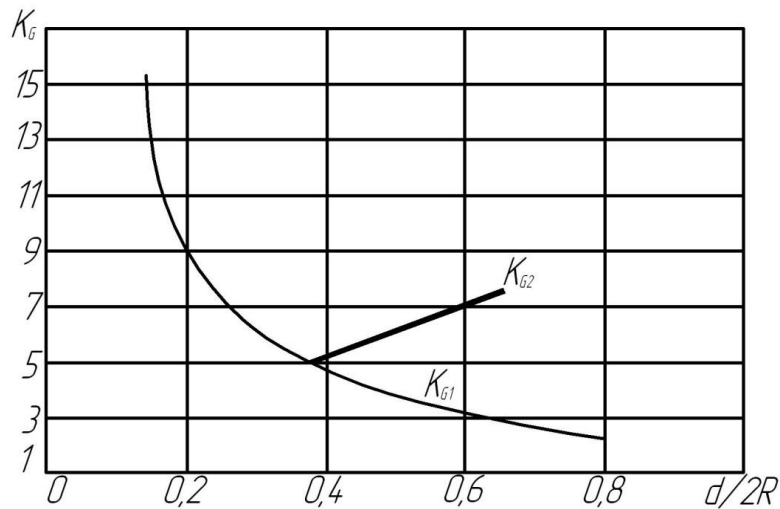


Рисунок 5 – Коефіцієнти для визначення розтягувальних напружень у  
прямому вушку

Розв’язуючи рівняння (19) відносно шуканої величини  $t$ , можна орієнтовно вибрати товщину вушка, а отже, і товщину пластини важеля:

$$\sigma_{зм} = \frac{4P}{\pi t d_1}; \quad t = \frac{4P}{\pi d_1 [\sigma_{зм}]}$$

Зовнішні радіуси  $R$  для вибраної товщини  $t$  листа можна орієнтовно визначити з урахуванням припустимих напружень на зріз із формули (20):

$$[\tau_{зп}] = \frac{P}{2t \left( R - \frac{d_1}{2} \right)}, \quad R = \frac{P + t d_1 [\tau_{зп}]}{2t [\tau_{зп}]}$$

Тоді, відповідно до знайденого розв’язку ширина важеля в перерізі  $B-B$  (рисунок 3), буде

$$2R_1 = \frac{P + t d_1 [\tau_{зп}]}{t [\tau_{зп}]}$$

а в перерізі С-С

$$2R_2 = \frac{P + td_3 [\tau_{зр}]}{t [\tau_{зр}]}.$$

Щодо механічної частини гальма [1, 10], то відома й інша формула для наближеного визначення ширини перерізу у вушку важеля:

$$2R = (1,6 \dots 1,8) d_г,$$

де  $d_г$  – внутрішній діаметр вушка, м.

### ***Розрахунок тяги та прямолінійної затяжки важелів на міцність***

Тяги, проміжні тяги та прямолінійні затяжки важелів (таблиця В.5) у розрахунковій схемі приймають у вигляді стрижнів, що шарнірно опираються по кінцях і центрально розтягнутих або стиснених силами [10].

На затяжку вертикальних важелів у двовісному візку під час гальмування вантажного вагона діють стискальні зусилля  $P_4$  і  $P_{4р}$ , тому її розраховують на стиск із перевіркою на повздожній згин:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_4}{F\varphi} \leq [\sigma_{ст}], \quad (23)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу бруто (без урахування місцевих послаблень), м<sup>2</sup>;

$\varphi$  – коефіцієнт повздожнього згину (у площині найменшої жорсткості).

Значення  $\varphi$  визначають залежно від найбільшої гнучкості стрижня за даними таблиці 6.

Таблиця 6 – Коефіцієнт повздовжнього згину

$\lambda$	Ф			$\lambda$	Ф		
	Марка сталі				Марки сталей		
	Ст. 3, М16С, сталь 20	Ст. 5, сталь 30	09Г2Д		Ст. 3, М16С, сталь 20	Ст. 5, сталь 30	09Г2Д
1	2	3	4	5	6	7	8
10	0,99	0,98	0,98	110	0,52	0,43	0,39
20	0,97	0,96	0,95	120	0,45	0,38	0,33
30	0,95	0,93	0,92	130	0,4	0,32	0,29
40	0,92	0,89	0,89	140	0,36	0,28	0,25
50	0,89	0,85	0,84	150	0,32	0,25	0,23
60	0,86	0,8	0,78	160	0,29	0,23	0,21
70	0,81	0,74	0,71	170	0,26	0,21	0,19
80	0,75	0,67	0,63	180	0,23	0,19	0,17
90	0,69	0,59	0,54	190	0,21	0,17	0,15
100	0,6	0,5	0,46	200	0,19	0,15	0,13

Гнучкість стрижня визначають за формулою

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{J}{F}}}, \quad (24)$$

де  $l$  – розрахункова довжина стрижня, м;

$J$  – момент інерції перерізу стрижня, м<sup>4</sup>;

$\beta$  – коефіцієнт приведення довжини балки, визначеної залежно від умов її закріплення і прикладення навантаження.

Для прийнятої схеми (рисунок б) закріплення стрижня і прикладення навантаження  $\beta = 1$ .

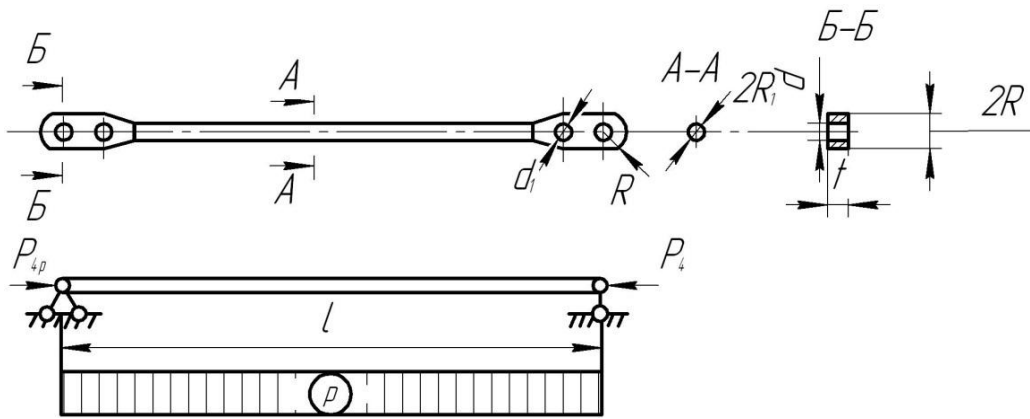


Рисунок 6 – Розрахункова схема затяжки вертикальних важелів візка і її переріз

Для круглого перерізу затяжки вертикальних важелів

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тому

$$\lambda = \frac{4l}{d}, \quad (25)$$

а діаметр затяжок визначають за формулою

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_4}{\pi \varphi \cdot [\sigma_{cm}]}}. \quad (26)$$

При цьому спочатку необхідно визначити орієнтовний діаметр затяжки, для чого слід прийняти  $\varphi = 1$ . Потім, використовуючи формулу (24) і варіюючи діаметром  $d$ , можна вибрати величину гнучкості  $\lambda$  стрижня, що дає змогу вибрати з таблиці 6 коефіцієнт повздожнього згину  $\varphi$ , необхідний для уточнення діаметра затяжки.

Діаметр зтяжки вертикальних важелів у візках вантажних вагонів з урахуванням забезпечення стійкості від повздовжнього згину має бути не менше 50 мм.

### ***Розрахунок непрямих вушок на міцність***

Для непрямого вушка зтяжки або тяги (рисунок 7) найбільші стискальні напруження в точці *A* внутрішньої циліндричної поверхні вушка за допущення, що тиск від валика по цій поверхні розподілений рівномірно, обчислюють за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{d_1 t} \cdot \frac{4R^2 + d_1^2}{4R^2 - d_1^2}, \quad (27)$$

справедливої за умови, що для вушка  $R - \frac{d_1}{2} = \text{const}$ .

Непрямі вушка в зтяжці або тязі розраховують так само, як і прямі на змінання за формулою (19) і зріз за формулою (20).

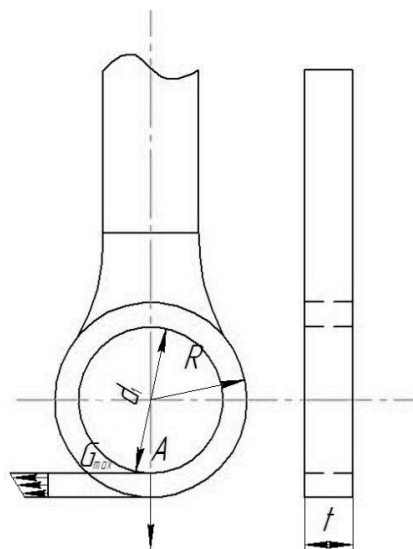


Рисунок 7 – Параметри круглого вушка

Діаметр тяг гальмової важільної передачі має бути не менше 22 мм. Для тяг довжиною менше 2 м можна встановлювати діаметр менше 22 мм за умови підтвердження розрахунком достатньої міцності та жорсткості.

### ***Розрахунок криволінійної зтяжки горизонтальних важелів на міцність***

Зусилля, яке виникає на штоці гальмового циліндра, передається на правий візок (за напрямком руху поїзда) через перший горизонтальний важіль, який з'єднаний у середній частині з криволінійною зтяжкою, а на своєму кінці з авторегулятором і деталями гальмової важільної передачі. На лівий візок вагона зусилля передається через криволінійну зтяжку та другий горизонтальний важіль, який з'єднаний із повздовжньою тягою, що сприймає зусилля та передає його також деталям гальмової важільної передачі. Криволінійна зтяжка встановлена між горизонтальними важелями і сприймає зусилля розтягу під час гальмування. Криволінійна зтяжка передає найбільші зусилля в гальмовій важільній передачі, а також за її допомогою забезпечена зміна передавального числа, яке залежить від типу композиційних або чавунних колодок, що застосовують на вантажному рухомому складі [11-13].

Розрахунок на міцність криволінійної зтяжки передбачає визначення геометричних розмірів її перерізів. Через те що напруження, які виникають у цих перерізах під дією зусиль, переданих від горизонтальних важелів гальмової передачі, не мають перевищувати допустимих для марок сталі, з яких вони виготовляються, то розрахунок криволінійної зтяжки горизонтальних важелів необхідно починати з побудови епюр діючих на неї зусиль, а також згинальних моментів. За такої умови розрахункову схему криволінійної зтяжки горизонтальних важелів (рисунок 8) приймають у вигляді стрижнів, що шарнірно опираються по обох кінцях. Однак зусилля її розтягу прикладені ексцентрично. Тому від зусиль  $P_3$  і  $P_{3p}$  вона зазнає не тільки розтягу, але і згину.

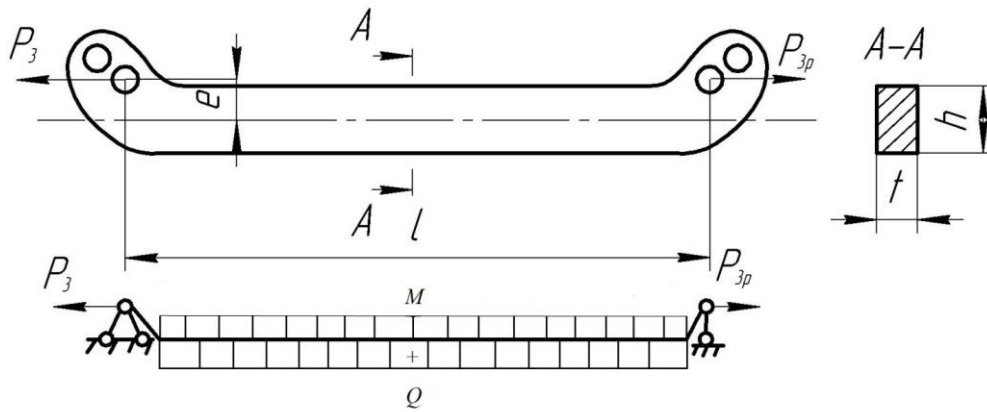


Рисунок 8 – Розрахункова схема криволінійної зтяжки горизонтальних важелів гальмового циліндра і її переріз

Відповідно до зазначеного, ширину перерізу до пластинчатої зтяжки потрібно визначати з виразу

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_z = \frac{P_3}{F} + \frac{M_z}{W}. \quad (28)$$

Площа поперечного перерізу  $A-A$  зтяжки

$$F = th.$$

Згинальний момент, що діє на зтяжку,

$$M_z = P_3 e,$$

де  $e$  – ексцентриситет прикладання зусилля  $P_3$  до зтяжки відносно повздовжньої осі симетрії пластини, м.

Момент опору перерізу  $A-A$  пластини

$$W = \frac{th^2}{6}.$$

Тоді, попередньо вибравши товщину  $t$  листа зтяжки із сортаменту сталевого прокату із урахуванням її розтягу і згину, отримаємо

$$h = \frac{P_3}{[\sigma_p]t} + \sqrt{\frac{6P_3e}{[\sigma_3]t}}. \quad (29)$$

Звичайно приймають товщину  $t$  пластинчастих зтяжок, рівною 20, 25 і 30 мм. Оскільки в зтяжці мають бути передбачені отвори (діаметром від 36 до 50 мм) для шарнірних з'єднань її з іншими елементами, то ширина перерізу пластини не має бути менше 80 мм. У гальмовій важільній передачі вагонів знайшли застосування зтяжки важелів із шириною перерізу 80, 105 і 110 мм (таблиця В.1). Зтяжки із шириною перерізу 110 мм зазвичай мають по краях отвори діаметром 45 мм.

### ***Розрахунок траверси на міцність***

Траверса гальмової важільної передачі пасажирського вагона є стрижневим елементом, призначеним для передавання та рівномірного розподілу гальмового зусилля між гальмовими колодками. Конструктивно траверса виконана у вигляді прямолінійного елемента постійного або змінного перерізу з вузлами підвіски, через які передається навантаження від гальмових колодок [5, 10].

Розрахункова схема траверси являє собою балку, яка вільно лежить на двох опорах (рисунок 9), навантажену симетрично розташованими відносно її кінців зосередженими силами  $P$ . Розрахунок перерізу виконують за формулою (14).

Згідно з розрахунковою схемою, траверса навантажена симетрично: у двох проміжних точках прикладені сили  $P$ , що відповідають зусиллям натискання гальмових колодок, а на кінцях діють реакції  $R$ , які передаються до суміжних елементів гальмової важільної передачі [1]. Відстань між кінцями траверси становить  $l$ , а відстань від кінців до точок прикладання сил –  $a$ .

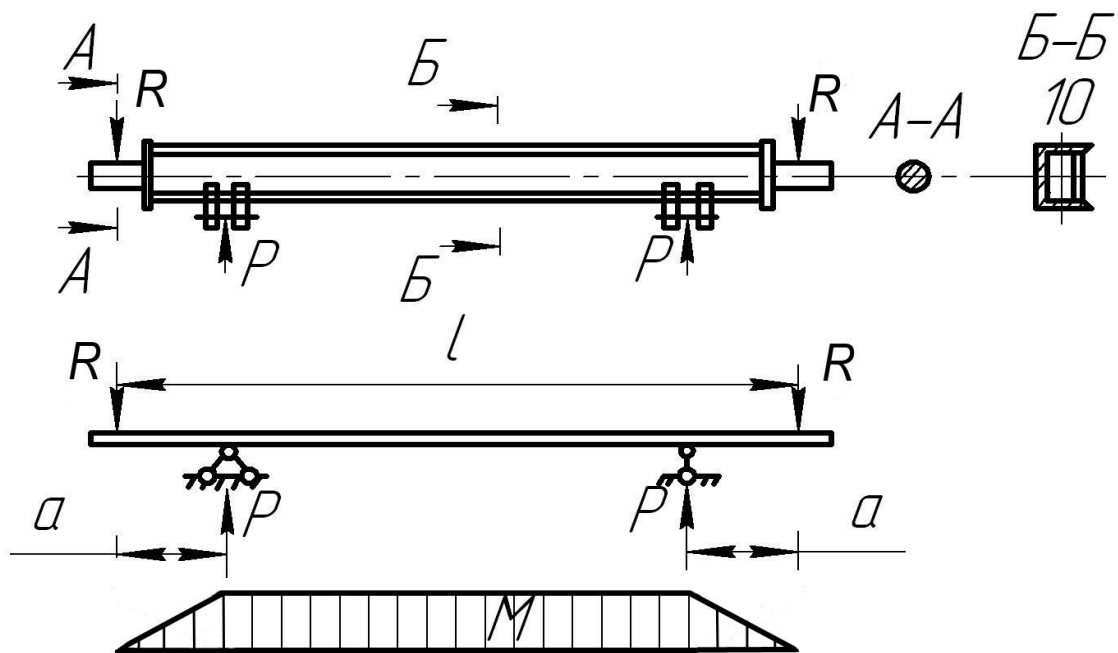


Рисунок 9 – Розрахункова схема траверси

Розрахунок на міцність виконують для найбільш несприятливого режиму навантаження, що відповідає максимальному тиску в гальмовому циліндрі. Виходячи з умов статичної рівноваги, для симетричної схеми маємо  $2R = 2P$ ,  $\Rightarrow R = P$ .

Для оцінювання напруженого стану траверси визначають внутрішні силові фактори – поперечні сили та згинальні моменти.

Траверса працює переважно на згин. Небезпечними перерізами є середній переріз, а також зони розташування підвісок, де прикладені сили  $P$  і можливе виникнення концентрацій напружень.

Окрім нормальних напружень, розраховують дотичні напруження від дії поперечних сил, а також аналізують міцність у зонах кріплення підвісок і різкої зміни геометрії перерізу.

Особливу увагу приділяють можливим відхиленням у розподілі навантаження, зокрема виникненню клиноподібного зносу гальмових колодок, що може призводити до несиметричного прикладання сил ( $P1 \neq P2$ ) У такому випадку розрахунок уточнюють з урахуванням

нерівномірного навантаження, що викликає зміщення максимуму згинального моменту і підвищення напружень у найбільш навантажених перерізах.

Перевірку міцності траверси здійснюють порівнянням розрахункових напружень із допустимими значеннями для матеріалу з урахуванням коефіцієнта запасу міцності та умов експлуатації.

### ***Розрахунок валиків на міцність***

Валики гальмової важільної передачі вагона є відповідальними елементами шарнірних з'єднань, які забезпечують передавання зусиль між ланками механізму та сприймають значні експлуатаційні навантаження. У процесі роботи вони зазнають дії поперечних сил, що передаються від важелів і тяг, а також впливу нерівномірного розподілу навантаження по довжині.

Згідно з розрахунковою схемою (рисунок 10), навантаження на валик має розподілений характер у зонах контакту з вушками елементів важільної передачі та може включати зосереджену складову. У результаті формується складний напружений стан, який поєднує згин, зріз і контактні напруження в місцях взаємодії з отворами.

Основним видом роботи валика є згин, зумовлений дією поперечних сил. Найбільші напруження виникають зазвичай у середній частині валика, де досягається максимальне значення згинального моменту. Епюра згинальних моментів має плавний характер із максимумом у центральній зоні [1, 5, 10].

Окрім згину, валик перевіряють на зріз у поперечних перерізах, а також на контактну міцність у зонах взаємодії з отворами вушок, де можливе виникнення підвищених місцевих напружень і зносу.

Важливим фактором є нерівномірність розподілу навантаження по довжині валика, яка може бути зумовлена зазорами в шарнірних з'єднаннях, похибками виготовлення і монтажу, а також деформаціями

елементів гальмової важільної передачі. Це призводить до локального перевантаження окремих ділянок і впливає на довговічність елемента.

Перевірку міцності виконують за сукупністю діючих напружень з урахуванням коефіцієнта запасу міцності та умов циклічного навантаження. За необхідності корегують конструктивні параметри – діаметр валика, довжину робочих поверхонь, або вибирають матеріал із підвищеними механічними характеристиками.

Валики розраховують на деформацію згину за розрахунковою схемою на рисунку 10.

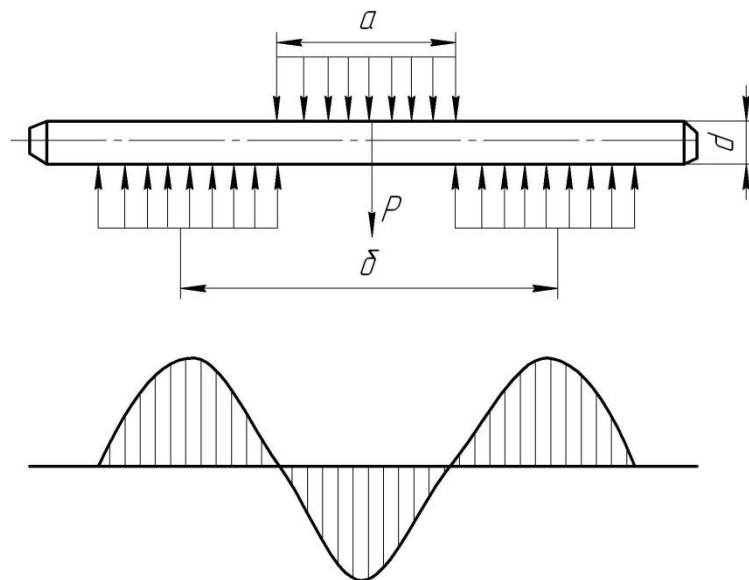


Рисунок 10 – Розрахункова схема навантаження валика

Напруження згину визначають за формулою

$$\sigma_3 = \frac{P}{0,4d^3} \left( \delta - \frac{a}{2} \right), \quad (30)$$

звідки

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot \left( e - \frac{a}{2} \right)}{0,4 \cdot [\sigma_3]}}, \quad (31)$$

де  $[\sigma_3]$  – допустиме напруження згину, МПа;

$P$  – навантаження на валик, Н;

$d$  – діаметр валика, м;

$e$  – відстань між серединами вушок важелів, м;

$a$  – довжина поверхні, що передає навантаження, м.

Отриманий діаметр валика необхідно порівняти зі стандартним і за необхідності прийняти найближчий діаметр стандартного валика. Стандартні валики мають діаметри 20, 23, 26, 30, 32, 36, 45, 50 мм.

Прийнятий валик перевіряють на деформації зрізу:

$$\tau_3 = \frac{4P}{n \cdot \pi d^2}, \quad (32)$$

де  $P$  – навантаження, кН;

$d$  – діаметр стандартного валика, м;

$n$  – кількість перерізів.

### ***Розрахунок тріангеля на міцність***

Розрахунок тріангеля за наявності згинальних моментів у кінцевих частинах, що викликані ексцентричним прикладанням навантаження відносно вузла з'єднання струни і балки, потрібно виконувати уточнюючим методом з обов'язковим урахування деформації згину його балки [10, 12, 14]. Розрахунок виконують за методом сил будівельної механіки за розрахунковою схемою на рисунку 11, де за одне «зайве» невідоме приймають зусилля у струні.

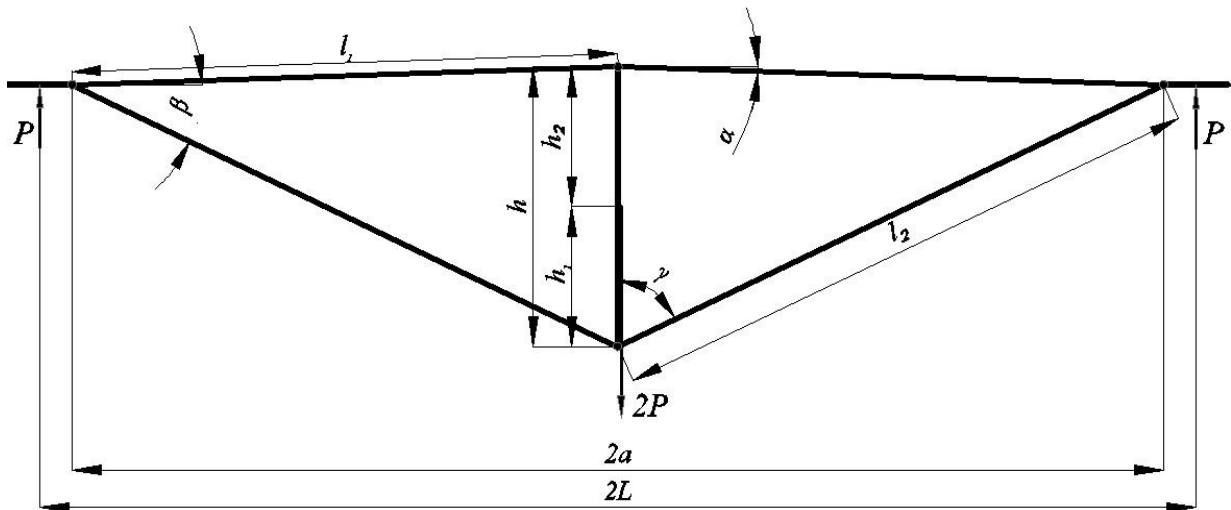


Рисунок 11 – Розрахункова схема триангеля

Типовий триангель має такі геометричні параметри:  $l_1 = 0,7589$  м,  $l_2 = 0,845$  м,  $h = 0,3753$  м,  $h_1 = 0,108$  м,  $2a = 1,517$  м,  $2L = 1,607$  м,  $\alpha = 2^\circ 34'$ ,  $\gamma = 63^\circ 38'$ .

Основна система наведена на рисунку 12.

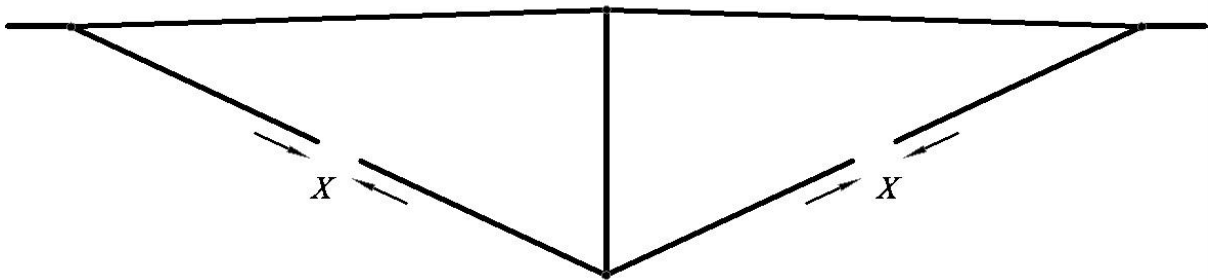


Рисунок 12 – Основна система розрахунку триангеля

Епюри згинальних моментів і повздовжніх сил від зусилля  $X = 1$  і навантаження  $2P$  зображені відповідно на рисунках 13, 14.

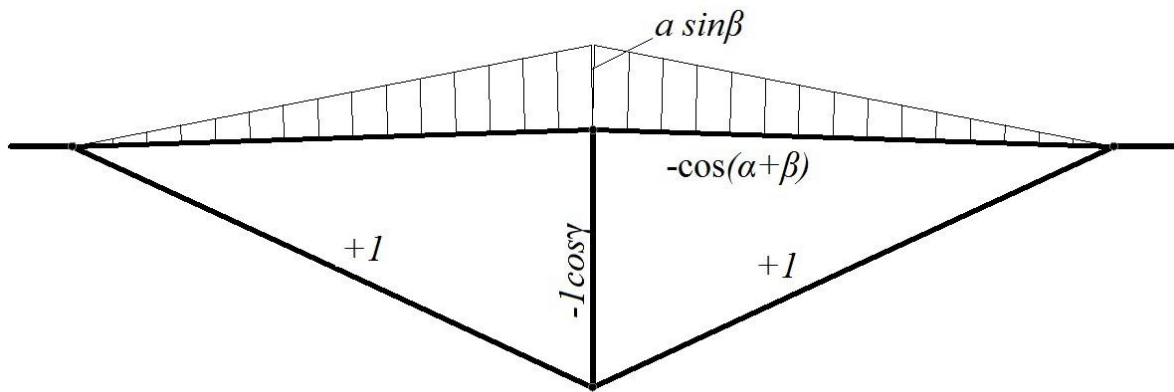


Рисунок 13 – Епюра згинальних моментів і нормальних сил від зусилля  $X = 1$

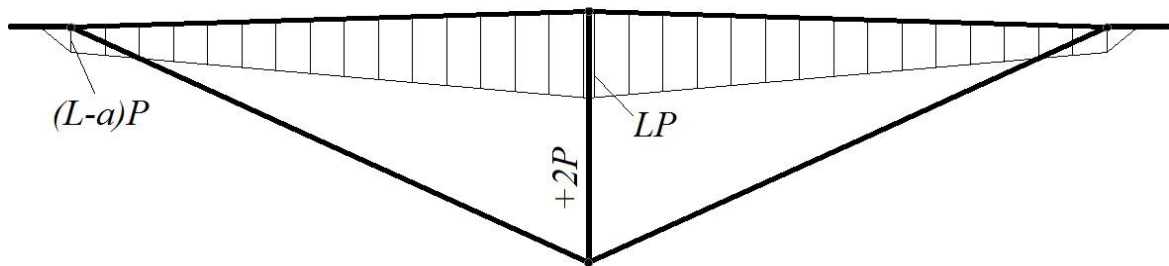


Рисунок 14 – Епюра згинальних моментів і нормальних сил від зовнішнього навантаження

Обчислюємо переміщення:

а) від зусилля  $X = 1$  за його напрямком:

$$E_{\delta_{11}} = \frac{2l_1 a^2 \sin^2 \beta}{3I_y} + \frac{2l_1 \cos^2(\alpha + \beta)}{F_0} + \frac{2l_2}{F_c} + \frac{4 \cos^2 \gamma n}{F_p},$$

де  $I_y$  – момент інерції балки відносно вертикальної осі,  $m^4$ ;

$F_0$  – площа перерізу балки,  $m^2$ ;

$F_p$  – площа перерізу розпірки,  $m^2$ ;

$F_c$  – площа перерізу струни,  $m^2$ ;

б) навантаження  $2P$  за напрямком «зайвого» невідомого:

$$E_{\delta_{1P}} = -\frac{a \sin \beta l_1 P}{3I_y} (3L - a) - \frac{4Ph_1 \cos \gamma}{F_p}.$$

Зусилля  $X$  визначають із рівняння

$$\delta_{11}x_1 + \delta_{1P} = 0 \text{ або } X = -\frac{\delta_{1P}}{\delta_{11}}.$$

Після визначення зусилля  $X$  будують сумарну епюру згинальних моментів і повздовжніх сил (рисунок 15) накладанням епюр, наведених на рисунках 13, 14, при цьому першу з них перед накладенням помножують на отримане значення  $X$ . Виходячи з сумарної епюри, визначають величину напружень в елементах триангеля.

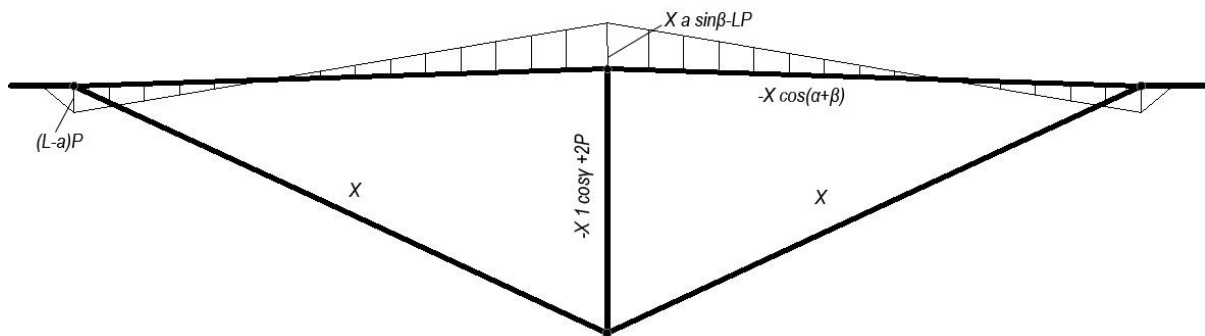


Рисунок 15 – Сумарна епюра згинальних моментів і повздовжніх сил

### **Розрахунок маятникової підвіски башмака на міцність**

Маятникова підвіска башмака є елементом гальмової важільної передачі вагона, що забезпечує підвішування гальмового башмака та його

просторову орієнтацію відносно колеса. У процесі роботи підвіска сприймає зусилля від гальмового натискання, а також динамічні навантаження, що виникають із рухом вагона [12, 14, 15]. Конструктивно елемент працює переважно на розтяг із можливим додатковим згином, зумовленим відхиленням від ідеальної геометрії та несиметричністю прикладання сил.

Розрахунок на міцність виконують для найбільш несприятливого режиму навантаження, що відповідає максимальному гальмовому зусиллю. При цьому визначають напруження в небезпечних перерізах підвіски, зокрема в зонах отворів і місцях переходу перерізів, де можливе виникнення концентрацій напружень [11-15]. Додатково враховують вплив поперечних сил і можливих перекосів, які можуть спричинити появу згинальних напружень. Перевірку міцності здійснюють порівнянням розрахункових напружень із допустимими значеннями для матеріалу з урахуванням коефіцієнта запасу та умов експлуатації.

Визначимо нормальні напруження, що виникають у маятниковій підвісці за формулою (рисунок 16)

$$\sigma_p = \frac{P_k}{2F}, \quad (33)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу, м<sup>2</sup>.

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

$$P_k = K\varphi_k,$$

де  $\varphi_k$  – коефіцієнт тертя.

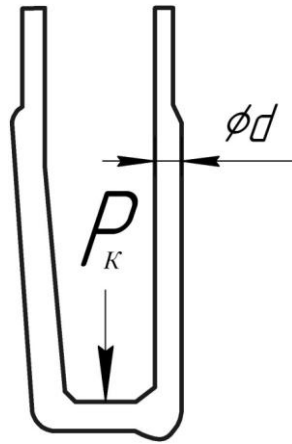


Рисунок 16 – Розрахункова схема маятникової підвіски башмака

Діаметр підвіски можна знайти за формулою

$$d = \sqrt{\frac{P_k}{2\pi[\sigma_p]}}. \quad (34)$$

### 2.3.5 Особливості розрахунку на міцність елементів гальмової важільної передачі методом скінченних елементів

Наразі одним із найбільш прогресивних методів машинобудування, який використовують для розрахунків на міцність, є метод скінченних елементів [2, 3]. Розглянемо особливості застосування цього методу для розрахунків на міцність елементів гальмової важільної передачі, а саме зтяжки вертикальних важелів і горизонтального важеля. При цьому як розрахунковий комплекс використано SolidWorks Simulation.

На початковому етапі дослідження створено просторову модель зтяжки вертикальних важелів (рисунок 17) із застосуванням альбому креслень гальмової важільної передачі візка моделі 18-100, який використовують під вантажними вагонами колії 1520 мм. Графічні роботи проведено у програмному комплексі SolidWorks.

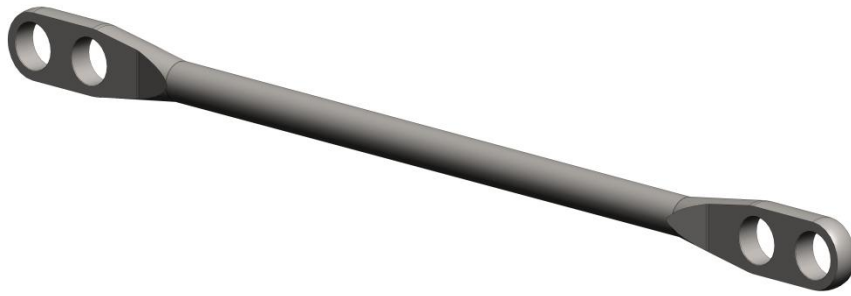


Рисунок 17 – Просторова модель зтяжки вертикальних важелів

Оптимальну кількість скінченних елементів визначено графоаналітично. Оскільки сітка створювана на твердому тілі, то як скінченні елементи застосовано тетраедри. З урахуванням цього кількість елементів, які налічує модель, склала 17209, а вузлів – 41856. Максимальний розмір елемента дорівнював 10 мм, а мінімальний – 2 мм. Скінчено-елементу модель зтяжки вертикальних важелів наведено на рисунку 18.

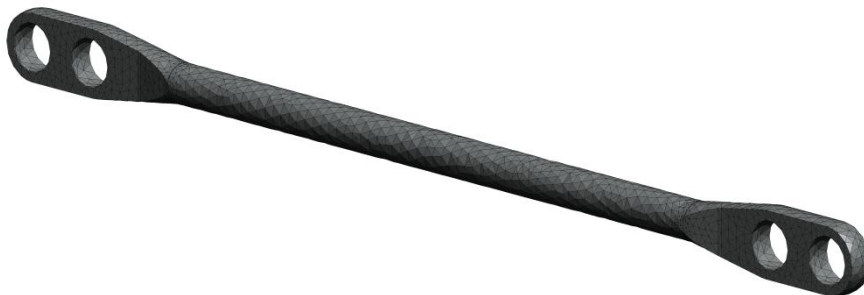


Рисунок 18 – Скінчено-елемента модель зтяжки вертикальних важелів

Оскільки в процесі експлуатації зтяжка вертикальних важелів зазнає деформації стиску, то до її вушок прикладені повздовжні сили (рисунки 19). При цьому величини цих сил прийнято 48,035 кН [4, 6], що відповідає випадку застосування композиційних колодок у вагоні.

Закріплювали зтяжку вертикальних важелів у зонах встановлення валиків у неї. Як матеріал конструкції застосовано сталь Ст. 3, яка є

типовою для виготовлення деталей гальмової важільної передачі візка. Ураховано, що сталь має ізотропні властивості, що дало змогу використати як розрахунковий критерій Мізеса.

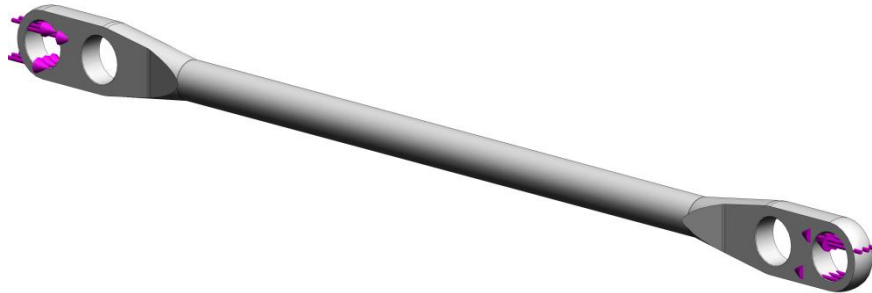


Рисунок 19 – Розрахункова схема зтяжки вертикальних важелів

Результати розрахунку наведено на рисунках 20–22. Встановлено, що максимальні напруження виникають у вушках зтяжки вертикальних важелів (рисунок 20) і складають 128 МПа (рисунок 21). Отримані напруження на 11,7 % нижчі за допустимі [5] і складають 145 МПа. Отже, міцність зтяжки вертикальних важелів забезпечена.

Максимальні переміщення в зтяжці вертикальних важелів виникають у її кінцевих частинах, але вони є досить незначними і складають менше 1 мм (рисунок 22).



Рисунок 20 – Найбільш навантажені зони зтяжки вертикальних важелів

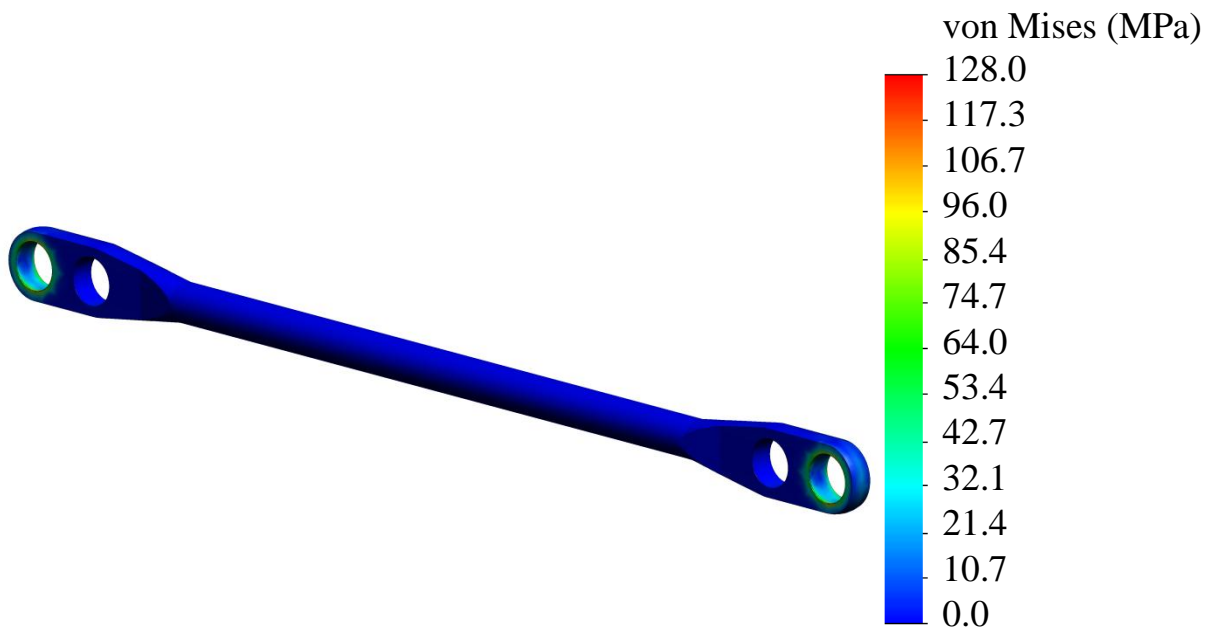


Рисунок 21 – Напружений стан затяжки вертикальних важелів

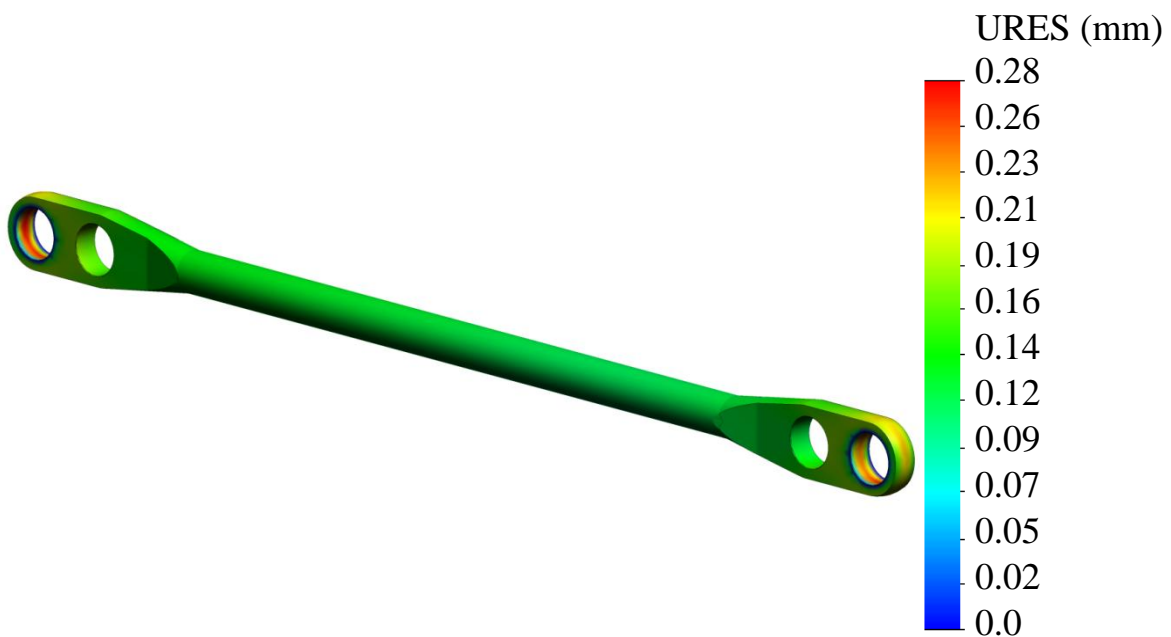


Рисунок 22 – Переміщення у вузлах затяжки вертикальних важелів

За наведеною методикою здійснено і розрахунок на міцність горизонтального важеля гальмової важільної передачі. Просторову модель важеля наведено на рисунку 23.

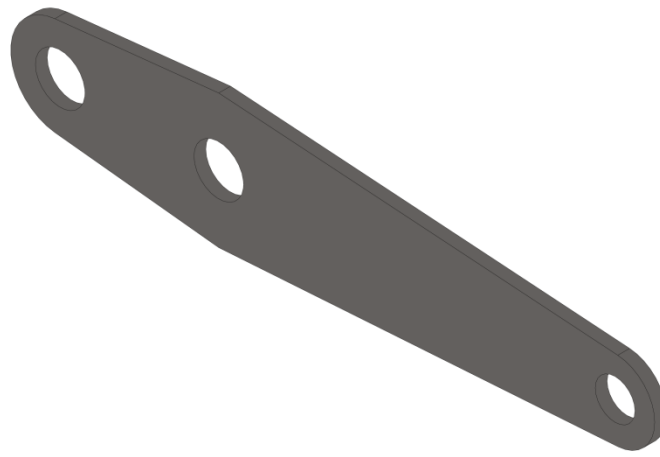


Рисунок 23 – Просторова модель важеля

Створення скінчено-елементної моделі здійснено із використанням тетраедрів. При цьому модель налічує 4251 вузлів і 2037 елементів із максимальним розміром 15 мм і мінімальним 0,75 мм (рисунок 24).

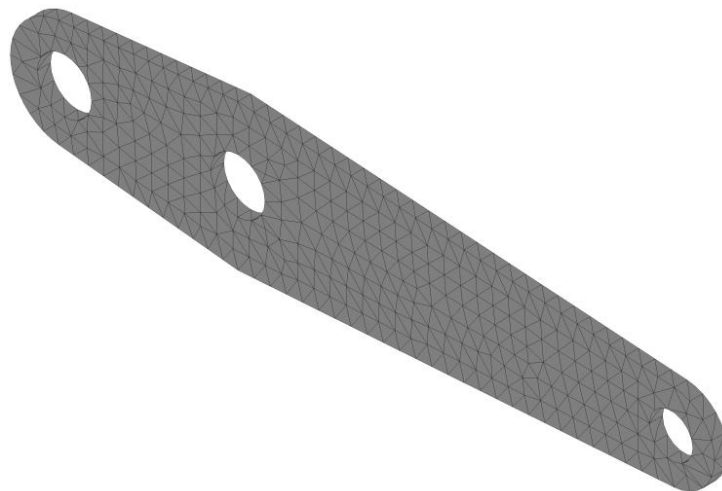


Рисунок 24 – Скінчено-елементна модель горизонтального важеля

Під час складання розрахункової схеми (рисунок 25) ураховано, що на середній отвір важеля діє сила 24,018 кН [4, 6]. Закріплення важеля здійснювано в зонах його взаємодії із валиками.

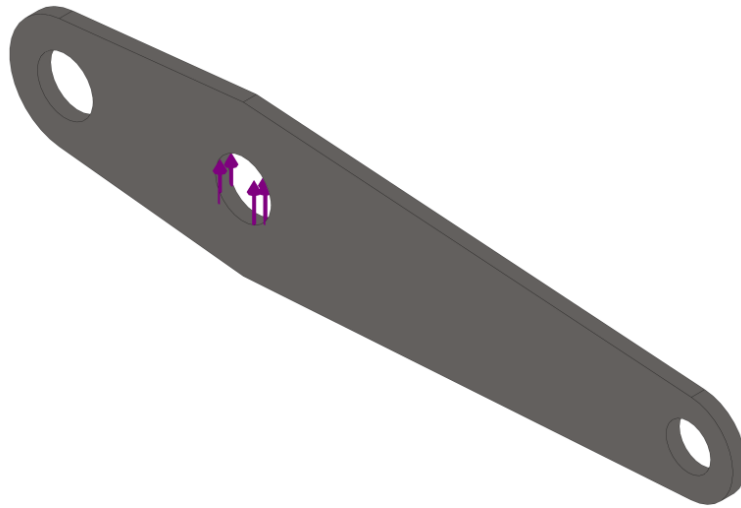


Рисунок 25 – Розрахункова схема важеля

Матеріал важеля – Ст. 3. Результати розрахунку важеля наведено на рисунках 26–28. Максимальні напруження виникають у вушці важеля (рисунок 26) і складають 98,8 МПа (рисунок 27), що нижче за допустимі на 31,8 %. Отже, міцність горизонтального важеля забезпечена.

Максимальні переміщення зафіксовано в середній частині важеля і склали 8,68 мм (рисунок 28).

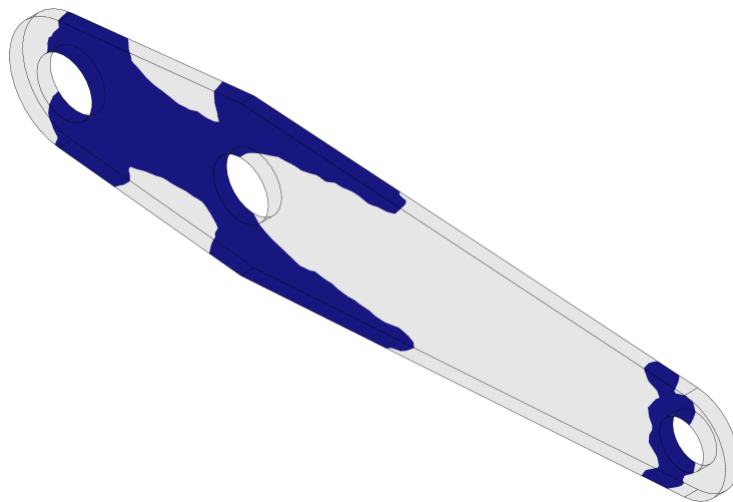


Рисунок 26 – Найбільш навантажені зони горизонтального важеля

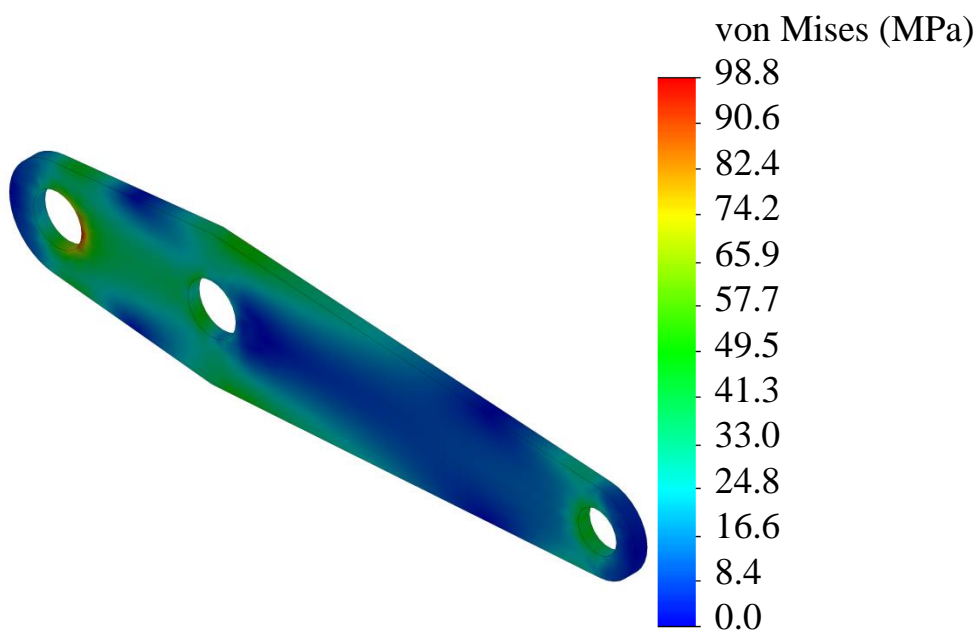


Рисунок 27 – Напружений стан горизонтального важеля

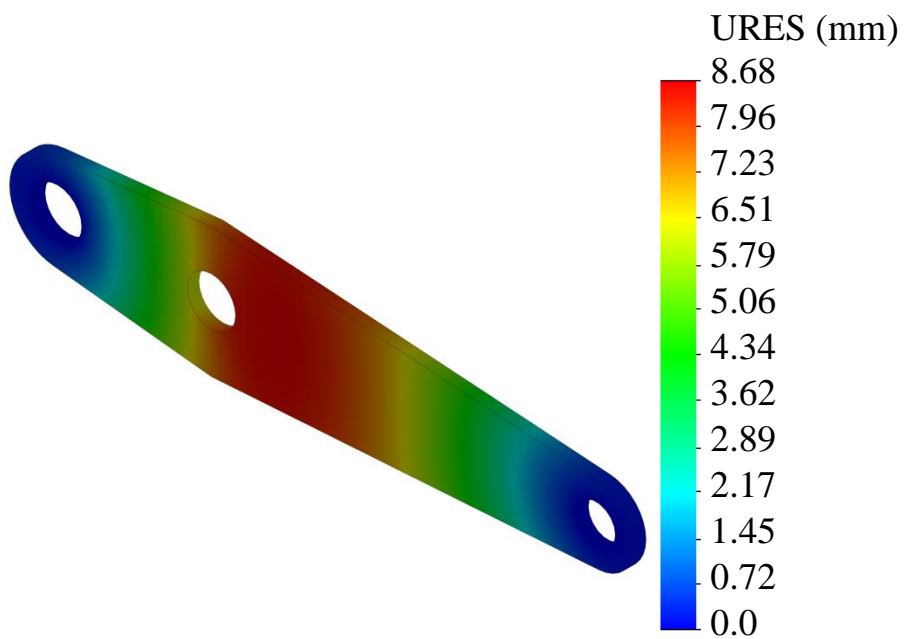


Рисунок 28 – Переміщення у вузлах горизонтального важеля

## 2.4 Розрахунок гальмового шляху поїзда

### 2.4.1 Розрахунок ваги поїзда і визначення кількості вагонів

Вагу поїзда визначають за формулою

$$Q_n = \frac{F_y - (w_0' + i_p) P_l}{w_0'' + i_p}, \quad (35)$$

де  $F_y$  – дотична сила тяги локомотива, кН;

$w_0'$  – основний питомий опір локомотива, коли він рухається в режимі тяги з розрахунковою сталою швидкістю, Н/кН;

$P_l$  – вага локомотива, кН;

$w_0''$  – основний питомий опір вагонів, які рухаються з розрахунковою швидкістю, Н/кН;

$i_p$  – питомий опір від розрахункового підйому, ‰.

$$w_0' = 1,9 + 0,01v_\infty + 0,0003v_\infty^2, \quad (36)$$

де  $v_\infty$  – розрахункова швидкість, км/год.

$$w_0'' = 0,7 + \frac{30 + v_\infty + 0,025v_\infty^2}{10 \cdot q_o}. \quad (37)$$

де  $q_o$  – статичне навантаження на вісь, кН,

$$q_o = \frac{T + P}{n}, \quad (38)$$

де  $T, P$  – відповідно вага тари і вага вантажу, що перевозять у вагоні, кН;

$n$  – кількість колісних пар у вагоні.

Вагу кожного типу вагона визначають відповідно до завдання за формулою

$$Q_i = Q_n \cdot r_i, \quad (39)$$

де  $Q_i$  – вага  $i$  - го вагона, Н;

$r_i$  – відсоткове відношення вагонів  $i$  -го типу відповідно до завдання.

Для визначення кількості вагонів  $i$  -го типу в поїзді можна користуватися формулою

$$n_i = k_{зав} \frac{Q_i}{P_i + T_i} + k_{пор} \frac{Q_i}{T_i} + k_{зав.30\%} \frac{Q_i}{0,3P_i + T_i}, \quad (40)$$

де  $k_{зав}$ ,  $k_{пор}$ ,  $k_{зав.30\%}$  – коефіцієнти наявності відповідно завантажених, порожніх і завантажених на 30 % вагонів  $i$  - го типу (за завданням);

$Q_i$  – вага брутто  $i$  - го типу вагона, Н;

$T_i$  – вага тари  $i$  - го типу вагона, Н;

$P_i$  – вага вантажу, що перевозять у  $i$  -му типі вагона, Н.

#### 2.4.2 Випрямлення профілю колії

Для розрахунків спрямляють профіль колії:

$$i'_c = \frac{i_1 S_1 + i_2 S_2 + \dots + i_n S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}, \quad (41)$$

де  $i_i$  – ухил  $i$ -ї ділянки колії, який потрібно спрямляти, ‰;

$S_i$  – довжина  $i$ -ї ділянки колії, яка відповідає зазначеному ухилу, м.

Загальна довжина ділянки, на якій виконують спрямлення,  
 $S_c = l_n + S_e$ .

Спрямлення профілю колії необхідно виконувати відповідно до вимог [5, 6, 10].

Додатковий опір рухові від впливу криволінійних ділянок визначають:

а) для довжини поїзда, що менше або дорівнює довжині криволінійної ділянки:

$$i_c'' = \frac{700}{R}, \quad (42)$$

де  $R$  – радіус криволінійної ділянки, м;

б) довжини поїзда, що більше від довжині криволінійної ділянки:

$$i_c'' = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_n}, \quad (43)$$

де  $S_{кр}$  – довжина криволінійної ділянки колії, м;

$l_n$  – довжина поїзда, м.

Довжину поїзда визначають за формулою

$$l_n = l_c + m_n l_l + 10, \quad (44)$$

де  $m_n$  – кількість локомотивів, од;

$l_l$  – довжина локомотива, м;

$l_c$  – довжина состава, м,  $l_c = \sum n_i l_i$ ,  $n_i$  – кількість вагонів у составі, ваг;

$l_i$  – довжина вагонів по осях зчеплення, із яких сформований состав, м.

Загальний опір руху визначають за формулою

$$i_c = i_c' + i_c'' . \quad (45)$$

### 2.4.3 Розрахунок питомого опору поїзда і питомої гальмової сили та побудування їхніх графіків

Питому гальмову силу визначають за формулою

$$B_z = 1000 \cdot \mathcal{G}_p \cdot \varphi_{кр} , \quad (46)$$

де  $\mathcal{G}_p$  – розрахунковий гальмовий коефіцієнт поїзда (під час екстреного гальмування дорівнює 100 %, який отримано з розрахунком, а під час повного службового гальмування він зменшується на 20 % (для свого варіанта здобувач дивиться рядок «Вид гальмування» у таблиці А.2 і визначає, яке в нього гальмування, і визначає, чи потрібно зменшувати  $\mathcal{G}_p$ );

$\varphi_{кр}$  – розрахунковий коефіцієнт тертя гальмових колодок.

Для розрахунку часу підготовки гальм коефіцієнт тертя визначають для швидкості, із якої починається гальмування.

Якщо в розрахунках значень гальмової сили  $B_z$  коефіцієнт тертя прийнято для композиційних колодок, розрахунковий гальмовий коефіцієнт  $\mathcal{G}_p$  необхідно приймати у два рази меншим.

Розрахунковий коефіцієнт тертя гальмових колодок визначають за формулами:

– для стандартних чавунних колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (47)$$

– чавунних колодок із вмістом фосфору 0,7 – 1,4 %:

$$\varphi_{кр} = 0,3 \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (48)$$

– чавунних колодок із вмістом фосфору 2,5 – 3,5 %:

$$\varphi_{кр} = 0,675 \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (49)$$

– композиційних колодок ТІР-300:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}; \quad (50)$$

– композиційних колодок ТІР-303:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2,6V + 150}. \quad (51)$$

Розрахунковий гальмовий коефіцієнт поїзда визначають за формулою

$$g_p = \frac{\sum K_p}{Q_c + P_l}, \quad (52)$$

де  $\sum K_p$  – сумарне розрахункове натиснення гальмових колодок одного типу в поїзді, Н;

$Q_n$  – вага состава поїзда, кН;

$P_l$  – вага локомотива, кН (додаток Г).

Сумарне розрахункове натиснення гальмових колодок поїзда (з урахуванням локомотива) розраховують за формулою

$$\sum K_p = z_1 \cdot k_1 \cdot x_1 + z_2 \cdot k_2 \cdot x_2 + \dots + z_i \cdot k_i \cdot x_i, \quad (53)$$

де  $z_1, z_2, z_i$  – кількість гальмових осей у вагоні (локомотиві) певного типу;

$x_1, x_2, x_i$  – кількість вагонів (локомотивів) у поїзді за типами та осністю;

$k_1, k_2, k_i$  – розрахункове натиснення гальмових колодок на одну вісь вагона (локомотива) з урахуванням завантаження, кН [6, 9, 10].

Тип і серію локомотива здобувач вибирає за завданням (вагу локомотива і кількість гальмових осей у ньому вибираємо із таблиці Г.1, склад поїзда наведено в таблиці А.1).

На практиці забезпеченість поїзда гальмовими засобами оцінюють гальмовим натисненням, яке припадає на 100 т маси поїзда: для вантажних поїздів має бути не менше 330 кН, пасажирських – 600 кН.

#### **2.4.4 Визначення розрахункового гальмового шляху**

Зовнішньою характеристикою ефективності гальмової системи є довжина гальмового шляху  $S_g$  і величина середніх сповільнень і часу гальмування, які забезпечені під час гальмування.

**Гальмовим шляхом називають** відстань, яку проходить поїзд за час від моменту переведення ручки крана машиніста в положення гальмування до повної зупинки поїзда.

Довжина гальмового шляху може бути розрахована за формулою, яка складена на підставі інтегрування рівняння руху поїзда, що загальмував (сила тяги дорівнює нулю) [1, 10].

Гальмовий шлях поїзда умовно вважають складеним із двох частин: шляху підготовки гальм до роботи  $S_n$  і дійсного шляху гальмування  $S_o$  [1, 9, 10]:

$$S_z = S_n + S_o = 0,278 \cdot V_0 \cdot t_n + \sum \frac{500(V_n^2 - V_k^2)}{\zeta(B_z + w_{ox} \pm i_c)}, \quad (54)$$

де  $V_0$  – швидкість поїзда на початку гальмування, км/год;

$t_n$  – час підготовки гальм до дії, с;

$V_n, V_k$  – відповідно швидкості руху поїзда, км/год, на початку та в кінці розрахункового інтервалу (розрахункові інтервали швидкості пропонують приймати не більше 10 км/год);

$\zeta$  – сповільнення поїзда, км/год<sup>2</sup>, від дії одиночної сповільнюючої сили км·Н/(Н·год<sup>2</sup>) (приймають для вантажних і пасажирських поїздів або вагонів 120 км·Н/(Н·год<sup>2</sup>)) [1, 10];

$B_z$  – питома гальмова сила, Н/кН;

$w_{ox}$  – основний питомий опір рухові поїзда в гальмовому режимі в розрахункових інтервалах за середньої швидкості руху, Н/кН;

$i_c$  – питомий опір від випрямленого профілю колії (на ухилах приймають зі знаком «мінус», на підйомах зі знаком «плюс»). Кожна 1 ‰ ухилу створює опір  $i$ , Н/кН.

Умовно вважають, що під час підготовки гальм до дії стиснене повітря в гальмовий циліндр не надходить, тому швидкість руху поїзда за

час підготовки гальм не змінюється. Дійсне гальмування відбувається з моменту досягнення максимальної гальмової сили в поїзді до моменту його зупинки.

Час підготовки гальм до дії, с, визначають для екстреного і повного службового гальмування за такими формулами [1, 9, 10]:

– для вантажних поїздів довжиною 200 осей і менше

$$t_n = 7 - \frac{10 \cdot i}{B_2}; \quad (55)$$

– вантажних поїздів довжиною більше 200 осей (до 300 осей)

$$t_n = 10 - \frac{15 \cdot i}{B_2}; \quad (56)$$

– вантажних поїздів довжиною більше 300 осей

$$t_n = 12 - \frac{18 \cdot i}{B_2}; \quad (57)$$

– пасажирських поїздів на пневматичних гальмах

$$t_n = 4 - \frac{5 \cdot i}{B_2}; \quad (58)$$

– електропоїздів і пасажирських поїздів на електропневматичних гальмах

$$t_n = 2 - \frac{3 \cdot i}{B_2}. \quad (59)$$

Для автостопного гальмування

$$t'_n = t_n + 12. \quad (60)$$

Основний питомий опір рухові поїзда визначають у такій послідовності.

Основний питомий опір рухові поїзда, Н/кН,

$$w_{ox} = \frac{w''_o \cdot Q_n + w_x \cdot P_l}{Q_n + P_l}, \quad (61)$$

де  $Q_n$  – вага состава поїзда, кН;

$P_l$  – вага локомотива, кН (таблиця Г.1).

Додатковий питомий опір від впливу ухилу

$$i_c = i, \quad (62)$$

де  $i$  – величина ухилу (таблиця А.2).

Питомий опір локомотива, Н/кН, для холостого ходу (без струму) на ланковій колії

$$w_x = 2,4 + 0,011 \cdot V_c + 0,00035 \cdot V_c^2, \quad (63)$$

де  $V_c$  – середня швидкість поїзда в розрахункових інтервалах, км/год.

Основний питомий опір состава вантажного поїзда, Н/кН, визначають за формулою [1, 9, 10]

$$w''_o = \alpha \cdot w''_{o4} + \beta \cdot w''_{o6} + \gamma \cdot w''_{o8}, \quad (64)$$

де  $\alpha, \beta, \gamma$  – відповідно частки (невідсоткові) чотиривісних, шестивісних і восьмивісних вагонів у складі поїзда за вагою (таблиця А.2);

$w''_{04}$  – основний питомий опір чотиривісних вантажних вагонів і вагонів рефрижераторних поїздів, які обладнані роликowymi підшипниками на ланковій колії ( $q_{04} > 6$  т),

$$w''_{04} = 0,7 + \frac{3 + 0,1V_c + 0,0025V_c^2}{q_{04}}; \quad (65)$$

$w''_{06}$  – основний питомий опір шестивісних вагонів,

$$w''_{06} = 0,7 + \frac{8 + 0,1V_c + 0,0025V_c^2}{q_{06}}; \quad (66)$$

$w''_{08}$  – основний питомий опір восьмивісних вагонів,

$$w''_{08} = 0,7 + \frac{6 + 0,038V_c + 0,0021V_c^2}{q_{08}}. \quad (67)$$

Основний питомий опір рухові суцільнометалевих пасажирських вагонів, Н/кН,

$$w''_{0П} = 0,7 + \frac{8 + 0,18V_c + 0,003V_c^2}{q_{П}}. \quad (68)$$

У наведених формулах  $q_{04}, q_{06}, q_{08}, q_{П}$  – вага, що припадає на одну вісь, кН, відповідно чотиривісних, шестивісних, восьмивісних і пасажирських вагонів.

Результати розрахунків довжини гальмового шляху здобувач повинен повністю розрахувати для кожного розрахункового інтервалу за вищенаведеними формулами, а також звести в додатки у вигляді підсумкової таблиці (таблиця Д.1). На підставі даних таблиці побудувати графік залежності гальмового шляху від швидкості  $S_2 = f(V)$  (будувати графік потрібно на міліметровому папері або за допомогою ЕОМ, але при цьому на графіку обов'язково вказати розрахункові величини). Для побудови такого графіка необхідно визначити довжину підготовчого шляху для кожного розрахункового інтервалу. Підраховану за формулами довжину гальмового шляху потрібно перевіряти, порівнюючи її з довжиною гальмового шляху, яка встановлена АТ «Укрзалізниця».

#### 2.4.5 Розрахунок сповільнення поїзда і часу гальмування

Для оцінювання ефективності дії гальм використовують величину середнього сповільнення  $\varepsilon_i$  під час гальмування. Її визначають із рівняння збереження енергії поїзда, який рухається в загальмованому стані, для розрахункового інтервалу [1, 9, 10]:

$$\varepsilon_i = \frac{V_n^2 - V_k^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot \Delta S_0} \quad (69)$$

Отже, величиною середнього сповільнення є питома кінетична енергія (яка припадає на одиницю маси) поїзда, яку гасить його гальмова система на одиниці довжини гальмівного шляху.

Час гальмування поїзда являє собою суму відрізків часу підготовки гальм до роботи і дійсного часу гальмування:

$$t_2 = t_n + \sum t_i = t_n + \sum \frac{V_n - V_k}{3,6 \cdot \varepsilon_i} \quad (70)$$

де  $t_n$  – час підготовки гальм до роботи, с;

$t_i$  – відрізки часу гальмування в кожному розрахунковому інтервалі, с.

Після розрахунку  $\varepsilon_i$  і  $t_2$  для кожного розрахункового інтервалу (починаючи з максимальної швидкості) усі результати звести в таблицю (таблиця Е.1). За даними таблиці будують графічні залежності зазначених величин від швидкості руху поїзда (будувати графічні залежності потрібно на міліметровому папері або за допомогою ЕОМ, але при цьому на графіку обов'язково вказати розрахункові величини).

Визначена величина середнього сповільнення для гальмування на високих швидкостях не має перевищувати  $2 \text{ м/с}^2$  (0,2g), а для вантажних поїздів на низьких швидкостях під час гальмувань для зупинки –  $0,49 \text{ м/с}^2$  (0,05g).

Після виконання розрахунків здобувач повинен порівняти результати з нормативними величинами.

Час гальмування вантажного поїзда залежно від його довжини і виду гальмування дорівнює: для повного службового гальмування (ПСГ) – 65 с, екстреного гальмування (ЕГ) – 55 с.

Час гальмування пасажирського поїзда – 60 с [1, 9, 10].

## Список літератури

- 1 Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ: ДЕТУТ, 2007. 176 с.
- 2 Козяр М. М., Фещук Ю. В., Парфенюк О. В. Комп'ютерна графіка: SolidWorks: навч. посіб. Херсон: Олді-плюс, 2018. 252 с.
- 3 Пустюльга С. І., Самостян В. Р., Клак Ю. В. Інженерна графіка в SolidWorks: навч. посіб. Луцьк: Вежа, 2018. 172 с.
- 4 Волошин Д. І., Афансенко І. М., Дерев'янчук Я. В. Модернізація елементів гальмової важільної передачі вантажного вагона. *Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології»*. 2017. Вип. 30. С. 65 – 72.
- 5 ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Київ, 2015. 250 с.
- 6 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України: ЦТ – ЦВ – ЦЛ – 0015: затв. Наказом Укрзалізниці № 312-Ц 07.06.2001 р. Вид. офіц. Київ, 2002. 146 с.
- 7 Коренівський М. В. Пневматичне устаткування автоматичних гальм: навч. посіб. Харків, 2006. 122 с.
- 8 Равлюк В. Г. Методичні вказівки до складання рівнянь передаточного числа гальмових важільних передач: метод. вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2011. 22 с.
- 9 Равлюк В. Г., Дерев'янчук Я. В., Ловська А. О., Афанасенко І. М. Завдання та методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автоматичні гальма рухомого складу». Харків: УкрДУЗТ, 2015. 57 с.

10 Равлюк В. Г., Афанасенко І. М. Завдання на курсовий проект з методичними вказівками з дисципліни «Автоматичні гальма та безпека руху». Харків: УкрДАЗТ, 2012. 70 с.

11 Lovska A., Ravlyuk V., Derevyanchuk O., Dižo J. Integration of STEM technologies into the professional training of transport engineers and expert education teachers. *Acta Polytechnica*. 2025. Vol. 65 (4). P. 395-405. <https://doi.org/10.14311/AP.2025.65.0395>.

12 Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. The strength calculation of the modernized brake lever transmission for a wagon bogie. Communications. *Scientific Letters of the University of Zilina*. 2025. Vol. 27 (2). P. B109 - B117. <https://doi.org/10.26552/com.C.2025.016>.

13 Derevyanchuk O., Lovska A., Ravlyuk V., Dominikov M., & Derevianchuk Y. Modern approach to computer modeling of functional 3d objects in the professional training of future engineers and vocational education teachers. *Edelweiss Applied Science and Technology*. 2024. 8 (6). P. 5939-5956. <https://doi.org/10.55214/25768484.v8i6.3290>.

14 Модернізована гальмова важільна передача візка – шлях до убезпечення руху вантажних поїздів / С. В. Панченко, Г. Л. Ватуля, А. О. Ловська та ін. *Залізничний транспорт України*. Київ: Філія «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця», 2024. № 4. С. 10-26. <https://doi.org/10.34029/2311-4061-2024-153-4-10-26>.

15 Panchenko, S., Gerlici, J., Lovska, A., Ravlyuk, V., & Dižo, J. Prediction of Residual Wear Resources of Composite Brake Pads of a Modernized Brake System of Freight Wagons. *Vehicles*. 2024. 6 (4). P. 1975-1994. <https://doi.org/10.3390/vehicles6040097>.

16 Козар Л., Бабенко А. Студентська навчальна звітність. Загальні вимоги щодо побудови, викладення та оформлення текстової частини: метод. посібник. Вид. 2-ге, перероб. та доп. Харків: УкрДУЗТ, 2025. 64 с.

## Додаток А (обов'язковий)

Варіант завдання на курсовий проєкт вибирають за допомогою наведеної таблиці А.1, або варіант завдання видає особисто викладач. Початкова буква прізвища здобувача вказує горизонтальний рядок, а кінцева цифра в номері залікової книжки або шифру – вертикальний рядок, у якому знаходиться варіант завдання. На перехрещенні вертикального та горизонтального рядків вказані три варіанти завдання. Із цих варіантів здобувач може вибрати будь-який за власним бажанням. Кожний варіант має свою тему завдання.

Перелік вихідних даних для виконання курсового проєкту наведений нижче.

До відома здобувачів:

– виконувати курсовий проєкт за варіантом, який не відповідає наведеному в таблиці А.1, **з а б о р о н е н о!**

– змінити варіант і завдання на курсовий проєкт, як виняток, можна з письмового дозволу завідувача кафедри (додаток Ж).

Теми варіантів завдань для розрахунку механічної частини та вибору пневматичної частини автогальма.

1 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-066,  $P = 66$  т,  $T = 22$  т.

2 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-835,  $P = 15$  т,  $T = 35$  т.

3 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення мікроавтобусів моделі 11-4081,  $P = 10$  т,  $T = 27$  т.

4 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення мінеральних добрив моделі 55-350,  $P = 70$  т,  $T = 23$  т.

5 Автоматичне гальмо чотиривісного напіввагона моделі 12-1592,  $P = 71$  т,  $T = 21,28$  т.

6 Автоматичне гальмо вагона вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції ЗА-5,  $P = 29$ т,  $T = 50$ т.

7 Автоматичне гальмо чотиривісного напіввагона  $P = 70$  т,  $T = 22$  т.

8 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення вугілля моделі 22-4003,  $P = 90$  т,  $T = 29,5$  т.

9 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-401,  $P = 70$  т,  $T = 20,92$  т.

- 10 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення цементу моделі 11-715, Р = 67 т, Т = 18,5 т.
- 11 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 23-4000, Р = 56 т, Т = 34 т.
- 12 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-270, Р = 68,8 т, Т = 24,5 т.
- 13 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти, модель 15-889, Р = 120 т, Т = 53 т.
- 14 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення зерна моделі 11-739, Р = 65 т, Т = 22 т.
- 15 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-935, Р = 73 т, Т = 27 т.
- 16 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона Р = 36 т, Т = 48 т.
- 17 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-К651, Р = 42 т, Т = 42 т.
- 18 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012, Р = 723 т, Т = 22 т.
- 19 Автоматичне гальмо вагона із службовим відділенням вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції ЗА-5, Р = 41т, Т = 39т.
- 20 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення цементу моделі 19-758, Р = 72 т, Т = 19,5 т.
- 21 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012-11, Р = 69 т, Т = 25 т.
- 22 Автоматичне гальмо пасажирського м'якого купейного вагона моделі 61-820 К, Р = 4 т, Т = 54 т.
- 23 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення скота моделі 11-268, Р = 68 т, Т = 24 т.
- 24 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-К001, Р = 68 т, Т = 22,88 т.
- 25 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-470, Р = 60 т, Т = 22 т.
- 26 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення мінеральних добрив моделі 11-740, Р = 64 т, Т = 20 т.
- 27 Автоматичне гальмо вагона вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції ЗА-5, Р = 26 т, Т = 52 т.
- 28 Автоматичне гальмо чотиривісного напіввагона моделі 12-132, Р = 70 т, Т = 24 т.
- 29 Автоматичне гальмо вагона вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції ЗВ-5, Р = 41 т, Т = 43 т.
- 30 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-479, Р = 20 т, Т = 26 т.
- 31 Автоматичне гальмо чотиривісного напіввагона моделі 12-756, Р = 69 т, Т = 22 т.
- 32 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів Р = 15 т, Т = 35 т.
- 33 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4085, Р = 72 т, Т = 22 т.

34 Автоматичне гальмо вагона вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції РС-4, Р = 46 т, Т = 39 т.

35 Автоматичне гальмо восьмивісного напіввагона моделі 12-508, Р = 125 т, Т = 45,17 т.

36 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона Р = 40 т, Т = 44 т.

37 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-274, Р = 50 т, Т = 35 т.

38 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4166, Р = 4 т, Т = 48,5 т.

39 Автоматичне гальмо пасажирського м'якого купейного вагона моделі 61-820 К, Р = 4 т, Т = 54 т.

40 Автоматичне гальмо пасажирського вагона для перевезення дорогоцінностей і грошей моделі 61-4159, Р = 15 т, Т = 47,7 т.

41 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-820, Р = 7 т, Т = 47,6 т.

42 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-719, Р = 5 т, Т = 60,6 т.

43 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі ЖА 91-52, Р = 4 т, Т = 56 т.

44 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4179, Р = 4 т, Т = 56,7 т.

45 Автоматичне гальмо пасажирського багажного вагона моделі 61-517, Р = 15 т, Т = 47,7 т.

46 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4170К, Р = 5 т, Т = 56 т.

47 Автоматичне гальмо пасажирського поштового вагона моделі 61-525, Р = 15 т, Т = 47,7 т.

48 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-4170, Р = 8 т, Т = 56 т.

49 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення світлих нафтопродуктів 15-777, Р = 60 т, Т = 26,8 т.

50 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-889, Р = 120 т, Т = 53 т.

51 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення сірчаної кислоти моделі 15-1226, Р = 68 т, Т = 24,6 т.

52 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення спирту моделі 15-Ц859, Р = 50 т, Т = 22,83 т.

53 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення аміаку моделі 15-1581, Р = 92 т, Т = 77 т.

54 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення молока моделі 15-1405, Р = 31,2 т, Т = 23,3 т.

55 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення мазуту моделі 15-156, Р = 69 т, Т = 27,8 т.

56 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-1578, Р = 120 т, Т = 53,5 т.

57 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення цементу моделі 15-1405, Р = 61 т, Т = 24,3 т.

58 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення соляної кислоти моделі 15-1554, Р = 62 т, Т = 21,66 т.

59 Автоматичне гальмо чотиривісного напіввагона Р = 70 т, Т = 22 т.

60 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення вугілля моделі 22-4003, Р = 90 т, Т = 29,5 т.

61 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-401, Р = 70 т, Т = 20,92 т.

62 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-270, Р = 68,8 т, Т = 24,5 т.

63 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-935, Р = 73 т, Т = 27 т.

64 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-К651, Р = 42 т, Т = 42 т.

65 Автоматичне гальмо вагона із службовим відділенням вантажної п'ятивагонної рефрижераторної секції ЗА-5, Р = 41 т, Т = 39 т.

66 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012-11, Р = 69 т, Т = 25 т.

67 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення скота моделі 11-268, Р = 68 т, Т = 24 т.

68 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-470, Р = 60 т, Т = 22 т.

69 Автоматичне гальмо пасажирського багажного вагона моделі 61-517, Р = 15 т, Т = 47,7 т.

70 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі ЖА 91-52, Р = 4 т, Т = 56 т.

71 Автоматичне гальмо пасажирського вагона для перевезення дорогоцінностей і грошей моделі 61-4159, Р = 15 т, Т = 47,7 т.

72 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-820, Р = 7 т, Т = 47,6 т.

73 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення світлих нафтопродуктів 15-777, Р = 60 т, Т = 26,8 т.

74 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-889, Р = 120 т, Т = 53 т.

75 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення спирту моделі 15-Ц859, Р = 50 т, Т = 22,83 т.

76 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення аміаку моделі 15-1581, Р = 92 т, Т = 77 т.

77 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-066, Р = 66 т, Т = 22 т.

78 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення мікроавтобусів моделі 11-4081, Р = 10 т, Т = 27 т.

79 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти, модель 15-889, Р = 120 т, Т = 53 т.

80 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона Р = 36 т, Т = 48 т.

Таблиця А.1 - Варіанти завдання для виконання курсового проекту

Початкова буква прізвища здобувача	Остання цифра номера залікової книжки або шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Номер варіанта завдання									
<b>А, Б</b>	1, 80, 53	16, 65, 73	17, 46, 68	32, 53, 12	33, 54, 11	48, 63, 10	49, 37, 24	64, 36, 25	65, 9, 26	80, 8, 27
<b>В, Г</b>	2, 79, 54	15, 66, 74	18, 45, 67	31, 52, 21	34, 55, 9	47, 62, 23	50, 35, 72	63, 33, 42	66, 10, 41	79, 7, 28
<b>Д - Ж</b>	3, 78, 55	14, 67, 75	19, 44, 66	30, 51, 20	35, 56, 8	46, 61, 22	51, 34, 49	62, 32, 43	67, 11, 40	78, 6, 29
<b>З, І</b>	4, 77, 56	13, 68, 76	20, 43, 65	29, 50, 69	36, 57, 19	45, 60, 7	52, 31, 48	61, 30, 44	68, 12, 39	77, 5, 30
<b>К</b>	5, 76, 57	12, 69, 77	21, 42, 64	28, 49, 13	37, 58, 18	44, 59, 16	53, 29, 14	60, 28, 45	69, 13, 38	76, 4, 31
<b>Л - Н</b>	6, 75, 58	11, 70, 78	22, 41, 63	27, 48, 70	38, 27, 50	43, 26, 17	54, 24, 15	59, 25, 46	70, 14, 37	75, 3, 32
<b>О - Т</b>	7, 74, 59	10, 71, 79	23, 40, 62	26, 47, 71	39, 23, 4	42, 22, 5	55, 21, 6	58, 20, 47	71, 15, 36	74, 2, 33
<b>У - Я</b>	8, 73, 60	9, 72, 80	24, 39, 61	25, 38, 52	40, 64, 51	41, 19, 1	56, 18, 2	57, 17, 3	72, 16, 35	73, 1, 34

Таблиця А.2 – Вихідні дані для розрахунку гальмового шляху

Варіант завдання	Характеристика локомотива						Склад поїзда (за вагою)											Профіль колії													
	серія локомотива	розрахункова швидкість $v_{\infty}$	дотична сила тяги $F_{\phi}$ , кН	розрахунковий підйом $i_p$ , %	швидкість на початку гальмування $v_0$ , км/ГОД	вид гальмування*	тип колодок**	напіввагони чотиривісні, %	хопери чотиривісні, %	криті чотиривісні, %	ізотермічні, %	платформи чотиривісні, %	думпкари, %	цистерни чотиривісні, %	цистерни восьмивісні, %	пасажирські СМВ, %	із усього складу поїзда (за вагою)			довжина прямої дільниці $S$ , м										радіус кривої $R$ , м, приймають для ухилу $i = 0$	довжина кривої $S$ , м, приймають для ухилу $i = 0$
																	повністю завантажені, %	порожні, %	завантажені на 30 %, %												
																				350	200	270	350	180	400	250	340				
										на ухилі $i$ , ‰																					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30		
1	<i>ВМЕ I</i>	10,7	99	1	80	ЕГ	К		20	70						10	60	20	20	-1	-3	-4	0	-2	-1	-5	-3	3580	1450		
2	<i>ВЛ23</i>	43,3	349	9	60	ПС Г	Ч			50					30	20	55	30	15	-2	-1	0	-3	-2	-4	-5	-2	3450	1480		
3	<i>ВЛ82</i>	51	474	14	70	АГ	К			65		25				10	65	25	10	2	4	3	2	0	1	2	3	2570	1450		
4	<i>ТЕ1</i>	12	160	4	95	ЕГ	Ч	25	45					30			45	35	20	2	4	3	1	0	3	5	2	1950	1200		
5	<i>ВЛ80 Г</i>	43,5	512	15	90	ПС Г	К	60				30				10	50	20	30	-2	-3	0	-4	-5	-2	-1	-3	1800	1000		
6	<i>2Т11 б</i>	24,2	506	16	100	АГ	Ч			25	55					20	60	30	10	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	-1	3250	1500		
7	<i>ВЛ10</i>	46,7	460	15	100	ПС Г	К	65							25	10	55	20	25	-5	-3	-1	-2	-3	-4	-5	-3	3200	1500		
8	<i>ВЛ80 с</i>	37,5	521,7	16	110	ЕГ	Ч		60				20		20		50	30	20	0	2	4	5	3	1	2	4	2200	1200		
9	<i>ВЛ82 м</i>	50,5	497	15	110	ПС Г	К					70		20		10	65	15	20	-5	-3	-4	0	-1	-2	-3	-5	1580	1000		
10	<i>2М62</i>	20	400	9	100	АГ	Ч		55			30				15	65	30	5	-2	-1	-3	0	-1	-3	-5	-4	2450	1200		

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
11	<i>2TE10<sup>Л</sup></i>	23,4	500	15	100	ЕГ	К	20	20			60					50	30	20	1	3	5	4	2	0	3	1	1800	1600
12	<i>ВЛ80<sup>Р</sup></i>	43,5	512	15	110	ПСГ	Ч			65				20		15	70	15	15	1	2	0	3	2	5	4	1	3560	1800
13	<i>2TE10<sup>Л</sup></i>	23,4	500	15	100	АГ	К		60				20		20		60	10	30	4	3	0	3	1	2	4	3	2250	1350
14	<i>3TE10<sup>М</sup></i>	23,4	759	20	100	ПСГ	Ч		65				20	15			70	15	15	-3	-1	-5	-3	-2	0	-1	-3	2500	1450
15	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	АГ	К	35				45				20	70	20	10	-4	-2	0	-1	-3	-5	-4	-2	2150	1400
16	<i>ВЛ22<sup>М</sup></i>	35,5	343	7	80	ЕГ	Ч				60	25				15	55	20	25	-3	-4	-5	-3	-1	0	-2	-4	3150	1600
17	<i>2TE116</i>	24,2	506	16	100	ПСГ	К			65	25					10	80	10	10	1	2	0	3	4	2	4	3	2000	1200
18	<i>2М62</i>	20	400	9	100	АГ	Ч					35		55		10	55	20	25	0	4	5	3	2	1	3	5	1900	1250
19	<i>2TE60</i>	47	254	6	100	ПСГ	К		25		65					20	45	30	25	0	1	2	4	5	3	2	1	2450	1000
20	<i>ВЛ10<sup>У</sup></i>	45,8	502	16	100	ПСГ	Ч		50		35					15	60	20	20	1	2	3	4	2	0	1	3	3000	1630
21	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	ЕГ	К			35		45				20	40	35	25	-2	-4	-5	-3	0	-1	-3	-2	2000	1100
22	<i>ТЕП10</i>	35	178	4	90	ПСГ	Ч			60	20					20	55	10	35	2	3	4	0	1	2	3	5	2780	1980
23	<i>ВЛ10<sup>У</sup></i>	45,8	502	16	100	ЕГ	К			75			15			10	60	10	30	2	3	4	0	3	5	2	1	3800	1550
24	<i>ВЛ22<sup>М</sup></i>	35,5	343	7	80	ПСГ	Ч	25		65						10	55	20	25	-5	-4	-2	0	-1	-3	-4	-5	3100	1500
25	<i>ВЛ22<sup>М</sup></i>	35,5	343	8	80	АГ	К			20		65				15	75	15	10	-1	-2	-3	-4	-5	0	-2	-3	1950	1250
26	<i>ВЛ23</i>	43,3	349	9	100	ЕГ	Ч		40			20		40			50	25	25	2	4	5	3	1	0	2	4	1750	1000
27	<i>ВЛ60<sup>К</sup></i>	43,5	368	10	100	АГ	К	20			70					10	60	10	30	2	4	3	1	0	2	3	5	2850	1450
28	<i>ВЛ60<sup>Р</sup></i>	37	376	11	110	ПСГ	Ч	70					20		10		65	20	15	-5	-3	0	-2	-4	-5	-3	-1	1500	1200
29	<i>ВЛ80<sup>К</sup></i>	44,2	490	12	110	ПСГ	К		65		20					15	40	20	30	-2	-3	-1	0	-2	-4	-5	-3	3550	1850
30	<i>ВЛ80<sup>К</sup></i>	38	500	15	110	АГ	Ч			40		40			20		65	10	25	1	3	4	5	0	4	2	1	1750	1250
31	<i>ВЛ80<sup>Т</sup></i>	43,5	512	15	110	ЕГ	К	50				20			40		75	10	15	-1	-3	-2	0	-4	-5	-3	-1	1750	1000
32	<i>ВЛ80<sup>С</sup></i>	37,5	521	15	110	ЕГ	Ч		70					20		10	60	10	30	0	4	5	3	2	1	4	3	3650	1800

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
33	<i>ВЛ80<sup>P</sup></i>	43,5	512	15	110	ЕГ	К					70		20		10	60	10	30	-3	-5	-4	-2	0	-3	-1	-2	1800	1350
34	<i>ВЛ80<sup>P</sup></i>	37	523	16	110	ПСГ	Ч			70	25					5	65	10	25	-3	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	1840	1050
35	<i>ВЛ82</i>	51	474	14	110	АГ	К	30				45		25			80	15	5	2	0	4	2	1	3	5	2	1450	1100
36	<i>ВЛ82<sup>M</sup></i>	50,5	497	15	110	ЕГ	Ч				55		25			20	75	15	10	2	4	5	3	2	0	1	3	1900	1100
37	<i>2ТЕ121</i>	26,6	588,6	18	100	ПСГ	К			55		25				20	80	10	10	-2	-1	-3	0	-2	-4	-5	-2	1950	1200
38	<i>М62</i>	20	200	5	100	АГ	Ч			40	40					20	50	25	25	1	2	3	4	5	0	1	3	1800	1000
39	<i>ТЕП10</i>	35	178	4	90	ПСГ	К			20	20					60	55	10	35	2	4	5	0	3	2	4	5	3000	1500
40	<i>ТЕП60</i>	47	127	2	100	ПСГ	Ч	20				40				40	45	30	25	-3	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	2800	1400
41	<i>2ТЕП60</i>	47	254	6	100	АГ	К					20	25			55	45	25	30	-3	-2	0	-3	-4	-5	-3	-2	3200	1450
42	<i>ТЭП70</i>	48,3	170	5	100	ПСГ	Ч					40	10			50	55	30	15	2	4	5	0	3	4	5	3	1700	1200
43	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	ЕГ	К		10			35				55	50	25	25	-5	-4	-3	0	-4	-2	-3	-1	3000	1400
44	<i>ВЛ60<sup>P</sup></i>	37	376	11	110	ЕГ	Ч	10					25			65	65	15	20	2	4	5	0	3	2	4	5	1800	1100
45	<i>ВЛ80<sup>K</sup></i>	44,2	490	12	110	ПСГ	К			20	70					10	55	20	25	-3	-2	-4	0	-5	-3	-2	-1	1800	1200
46	<i>ВЛ80<sup>T</sup></i>	43,5	512	15	110	АГ	Ч	15				25				60	50	30	20	-2	-1	0	-4	-5	-3	-1	-2	1700	1200
47	<i>ВЛ82</i>	51	474	14	110	ЕГ	К		60			20				20	65	30	5	2	4	5	0	4	3	2	1	2950	1250
48	<i>ВЛ82<sup>M</sup></i>	50,5	497	15	110	АГ	Ч					60	10			30	65	25	10	-2	-3	-4	-5	0	-4	-2	-3	2800	1450
49	<i>ТЕП70</i>	48,3	170	5	90	ПСГ	К			30		10		60			65	20	15	-3	-4	-5	0	-3	-4	-2	-1	2700	1400
50	<i>3ТЕ10<sup>M</sup></i>	23,4	759	20	100	ЕГ	Ч							45	45	10	65	25	10	-3	-4	-5	0	-3	-2	-1	-3	2800	1400
51	<i>ВЛ22<sup>M</sup></i>	35,5	343	7	80	ПСГ	К					50		40	10		55	20	25	-2	-1	-3	-4	0	-2	-3	-1	2450	1800
52	<i>ВЛ80<sup>K</sup></i>	44,2	490	12	110	ЕГ	Ч	25						65	10		45	20	35	3	4	5	0	5	4	3	2	1500	1200
53	<i>ВЛ82<sup>M</sup></i>	50,5	497	15	110	ПСГ	К		10			40			50		70	15	15	-5	-3	-2	-1	0	-4	-3	-2	2500	1300
54	<i>2М62</i>	20	400	9	100	ПСГ	Ч			35		15		50			60	20	20	5	4	3	2	0	3	4	5	3100	1250

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
55	2TE116	24,2	506	16	100	ПСГ	К				45			45	10		70	15	15	-3	-1	0	-3	-2	-4	-5	-3	2400	1200
56	ВЛ60 <sup>P</sup>	37	376	11	110	АГ	Ч		40			20			40		55	30	15	3	4	5	0	4	2	3	1	1800	1100
57	2TE121	26,6	588	17	100	ЕГ	К					15	15	70			75	15	10	-1	-3	-2	0	-3	-5	-4	-2	3200	1400
58	ВЛ82	51	474	14	110	ПСГ	Ч	10				25		65			55	20	25	4	3	5	0	4	5	3	1	2900	1500
59	ВЛ10	46,7	460	15	100	АГ	К	50			20			30			40	30	30	-5	0	-1	-2	-3	-4	-1	-3	3000	1600
60	ВЛ80 <sup>C</sup>	37,5	521,7	16	110	ПСГ	Ч		40	20					20		30	25	45	1	2	4	5	3	1	2	5	2000	1000
61	ВЛ82 <sup>M</sup>	50,5	497	15	110	ПСГ	К					40	20		10		55	20	15	-5	-3	-1	0	-1	-2	-4	-5	1500	1050
62	2TE10 <sup>L</sup>	23,4	500	15	100	АГ	Ч			65				20		15	70	15	15	1	2	1	3	2	5	4	1	3580	1800
63	2TE121	26,6	588,6	17	100	ПСГ	К	35				45				20	70	20	10	-1	-2	0	-1	-3	-2	-4	-2	2150	1500
64	2TE116	24,2	506	16	100	ЕГ	Ч			65	20		15				80	10	10	1	2	0	2	4	2	4	2	2200	1700
65	ВЛ10	46,7	460	15	100	ЕГ	К		30		60					20	45	30	25	3	1	2	4	5	1	2	1	2400	1000
66	ВЛ82	51	474	14	110	ПСГ	Ч			30		45				25	45	30	15	-2	-3	-5	-3	-2	-1	-3	-2	2100	1100
67	ВЛ10 <sup>V</sup>	45,8	502	16	100	АГ	К			40		40			20	10	50	20	30	2	3	1	0	3	5	2	1	3000	1550
68	ВЛ22 <sup>M</sup>	35,5	343	8	80	ЕГ	Ч	40	20			40				20	70	15	10	-1	-2	-3	-3	-5	0	-2	-3	1950	1050
69	2M62	20	400	9	100	АГ	К	20				40				40	45	30	25	-3	-2	-1	0	-2	-3	-5	-3	2800	1400
70	ЧС2	96,5	133,4	5	160	ПСГ	Ч			5		20				75	45	25	30	-3	-1	0	-3	-3	-5	-3	-2	3000	1450
71	ВЛ8	43,3	465	14	80	ЕГ	К			40	40					20	50	20	30	-5	-3	-3	0	-4	-2	-3	-1	3000	1400
72	ВЛ80 <sup>K</sup>	44,2	490	12	110	ПСГ	Ч	30		40						30	55	15	30	-3	-2	-4	0	-5	-3	-2	-1	1900	1200
73	ВЛ80 <sup>P</sup>	43,5	512	15	110	ЕГ	К			30		20		50			65	20	15	-2	-4	-5	1	-3	-4	-1	-1	2500	1400
74	ВЛ80 <sup>K</sup>	44,2	490	12	110	ПСГ	Ч			10				45	45		65	25	10	-3	-4	-5	-4	-3	-2	-1	-3	2800	1400
75	ВЛ80 <sup>K</sup>	44,2	490	12	110	ПСГ	К	40				20		20			45	20	35	3	4	5	0	5	1	3	2	1700	1300

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
76	<i>ВЛ82<sup>М</sup></i>	50,5	497	15	110	АГ	Ч		35		35	3			30		60	15	25	-5	-4	-2	-1	0	-4	-1	-2	2800	1300
77	<i>2ТЕ10<sup>Л</sup></i>	23,4	500	15	100	ПСГ	К	-	20	60	-	-	-	20	-		60	20	20	-1	-3	-4	-3	-2	-1	-5	-3	3580	1450
78	<i>2М62</i>	20	400	9	100	ЕГ	Ч		10	65		25					55	35	10	2	4	2	2	0	1	0	3	2700	1450
79	<i>ВЛ10</i>	46,7	460	15	100	ПСГ	К		60				30		10		60	10	30	4	2	0	3	1	2	3	3	2250	1350
80	<i>ВЛ22<sup>М</sup></i>	35,5	343	7	80	ПСГ	Ч		25		50	25					45	30	25	-3	-4	-5	-2	-1	0	-2	-4	3350	1000

**Примітки:** \*ПСГ – повне службове гальмування; ЕГ – екстрене гальмування; АГ – автостопне гальмування.

\*\* К – композиційні колодки; Ч – чавунні колодки



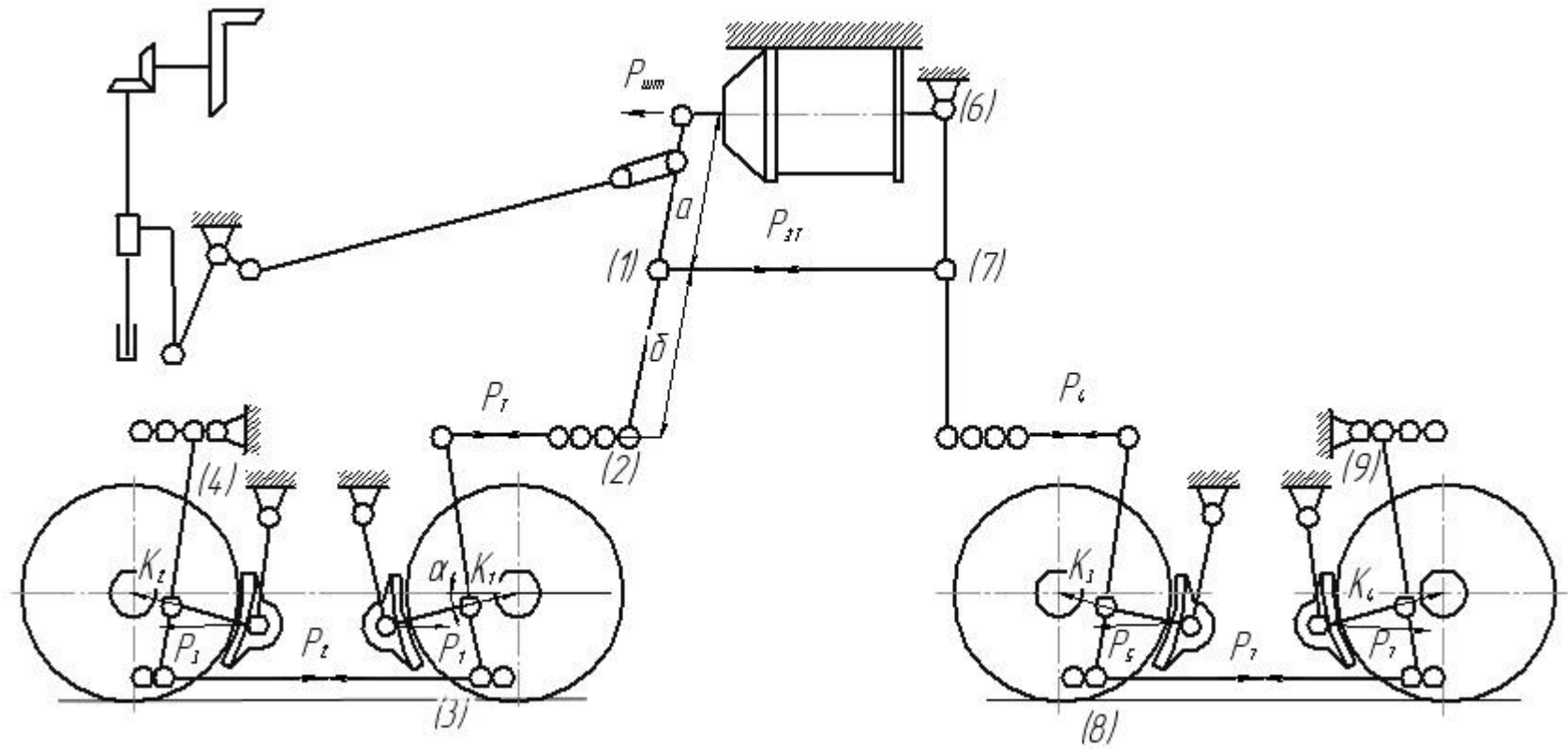


Рисунок Б.2 – Схема гальмової важільної передачі вантажного чотиривісного вагона

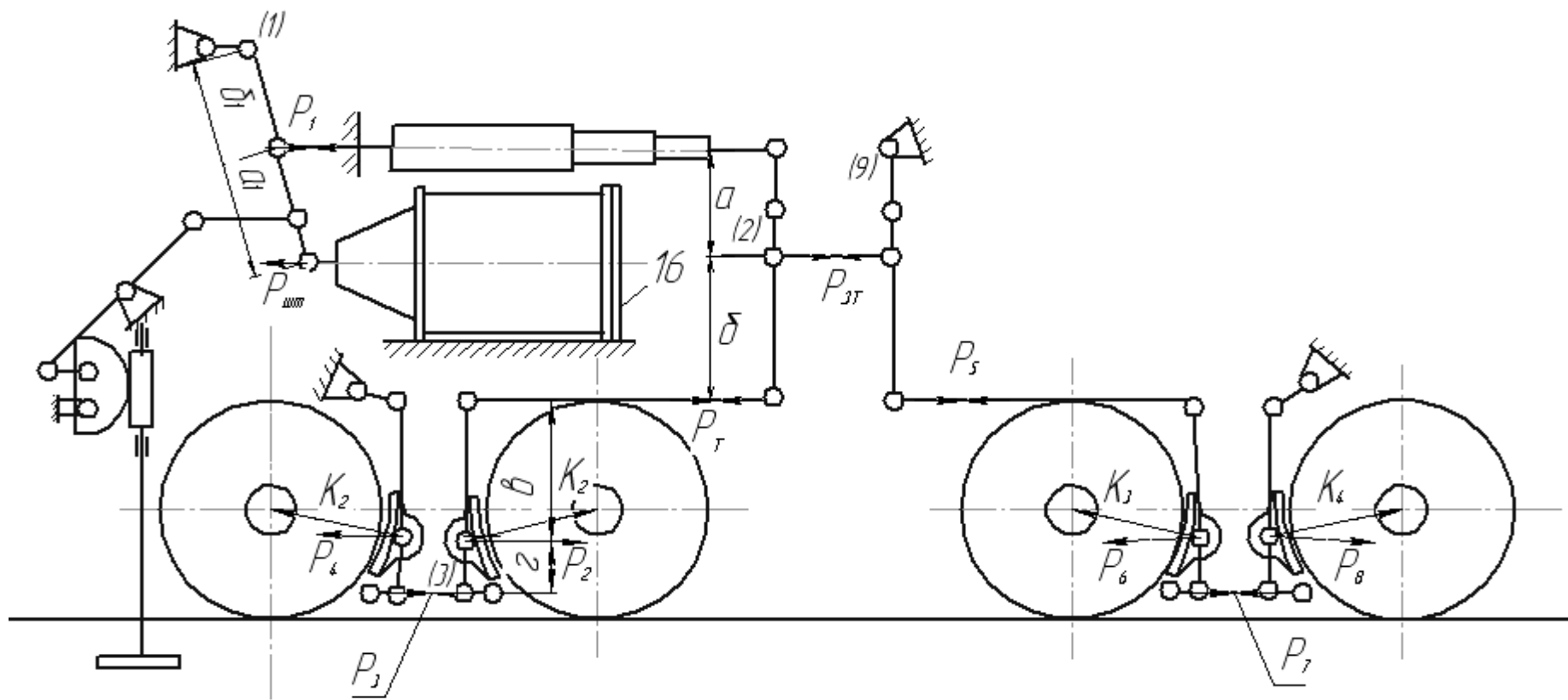


Рисунок Б.3 – Схема гальмової важільної передачі чотиривісного хопера

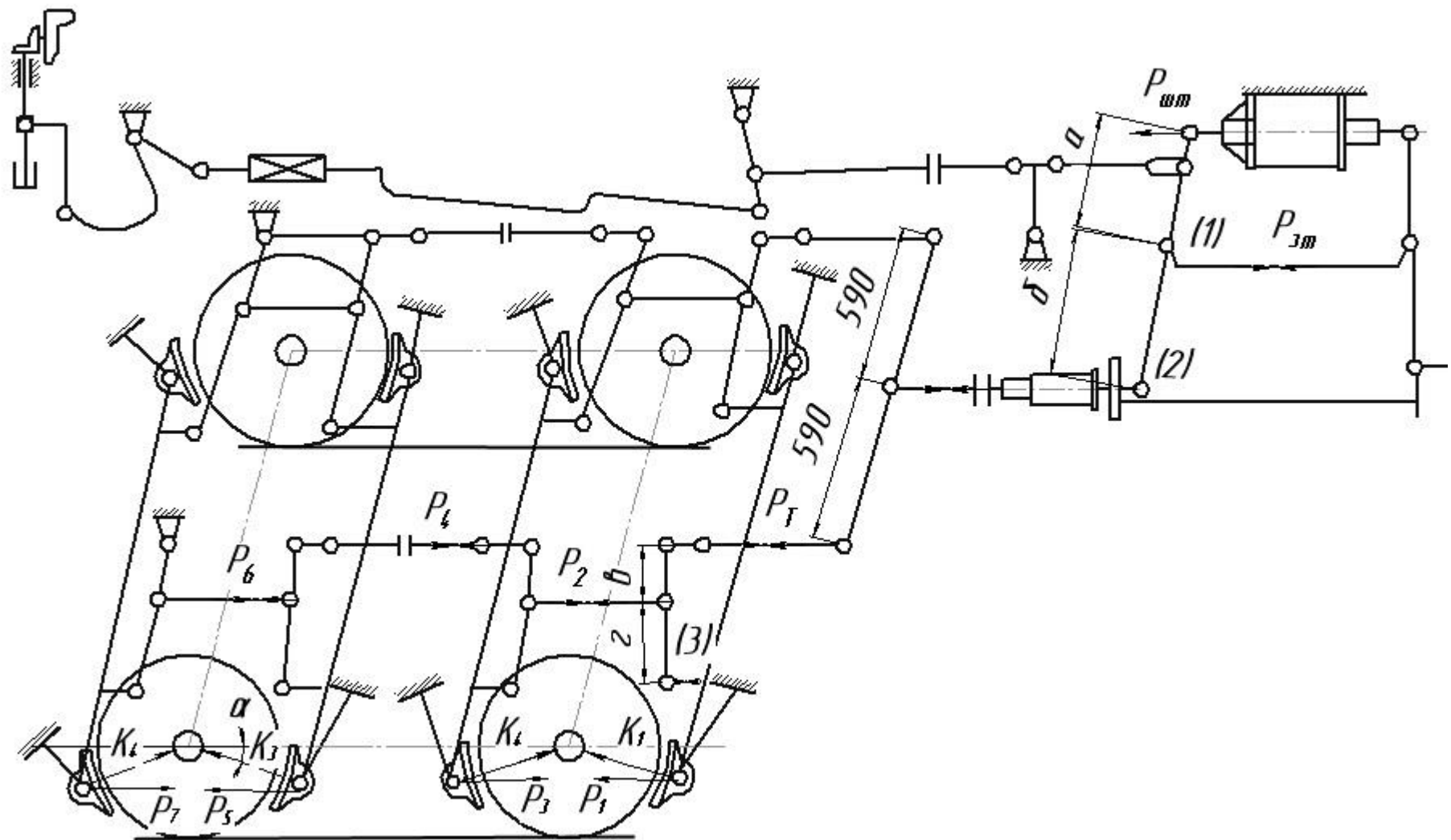


Рисунок Б.4 – Схема гальмової важільної передачі пасажирського СМВ

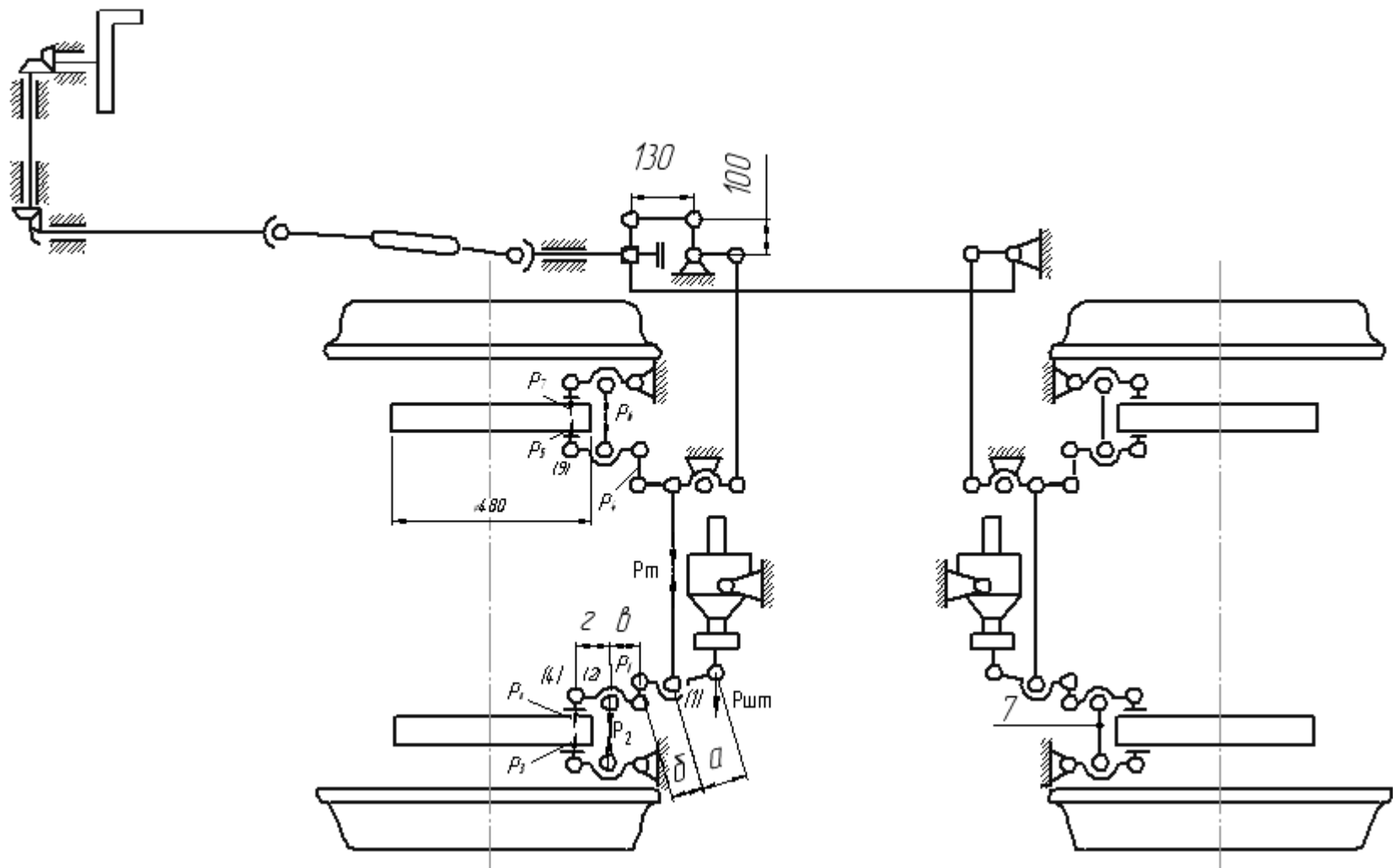


Рисунок Б.5 – Схема важільної передачі дискового гальма пасажирського СМВ

Таблиця Б.1 – Характеристика гальмових важільних передач вагонів

Тип та осність вагона	Розміри плечей важелів при колодках, мм				Постійні розміри, мм	
	чавунних		КОМПОЗИЦІЙНИХ		В	Г
	а	б	а	б		
Восьмивісний напіввагон (маса брутто 168 т)	280	220	220	280	300	160 160
Чотиривісний напіввагон (маса брутто 88 т)	195	305	145	355	400	
Чотиривісна платформа, критий і цистерна (маса брутто 88 т)	260	400	195	465	400	160
Чотиривісний рефрижераторний вантажний вагон (маса брутто 71 т)	365	295	260	400	230	230
Чотиривісний критий вагон і цистерна (маса брутто 75 т)	250	400	190	460	400	160
Чотиривісний ізотермічний СМВ (маса брутто 65 т)	270	480	240	510	400	160
Чотиривісний хопер для цементу* (маса брутто 87 т)	195	480	125	660	400	160
Пасажи́рський СМВ (маса тари 53 т і більше)	390	260	260	390	230	230
Пасажи́рський СМВ (маса тари 48 - 52 т)	350	300	230	420	230	230
Пасажи́рський СМВ (маса тари 42 - 47 т)	330	320	200	450	230	230
Пасажи́рський СМВ (маса тари 46 т)	-	-	195	105	113	127
<b>Примітка</b> - * розміри плечей важеля, з'єднаного зі штоком гальмового циліндра: $a_1 = 290$ мм, $b_1 = 370$ мм						

## Додаток В (обов'язковий)

### Геометричні характеристики гальмових важільних передач

Таблиця В.1 – Елементи гальмової важільної передачі вантажних вагонів

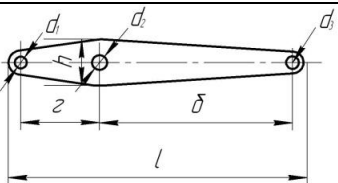
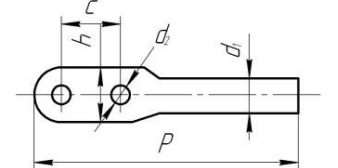
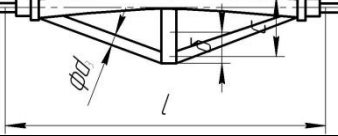
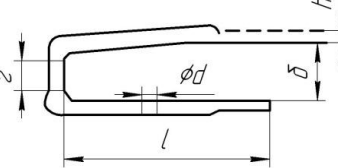
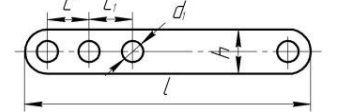
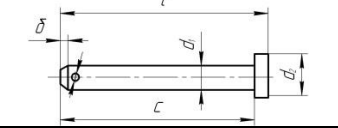
Елемент важільної передачі	Ескіз елемента	Тип вагона	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
					$l$	$h_{xt}$	$a$	$b$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$
1 Горизонтальний важіль із втулками		Кр	6,9	Ст.3	740	142×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	40
		Пв	4,45	Ст.3	574	110×14	195	305	40/30	45/36	–	–	–	32
		Пл	6,8	Ст.3	734	110×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	32
		Цс	6,745	Ст.3	734	120×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	32
2 Затяжка горизонтальних важелів із втулками (другий варіант) тільки для напіввагонів		Кр	6,884	Ст.3	1070	80×30	–	–	28	45/36	–	–	970	40
		Пв	23,63	Ст.3	1090	110×25	–	–	–	45/36	–	–	970	60
		Пл	6,6	Ст.3	1070	80×30	–	–	28	45/36	–	–	970	40
		Цс	6,63	Ст.3	1070	80×30	–	–	30	45/36	–	–	970	40
3 Тяга (велика) із втулками		Кр	15,71	Ст.3	4020	65×30	–	–	22	40/30	–	3505	55	32,5
		Пв	12,80	Ст.3	3450	65×30	–	–	22	40/30	–	2925	55	32,5
		Пл	15,0	Ст.3	3955	65×30	–	–	22	40/30	–	3275	55	32,5
		Цс	10,26	Ст.3	3650	55×25	–	–	22	40/30	–	2800	55	27,5

**Примітки:** 1)  $R$  – радіус закруглення кінців;  $h$  – товщина елемента; 2) у графах  $d_1$  і  $d_2$ : чисельник – діаметр отвору елемента важільної передачі; знаменник – внутрішній діаметр втулки

Таблиця В.2 – Елементи гальмової важільної передачі пасажирських вагонів

Елемент важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
				$l$	$h \times t$	$a$	$b$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$
1 Горизонтальний важіль із втулками		24,7	Ст.3	724	160×16	390	260	42/32	$\frac{50}{40}$	–	–	–	32
2 Затяжка горизонтальних важелів із втулками		12,308	Ст.3	1465	60×32	–	–	30	$\frac{50}{40}$	–	1265	1375	45
3 Тяга (велика) із втулками	некотлова	17,333	Ст.3	3901	40×14	3870	160	42/32	22	–	3505	55	32,5
	котлова										2925	55	32,5
3 Тяга (мала) із втулками	некотлова	13,951	Ст.3	3032	40×14	2995	160	42/32	22	–	3275	55	32,5
	котлова										2800	55	27,5
4 Балансирний важіль (варіант без втулок)		29,63	Ст.3	1254	190×25	590	590	$32A_5^{+0,34}$	$32A_5^{+0,34}$	$32A_5^{+0,34}$	–	–	32
5 Тяга балансира з втулками	некотлова	8,542	Ст.3	1874,5	75×20 45×14	215	105	42/32	22	1800	16,2	60	$\frac{37}{37,5}$
	котлова				75×20 45×14								2874,5
<p><b>Примітки:</b> 1) <math>R</math> – радіус закруглення кінців; <math>h</math> – товщина; 2) у тягах <math>l</math> – довжина стрижня; 3) у графах значення <math>d_1</math> і <math>d_2</math>: чисельник – номінальний діаметр отворів без втулок, а знаменник – із втулками; 4) посадка втулок ПРЗ<sub>3</sub>; 5) посадка в шарнірах, що мають втулки А<sub>4</sub>/Х<sub>5</sub>; 6) чистота обробки поверхні сполучених елементів у шарнірних з'єднаннях за рухомої посадки виконана за четвертим класом точності, а за пресової – за шостим</p>													

Таблиця В.3 – Елементи гальмової важільної передачі візка моделі 18-100

Елемент важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
				$l$	$h \times t$	$a$	$b$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$
1 Вертикальний важіль		5,77	Ст.3	632	120×14	400	160	$40A_7^{+0,62}$	$40A_7^{+0,62}$	$30A_7^{+0,5}$	–	–	$\frac{40}{32}$
2 Розпірка вертикальних важелів		16,51	Ст.3	1195	75×25	–	–	50	$40A_7^{+0,62}$	–	–	80	37,5
3 Триангель		42,97	Ст.3 15Л1	1607	–	–	–	33	$40A_5^{+0,34}$	–	182	400	–
4 Маятникова підвіска башмака		3,8	Ст.3	338	71×18	138	75	25	$32A_7^{+0,62}$	–	–	3,05	–
5 Серга мертвої точки		3,0	Ст.3	302	60×25	–	–	$30A_7^{+0,52}$	–	–	–	45	30
6 Валик підвіски башмака			Сталь 20	216	–	10	–	$32B_7^{-0,62}$	45	8	–	210	–

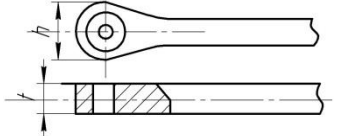
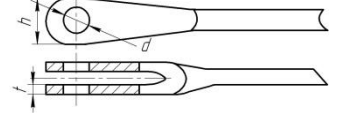
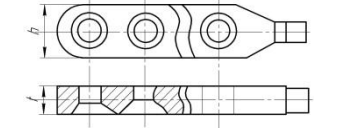
**Примітка** -  $R$  – радіус закруглення кінців;  $h$  – товщина елемента

Таблиця В.4 – Елементи гальмової важільної передачі візка КВЗ-5 і КВЗ-ЦНП

Елемент важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
				$l$	$h \times t$	$e$	$e$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e$	$c$	$R$
1 Вертикальний важіль (із втулками)		4,93	Ст.3	540	120×14	230	230	$\frac{42}{32}$	$\frac{50}{40}$	–	–	–	35
2 Затяжка вертикальних важелів із втулками		14,592	Ст.3	970	105×20	350	25	$\frac{50}{40}$	$\frac{36}{26}$	–	40	850	50
3 Траверса з втулками		36,97	Ст.3	1740	8×25	1180	82	45	$55_{-0,6}^{-0,2}$	$\frac{42}{32}$	95	1514	–
4 Підвіска башмаків (із втулками)		5,714	Ст.3	530	–	–	–	36	$\frac{42}{32}$	$\frac{65}{55}$	–	450	$32,5$ $47,5$
5 З'єднувальна ланка траверси з втулками		1,5	Ст.3	175	70×20	–	–	$\frac{42}{32}$	–	–	–	105	35
6 Підвіска затяжки з втулками		1,8	Ст.3	270	60×14	–	–	$\frac{36}{26}$	–	–	–	200	30
7 Тяга з втулками		9,126	Ст.3	1990	80×20	205	–	22	$\frac{42}{32}$	–	1310	60	40

**Примітки:** 1)  $R$  – радіус закруглення кінців;  $h$  – товщина; 2) у тягах  $l$  – довжина стрижня; 3) у графах значення  $d_1$ ,  $d_2$  і  $d_3$  - чисельник означає номінальний діаметр отворів без втулок, а знаменник – із втулками; 4) посадка втулок ПРЗ<sub>3</sub>; 5) посадка в шарнірах, окрім цапф траверси А<sub>4</sub>/Х<sub>5</sub>; 6) чистота обробки поверхонь спряження елементів у шарнірних з'єднаннях за рухомої посадки виконана за четвертим класом точності, а за пресової – за шостим класом

Таблиця В.5 – Розміри перерізів через отвір під валик елементів гальмових важільних передач вагонів

Діаметр отвору під валик $d$ , мм	Ширина перерізу $h$ , мм	Товщина перерізу $t$ , мм	Елемент важільної передачі
22*; 24 28; 30; 32; 35; 38; 40 40; 42 40; 45; 50 42; 45	50 50 55 65 85	16 25 25 25 30	Головка тяг і затяжок (стрижневих). Тип 1 
25 28; 35; 38 30; 40; 42 40; 42	55 65 70 75 75	45 41; 51 51; 57 50 50; 55; 61	Головка тяг і затяжок (стрижнева). Тип 2 
42; 45 30; 32; 35; 40; 42; 45 30; 32; 35; 40; 42; 45	85 65; 75 20; 25 80 75; 80	61 20; 25 30 20; 25 30; 32	Головка тяг і затяжок (стрижнева). Тип 3 
30 32 40 42 42 45 50	64 64; 190 64; 80; 120 70 64 120; 140 160; 120	14 25 14 14 16 14 16; 14	Важіль
36; 50 45	105 110	20 25	Затяжка (пластинчата)
30 42	60 70	25 20	Серга
32 36	70 60	18 14	Підвіска
<b>Примітка - *</b> розміри вказані для головок без зносостійких втулок для стоянкових і ручних гальм			

### Додаток Г (обов'язковий)

Таблиця Г.1 – Розрахункова маса локомотива і кількість гальмових осей

Серія локомотива	Кількість гальмових осей	Розрахункова маса, т
<b>ЕЛЕКТРОВОЗИ</b>		
ВЛ 23, ВЛ 60 усіх індексів	6	138
ВЛ 8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ80, ВЛ80К	8	184
ВЛ82, ВЛ80Т, ВЛ80Р, ВЛ 80с	8	192
ЧС3	4	84
ЧС2	6	120
ЧС4, ЧС4Т	6	126
ЧС6	8	164
ЧС7	8	172
<b>ТЕПЛОВОЗИ</b>		
ТЕМ2	6	121
ТЕП70	6	131
2ТЕ10Л, 2ТЕ10	12	260
2ТЕ10В, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, 2ТЕ10УТ	12	276
ТЕП 60 (одна секція)	6	128
ЧМЕЗ, ЧМЕЗТ, ЧМЕЗЕ	6	123
2М62	12	240
М62	6	120
ТЕМ7, ТЕМ7А	8	180

### Додаток Д (обов'язковий)

Таблиця Д.1 – Розрахунок довжини гальмового шляху

$V,$ км/год	$\varphi_k$	$B_G,$ Н/кН	$t_{П},$ с	$S_{П},$ м	$V_C,$ км/ год	$\varphi_k$	$B_G,$ Н/кН	$w''_0,$ Н/кН	$w_x,$ Н/кН	$w_{ox},$ Н/кН	$w_{ox} +$ $B_G \pm i_c,$ Н/кН	$V_{П \rightarrow V_K}$	$41,7(V_{П}^2 - V_K^2)$	$\Delta S_D,$ м	$S_D,$ м	$S_G,$ м
140					135							140...130	112590			
130					125							130...120	104250			
120					115							120...110	95910			
110					105							110...100	87570			
100					95							100...90	79230			
90					85							90...80	70890			
80					75							80...70	62550			
70					65							70...60	54210			
60					55							60...50	45870			
50					45							50...40	37530			
40					35							40...30	29190			
30					25							30...20	20850			
20					15							20...10	12510			
10					5							10...0	4170			

**Примітки:**

- 1) для вантажних і пасажирських поїздів  $\zeta = 120 \text{ км} \cdot \text{Н}/(\text{год}^2 \cdot \text{Н})$ , для електропоїздів  $\zeta = 119 \text{ км} \cdot \text{Н}/(\text{год}^2 \cdot \text{Н})$ , тепловозів  $114 \text{ км} \cdot \text{Н}/(\text{год}^2 \cdot \text{Н})$ , електровозів  $107 \text{ км} \cdot \text{Н}/(\text{год}^2 \cdot \text{Н})$ ;
- 2) для визначення  $S_D$  підсумовують  $\Delta S_D$  знизу доверху і записують у стовпчик  $S_D$  навпроти початкових швидкостей;
- 3) для побудови графіка залежності гальмового шляху від швидкості  $S_G = f(v)$  визначають шлях підготовки гальм  $S_{П}$  для початкової швидкості в кожному інтервалі. Гальмовий шлях для гальмування з початкових швидкостей інтервалів  $S_G = S_{П} + S_D$ .

## Додаток Е (обов'язковий)

Таблиця Е.1 – Розрахунок сповільнень і часу гальмування

$V_{cp},$ км/год	$\frac{V_{п}^2 - V_{к}^2}{2 \cdot 3,6^2},$ м/с <sup>2</sup>	$\Delta S_{Д},$ м	$\xi_i,$ м/с <sup>2</sup>	$\frac{V_{п} - V_{к}}{3,6},$ м/с	$t_i,$ с	$\Sigma t_2,$ с
135	104,17			2,78		
125	96,45			2,78		
115	88,73			2,78		
105	81,02			2,78		
95	73,30			2,78		
85	65,59			2,78		
75	57,87			2,78		
65	50,15			2,78		
55	42,44			2,78		
45	34,72			2,78		
35	27,00			2,78		
25	19,30			2,78		
15	11,57			2,78		
5	3,86			2,78		
<b>Примітка -</b> для визначення $\Sigma t_2,$ підсумовують $t_i$ знизу доверху.						

## Додаток Ж (обов'язковий)

### УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра інженерії вагонів та якості продукції

ЗАТВЕРДЖУЮ:  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

## ЗАВДАННЯ

на курсовий проєкт із дисципліни  
«Автогальма рухомого складу»

студенту групи \_\_\_\_\_ механіко-енергетичного факультету

\_\_\_\_\_

ТЕМА ПРОЄКТУ: Проєктування автоматичного гальма \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_.

## ОБСЯГ ПРОЄКТУ

Проєкт має містити три аркуші креслення і пояснювальну записку (35-40 сторінок).

## ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ГАЛЬМОВОГО ШЛЯХУ

Серія локомотива _____ $v_{\infty} = \text{_____ км/год};$ $F_{\partial} = \text{_____ кН}$	Розрахунковий підйом, $i_p = \text{_____ } \%$ Тип колодок _____	Швидкість на початку гальмування, $v_0 = \text{_____ км/год}$ Вид гальмування
---	--	--

Склад поїзда (за вагою):					
- напіввагони чотиривісні	%	- ізотермічні	%	- цистерни чотиривісні	%
- хопери	%	- платформи	%	- цистерни восьмивісні	%
- криті	%	- думпкари чотиривісні	%	- пасажирські СМВ	%

### Із них:

- повністю завантажені	%	- порожні	%	завантажені на 30 %	%
------------------------	---	-----------	---	---------------------	---

## ПРОФІЛЬ КОЛІЇ

$i, \%$								
$S, м$	350	200	270	350	180	400	250	340
$R, м$								
$S, м$								

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ТА ЗАВДАННЯ  
на курсовий проект  
з освітньої компоненти  
*«АВТОГАЛЬМА РУХОМОГО СКЛАДУ»*

Відповідальний за випуск Равлюк В. Г.

Редактор Ібрагімова Н. В.

---

Підписано до друку 17.04.2026 р.

Умовн. друк. арк. 5,0. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет  
залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.