

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра інженерії вагонів та якості продукції

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять**

**з дисципліни
«СУЧАСНІ ГАЛЬМОВІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ»**

Харків – 2021

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри інженерії вагонів та якості продукції 22 лютого 2021 р., протокол № 7.

У методичних вказівках детально наведено методику для розв'язання практичних робіт, варіанти завдань з відповідної теми, а також наведений список літературних джерел, які студенти можуть використовувати при виконанні даної роботи.

Рекомендовано для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Вагони та вагонне господарство».

Укладачі:

доценти В. Г. Равлюк,
А. О. Ловська

Рецензент

доц. В. В. Бондаренко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Загальні рекомендації до виконання практичних робіт.....	6
2 Теоретичні відомості до розрахункової частини з теми «А»: «Вибір і розрахунок основних параметрів дискового гальма».....	7
2.1 Обґрунтування і вибір силової і механічної частин дискового гальма.....	7
2.2 Визначення геометричних параметрів дискового гальма	9
2.3 Визначення коефіцієнта сили натискання для порожніх і населених пасажирських вагонів.....	15
2.4 Обґрунтування отриманих результатів.....	15
3 Теоретичні відомості до розрахункової частини з теми «Б» і «В»: «Розрахунки теплових режимів при гальмуванні».....	16
3.1 Розрахунки теплового режиму й зношування гальмових колодок.....	16
3.2 Розрахунки заклиненого стану колісних пар.....	20
3.3 Розрахунки температури на поверхні тертя.....	21
Список літератури.....	25
Додаток А.....	26

ВСТУП

Стратегія розвивання залізничного транспорту і його інфраструктури в теперішніх умовах господарювання доволі повно викладається в розробленій галузевій програмі, пріоритетними напрямками якої на період до 2021 року є освоєння зростаючого обсягу перевезень, технічне переозброєння матеріально-технічної бази галузі, впровадження прогресивних наукових і науково-технічних розробок, спрямованих на підвищення ефективності перевезень за рахунок збільшення довжин гарантованих ділянок і швидкостей поїздів з гарантуванням безпеки руху [1, 2].

Успішне вирішення зазначених завдань і програми вимагає в першу чергу оснащення вагонів і локомотивів новими гальмовими засобами з високими техніко-економічними показниками, тому що, по-перше, збільшення гальмової сили поїзда скорочує гальмовий шлях, який проходить до повної зупинки, і, по-друге, підвищення ефективності гальм пов'язане зі збільшенням швидкості поширення гальмової хвилі, що є необхідною умовою зниження поздовжньо-динамічних зусиль в автозчепних пристроях поїзда і зменшення зношування гальмових колодок, що визначає економічну оцінку гальмування.

Збільшення швидкостей руху поїздів, їхньої довжини й ваги, підвищення безпеки руху составів нерозривно пов'язане з питаннями управління гальмами. Звичайне обґрунтування прийомів гальмування виконується на основі експериментальних і теоретичних досліджень гальмових процесів, що розвиваються в поїзді, які вимагають подальшого уточнення й удосконалювання розрахункових схем і математичних моделей газодинамічних процесів у гальмовій магістралі й взаємодії колісних пар рухомого складу й залізничної колії.

Безсумнівно, небезпечним у реальних умовах експлуатації вантажних вагонів є процес руху колісних пар у стані юза, особливо за відсутності протियюзних пристроїв. Дослідами встановлено, що для реалізації високих сил тяги або гальмування необхідно створювати процес юза, тому що це приводить до зняття окисної плівки з рейок і збільшення коефіцієнта тертя. Однак, з огляду на небезпеку пошкодження коліс і рейок у цих

режимах, потрібно розв'язати це протиріччя. На жаль, кількість досліджень цього питання доволі обмежена, що вказує на складність самого явища. Для усунення цього недоліку слід удосконалювати теоретичні методи розрахунку руху колісних пар рухомого складу в умовах їхнього підвищеного ковзання по рейках з урахуванням фрикційного стану контакту.

Поєднання високої надійності, безпеки дії гальм з хорошою їх керованістю дасть змогу підвищити в найближчій перспективі швидкості руху як пасажирських поїздів до 55,5–69,4 м/с, так і вантажних поїздів — до 38,9–44,4 м/с. При осьовому навантаженні 176,6–196,2 кН (високошвидкісні маршрутні поїзди для контейнерних перевезень вантажів) необхідно збільшувати вагу вантажних поїздів до 100–120 тис. кН з метою підвищення продуктивності перевезень.

У високошвидкісних пасажирських поїздах, створенню яких у цей час приділяють велику увагу в нашій країні й за кордоном, будуть широко застосовуватися безконтактні роторні й лінійні гальма в поєднанні з колодковими гальмами, а також електронні протियюзні пристрої для захисту коліс колісних пар від пошкоджень (появи повзунів, зсуву металу на поверхні кочення коліс) на дільницях залізничних колій з низьким коефіцієнтом зчеплення колеса з рейкою.

Метою виконання практичних робіт є закріплення теоретичних знань з дисципліни «Сучасні гальмові системи вагонів», які студенти здобули шляхом засвоєння лекційного матеріалу при вивченні цього курсу, самостійної підготовки, а також при проходженні практики на вагоноремонтних підприємствах залізничного транспорту. Виконання практичної роботи дасть змогу студентам набути навичок виконання розрахунків основних параметрів дискових гальм і теплових режимів при гальмуванні.

1 ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Під час виконання практичної роботи студенти можуть керуватися стандартами підприємства, інструкціями й наказами Укрзалізниці.

Підготовлена до захисту практична робота має являти собою сукупність розрахунково-пояснювальної записки та пов'язаних з нею ілюстрацій у вигляді схем, креслень, ескізів, графіків, фотографій.

Текст пояснювальної записки оформляється чорнилом (пастою) синього або чорного кольору, а також може бути набраний за допомогою ЕОМ (при цьому обов'язково записується на диск CD-R або CD-RW) та роздрукований на аркушах формату А4 (297 x 210 мм) відповідно до чинних нормативів [9]. Якщо студент дистанційно вивчає матеріал, який розміщений на відповідних платформах, він може надсилати виконану практичну роботу на e-mail викладача.

В оформленій практичній роботі можуть бути наведені необхідні розрахунки, таблиці, ілюстрації (ескізи, схеми). Таблиці повинні мати номери зліва над таблицею (Таблиця 1.1 —) і назву. Рисунки повинні мати номери під рисунком (Рисунок 1.1 —) і назву. Якщо рисунок має пояснювальні дані, то номер рисунка і його назва мають розташовуватися нижче пояснювального тексту.

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

Ескізи та схеми в пояснювальній записці виконуються графічно на її аркушах і розташовуються у відповідних місцях.

Суворо заборонено вклеювання ілюстрацій, які вирізані із підручників, навчальних посібників, альбомів, інструкцій та інших видань, а також їхніх ксерокопій.

УВАГА! Не допускається подання копій або декількох роздруків одного набору на комп'ютері (приймається робота, що надійшла першою).

На практичному занятті для виконання роботи вихідні дані студент отримує згідно з варіантом завдання у викладача відповідно до таблиць А.1–А.3 з теми «А», «Б» і «В», що наведені в додатку А.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ДО РОЗРАХУНКОВОЇ ЧАСТИНИ З ТЕМИ «А»: «ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА

2.1 Обґрунтування і вибір силової і механічної частин дискового гальма

Для забезпечення належної безпеки руху поїздів із застосуванням дискових гальм слід робити детальний розрахунок очікуваної гальмової ефективності даної одиниці рухомого складу. Водночас необхідно вибрати найбільш раціональні форми конструкції механічної й силової частин гальмової системи, щоб уникнути зайвого обважнення й ускладнення. Для розв'язання зазначеного завдання необхідно робити ретельні розрахунки [3].

Вибираємо схему силової і механічної частин гальма (рисунок 2.1) з розміщенням гальмових дисків на середній частині осі й з гальмовими циліндрами на кожен диск [1, 4, 5].

Сила зчеплення коліс із рейками залежить від величини реалізованого коефіцієнта зчеплення, що визначається за емпіричною формулою (2.1)

$$\psi_{\kappa} = 0,8 \left(\frac{3,2}{3,6 \cdot v_0 + 21,3} + 0,094 \right), \quad (2.1)$$

де v_0 — швидкість руху на початку гальмування, м/с.

Отримані розрахункові значення величин ψ_{κ} для швидкості 11,1 та 44,4 м/с зводимо у таблицю 2.1.

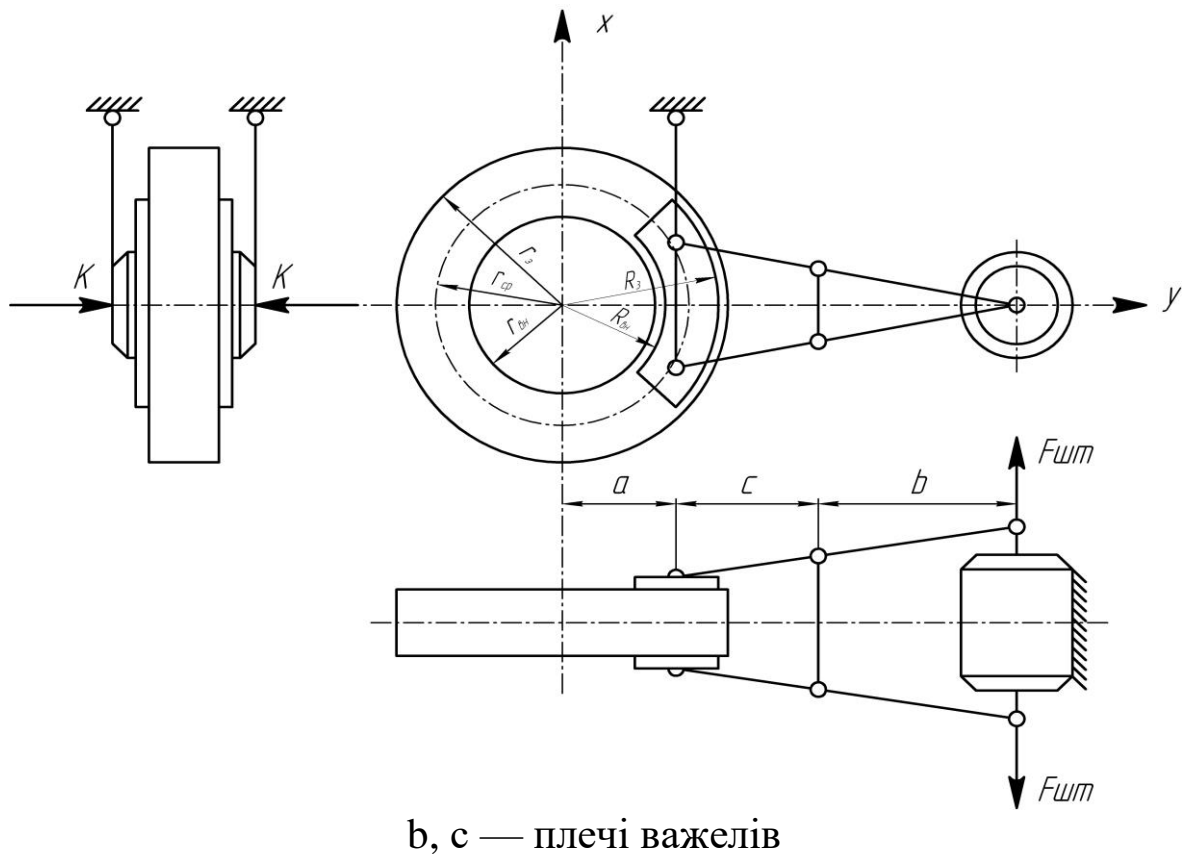


Рисунок 2.1 — Схема силової і механічної частини гальма

Таблиця 2.1 – Отримані розрахунком значення величини ψ_k

Швидкість, м/с	Значення коефіцієнтів	
	ψ_k	φ_k
11,1		0,33
44,4		0,27

Середня гальмова потужність у кіловатах, що може бути розсіяна гальмовими дисками однієї колісної пари при гальмуванні до зупинки, визначається за формулою

$$N_{cp} = \frac{\psi_k \cdot Q \cdot v_0}{2 \cdot 10^3 \cdot n_k}, \quad (2.2)$$

де Q — вага населеного вагона, Н;

v_0 — швидкість на початку гальмування, м/с;

ψ_k — коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою;

n_k — кількість гальмових колісних пар у вагоні, шт.

Величину середньої гальмової потужності, що розсіюється дисками однієї колісної пари на спуску при сталій швидкості, знайдемо за формулою

$$N_y = \frac{Q \cdot v}{10^6 \cdot n_k} (i_c - w_0''), \quad (2.3)$$

де i_c — величина наведеного ухилу;

w_0'' — основний питомий опір вагона, Н/кН;

v — рівномірна швидкість руху по спуску, м/с.

$$w_0'' = 1,2 + 0,012 \cdot v \cdot 3,6 + 0,0002 \cdot v^2 \cdot 3,6^2 + \frac{15}{v \cdot 3,6}, \quad (2.4)$$

2.2 Визначення геометричних параметрів дискового гальма

Кількість гальмових дисків, що припадають на колісну пару, знайдемо за формулою

$$n_d = \frac{N_{cp}}{150}, \quad (2.5)$$

Приймаємо на вісь по два диски діаметром 610 мм. Перевіримо можливість розміщення гальмових дисків на середній частині осі колісної пари за умовами габариту

$$h = \frac{d_k - (d_d + 2h_1)}{2}, \quad (2.6)$$

де h — відстань від головки рейки до нижньої точки диска, мм;

d_k — номінальний діаметр колеса по колу кочення, мм,

$d_k = 957$ мм;

h_1 — гранична величина зношування ободу суцільнокатаного колеса, мм, $h_1 = 45$ мм;

d_d — зовнішній діаметр диска, мм, $d_d = 610$ мм.

Таким чином, прийнятий нами зовнішній діаметр гальмового диска відповідає умовам габариту (ГОСТ 9238-59).

Згідно з технологічними міркуваннями для осей типу РУ внутрішній радіус робочого вінця гальмового диска слід приймати рівним 175–180 мм.

Ширина робочого вінця гальмового диска визначається з виразу

$$B = r_3 - r_{вн}, \quad (2.7)$$

де r_3 , $r_{вн}$ — відповідно зовнішній та внутрішній радіуси робочого вінця гальмового диска.

З розгляду гальмового моменту (рисунок 2.2) знаходимо величину питомого тиску на фрикційну накладку.

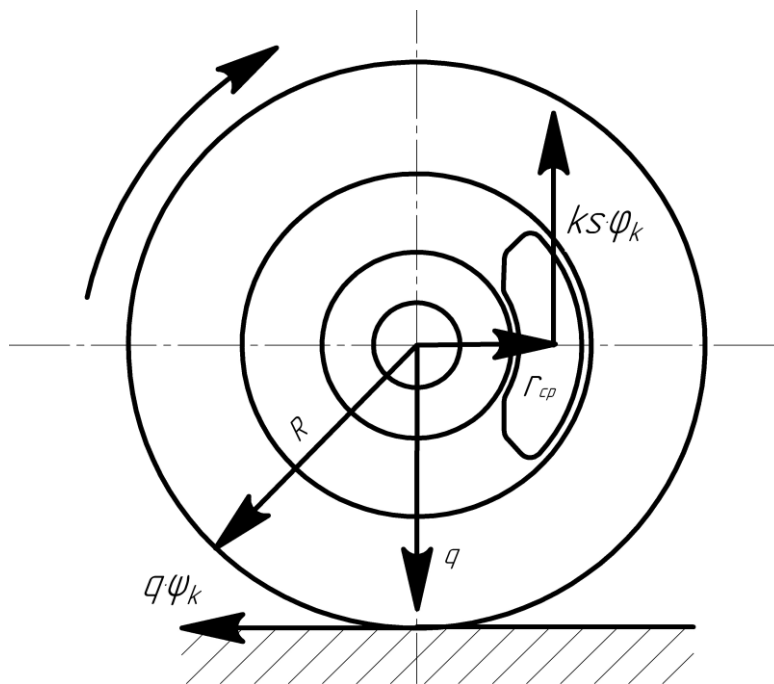


Рисунок 2.2 — Схема сил, що діють на колесо при гальмуванні

$$k = \frac{q \cdot \psi_k}{s \cdot m \cdot \phi_k} \cdot \frac{R}{r_{cp}}, \quad (2.8)$$

де $q = \Delta q \cdot \frac{T_p}{n_o}$ — осьове навантаження, що припадає на

гальмовий диск із урахуванням динамічного розвантаження Δq від дії інерційних і поздовжньо-динамічних зусиль у процесі гальмування, Н;

s — площа тертя фрикційної накладки, мм²;

m — кількість накладок на диск, $m=2$;

φ_k — коефіцієнт тертя накладки, $\varphi_k = 0,27$, для $v_0 = 44,4$ м/с;

ψ_k — коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, для $v_0 = 44,4$ м/с;

r_{cp} , R — радіуси відповідно сили тертя накладки та колеса по колу кочення, мм.

При русі вагона накладка зміщується відносно диска, тому ширину її приймаємо на 10 мм менше ширини робочого вінця гальмового диска.

Кут перекриття в накладці рекомендується приймати в межах $72 \div 90^\circ$. За цих даних геометрична площа накладки складе

$$s_n = \frac{\varphi}{2} (R_z^2 - R_{вн}^2), \quad (2.9)$$

де φ — кут перекриття накладки, рад;

R_z^2 , $R_{вн}^2$ — відповідно зовнішній та внутрішній радіуси накладки, мм.

Приймаємо кількість секцій накладки згідно із завданням. Шестисекційна накладка з радіальними каналами для охолодження наведена на рисунку 2.3. За цих умов номінальна площа тертя накладки буде

$$s = s_n - 5 \cdot (R_z - R_{вн}) \cdot b, \quad (2.10)$$

де b — ширина вентиляційного каналу, мм.

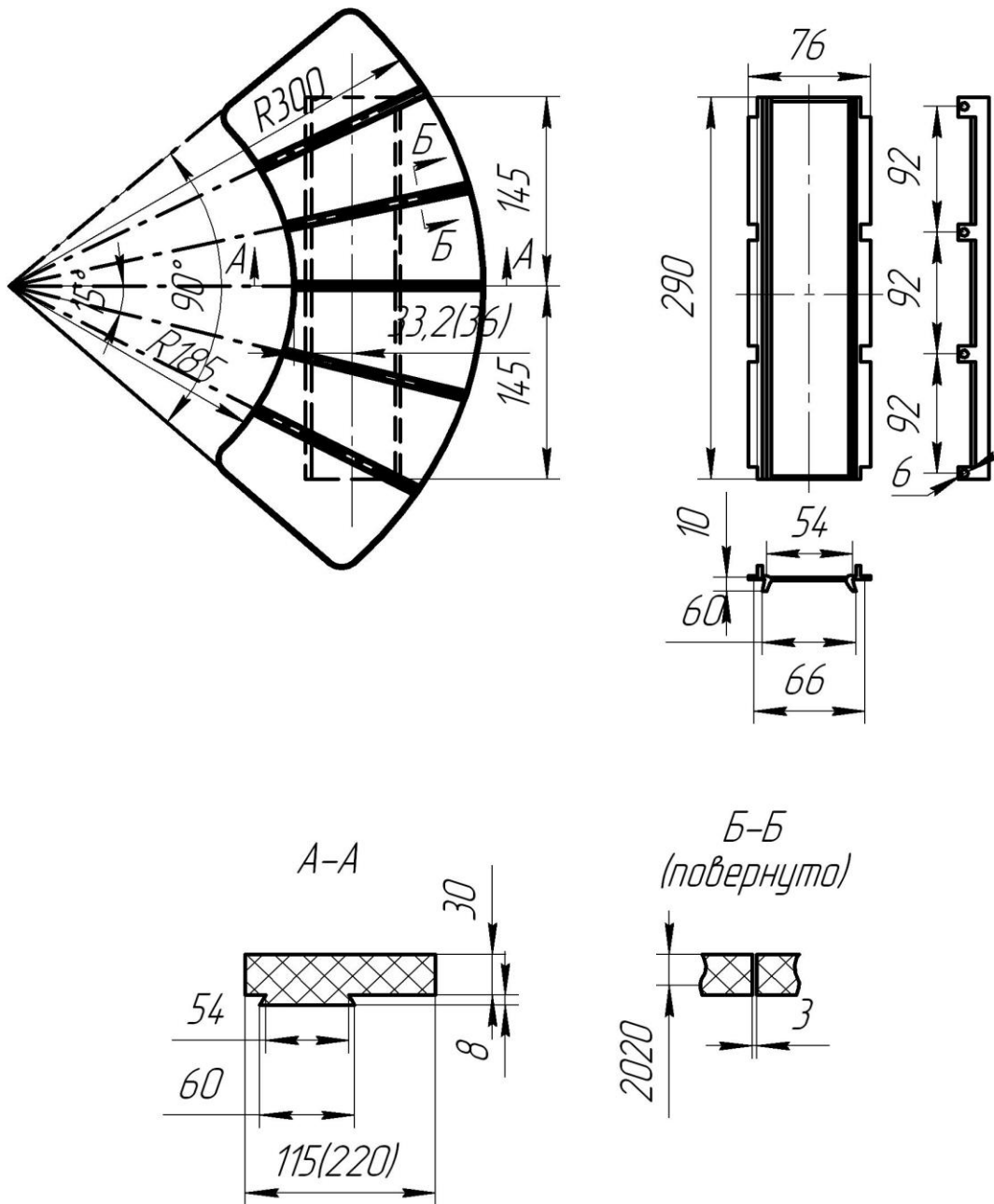


Рисунок 2.3 — Фрикційна накладка

Середній радіус прикладення сили тертя для накладки, що має форму кільцевого сектора, визначиться за формулою

$$r_{cp} = \frac{R_3 + R_{6H}}{2}, \quad (2.11)$$

Передаточне число гальмової важільної передачі n для розглянутої схеми (рисунок 2.1) визначається з відношення

$$n = m \cdot \frac{b}{c}, \quad (2.12)$$

де m — кількість накладок на один гальмовий диск, шт;
 b і c — розміри плечей важеля, $b=284$ мм; $c=175$ мм.

Необхідний діаметр гальмового циліндра визначаємо за формулою

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot s \cdot m + (p_{np} + ж \cdot l) \cdot \eta \cdot n}{\pi \cdot p_u \cdot n \cdot \eta_u \cdot \eta}}, \quad (2.13)$$

де p_{np} — зусилля попереднього стиску зворотної пружини, Н;

$ж$ — середня жорсткість зворотної пружини поршня гальмового циліндра, Н/мм²;

p_u — розрахунковий тиск у гальмовому циліндрі,
 $p_u = 0,38$ МПа;

l — повний хід поршня гальмового циліндра, мм;

η_u, η — ККД гальмового циліндра та важільної передачі.

Відповідно до розрахунку діаметр гальмового циліндра (d) приймаємо згідно з нормативними документами.

Жорсткість зворотної пружини поршня гальмового циліндра (рисунок 2.4) визначається за формулою

$$ж = \frac{G \cdot d}{8c^3 \cdot n_e}, \quad (2.14)$$

де G — модуль зсуву, $G = 8 \cdot 10^4$ Н/мм²;

d — діаметр прутка, мм, $d = 5$ мм;

n_e — число робочих витків, $n_e = 8$;

c — індекс пружини.

Індекс пружини визначається за формулою

$$c = \frac{D}{d}, \quad (2.15)$$

де D — середній діаметр витка, мм.

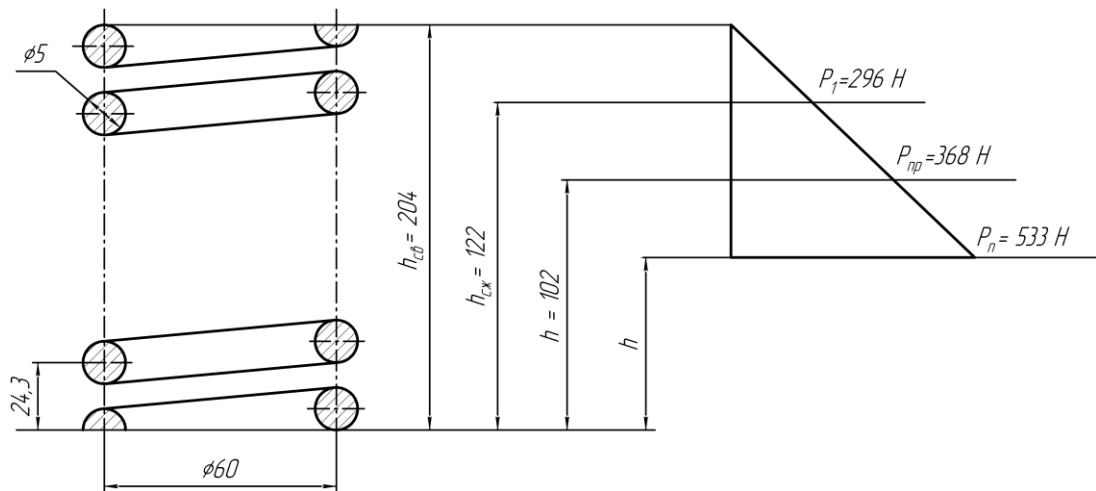


Рисунок 2.4 — Зворотна пружина поршня гальмового циліндра

Зусилля попереднього стиску зворотної пружини (рисунок 2.4) знаходимо з виразу

$$P_{np} = (h_{св} - h_{см}) \cdot ж, \quad (2.16)$$

де $h_{св}$ — висота пружини у вільному стані, мм, $h_{св} = 204$ мм;

$h_{см}$ — висота пружини в попередньо стисненому стані, мм, $h_{см} = 122$ мм;

l — величина повного ходу поршня гальмового циліндра, мм, $l = 20$ мм.

Дійсна сила натискання на одну накладку складе

$$K = F_{ум} \cdot \frac{n}{m} \cdot \eta, \quad (2.17)$$

Зусилля, яке виникає на штоці гальмового циліндра, визначається за формулою

$$F_{ум} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_u \cdot \eta_u - (P_{np} + ж \cdot l) \cdot \quad (2.18)$$

2.3 Визначення коефіцієнта сили натискання для порожніх і населених пасажирських вагонів

Величина коефіцієнта сили натискання визначиться за формулою для порожнього і населеного вагона.

$$\delta = \frac{\sum K}{q_0} \cdot \frac{r_{cp}}{R}, \quad (2.19)$$

де $\sum K$ — сумарна сила натискання фрикційних накладок на диски колісної пари, Н;

q_0 — навантаження, що передається від колісної пари на рейки при гальмуванні, Н;

r_{cp} , R — радіуси відповідно сили тертя накладки та колеса по кругу кочення, мм.

Для виконаних розрахунків перевіримо результати на стійкість для обертового руху колісної пари в процесі гальмування (рисунок 2.1) при $v = 11,1$ м/с і $v = 44,4$ м/с.

$$\psi_k q_0 R \geq \sum (ks) \varphi_k r_{cp}. \quad (2.20)$$

Символи, що входять у формулу, мають раніше підраховані значення.

2.4 Обґрунтування отриманих результатів

Отримані розрахунком параметри силової та механічної частин дискового гальма виявилися оптимальними.

Однак ефективність дискового гальма навіть при експлуатаційному стані рейок може бути збільшена для населених вагонів приблизно на 30–35 % за рахунок конструктивних удосконалень вагона та гальмових засобів [1, 3].

Гальмова ефективність при цьому збільшиться за рахунок:

– рівномірного розвантаження кузова вагона по колісних парах в μ раз;

$$\mu = \frac{T}{T_p}, \quad (2.21)$$

– застосування автоматичного режиму завантаження вагона в Δ раз;

$$\Delta = \frac{\delta_n}{\delta_n}, \quad (2.22)$$

– застосування протизюзних пристроїв на 10–15 %.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ ДО РОЗРАХУНКОВОЇ ЧАСТИНИ З ТЕМИ «Б» І «В»: «РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ»

3.1 Розрахунки теплового режиму й зношування гальмових колодок

При гальмуванні кінетична енергія поїзда переходить у теплову, нагріваючи гальмові колодки (або диски) і колеса. Зважаючи на те, що зі збільшенням швидкості руху, наприклад, у два рази, кількість цієї енергії збільшується вчетверо, особливого значення набуває теплова стійкість пари тертя, порушення якої призводить до втрати фрикційних властивостей і виникнення аварійних ситуацій на рухомому складі [6].

Допустима величина натискання K_t^q , кН, на чавунну гальмову колодку при тепловому режимі в процесі гальмування може бути знайдена з виразу

$$K_t^q = \frac{[80\Phi(t) - 70,2v_0m_v] + \sqrt{[80\Phi(t) - 70,2v_0m_v]^2 + 4500v_0m_v\Phi(t)}}{2,25v_0m_v}, \quad (3.1)$$

де
$$\Phi(t) = \frac{F_k \Delta \tau_{\max} \alpha_0}{1 - e^{-0,155\alpha_0 \sqrt{t}}}, \quad (3.2)$$

$$\alpha_0 = 0,004 + 0,005\sqrt{v_0}, \quad (3.3)$$

$$m_v = 0,6 \frac{3,6v_0 + 100}{18v_0 + 100}, \quad (3.4)$$

v_0 — початкова швидкість гальмування, м/с;

$\Delta\tau_{\max}$ — максимально допустима температура гальмової колодки в процесі гальмування, °С (для чавунних — 600 °С, для композиційних — 400 С);

α_0 — коефіцієнт тепловіддачі у довкілля.

Аналогічно максимальне натискання при температурних режимах для композиційних колодок визначається з виразу

$$K_t^K = \frac{[4\Phi(t) - 2,34v_0m_v] + \sqrt{[4\Phi(t) - 2,34v_0m_v]^2 + 9,36v_0m_v\Phi(t)}}{0,023v_0m_v}, \quad (3.5)$$

де
$$\Phi(t) = \frac{F_{\kappa} \Delta\tau_{\max} \alpha_0}{1 - e^{-1,52\alpha_0\sqrt{t}}}, \quad (3.6)$$

$$\alpha_0 = 0,004(1 + 1,33\sqrt{v_0}), \quad (3.7)$$

$$m_v = 0,44 \frac{3,6v_0 + 150}{7,2v_0 + 150}. \quad (3.8)$$

Тривалість гальмування t , с, при відомій за нормативами довжині гальмового шляху S_{Γ} , м, на даному ухилі з початковою швидкістю гальмування v_0 , м/с, знаходиться в припущенні рівносповільненого руху

$$t = \frac{2S_{\Gamma}}{v_0}. \quad (3.9)$$

Зношування гальмових колодок у процесі експлуатації суттєво залежить від сили їх натискання, матеріалу, виду й тривалості гальмування, регулювання важільної передачі, положення колодки щодо поверхні кочення колеса як у гальмовому, так і у відпущеному станах, і ряду інших факторів.

Величину зношування при цьому за одне гальмування ΔH можна розрахувати для чавунних колодок за такою формулою [6]:

$$\Delta H = \frac{0,04}{\left(\frac{5 \cdot 10^9 F_k}{\alpha_k B_r v t} - \frac{525}{\sqrt{t}} \right) Y}, \quad (3.10)$$

де F_k — геометрична площа тертя колодки (композиційних $F_k = 29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, чавунних $F_k = 30,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$), м^2 ;

α_k — коефіцієнт розподілу теплового потоку в колодці (0,2–0,3) при одній колодці на колесо і 0,35 при двосторонньому натисненні одинарних і секційних колодок);

t — тривалість гальмування, с;

B_r — середня гальмова сила протягом часу t , Н;

v — середня швидкість руху вагона, м/с;

Y — коефіцієнт якості колодки (за умов відповідності вимогам стандарту на виготовлення колодки, $Y=1$).

Тривалість гальмування при заданому гальмовому шляху й середній швидкості руху, як показано вище, легко знайти, а середню гальмову силу при відомому навантаженні на вісь (у кілоньютонах, кН) і тривалому гальмуванні на спуску з урахуванням середнього питомого опору руху обчислити за виразом

$$B_r = 0,5(i_c - w_{cp}'')q_0, \quad (3.11)$$

де w_{cp}'' — середній питомий опір руху (прийняти 2 Н/кН).

Критичний час t_{KP} безперервного гальмування, після якого настає катастрофічно швидкий знос гальмової колодки, дорівнює

$$t_{KP} = \left(\frac{95 \cdot 10^5 \cdot F_k}{\alpha_k \cdot B_r \cdot v} \right)^2. \quad (3.12)$$

Композиційні гальмові колодки мають інші закономірності зношування, при яких, завдяки фізико-механічним властивостям

матеріалу, в експлуатації не досягаються умови катастрофічного зношування.

Мінімальна товщина чавунних гальмових колодок на вагонах (але не менш 0,012 м), відповідно для рівнинних і гірських профілів із затяжними крутими спусками, розраховується за таким виразом [6]:

$$\Delta H_{\min} = 0,01 + 0,00015S_r'', \quad (3.13)$$

$$\Delta H_{\min} = 0,01 + 0,00003 \sum_{i=1}^n L_i, \quad (3.14)$$

де S_r'' — загальний шлях, пройдений поїздом у режимі гальмування (визначається за швидкостемірними стрічками), км;

$\sum_{i=1}^n L_i$ — сума добутків довжин ділянок шляху в кілометрах на їхній ухил у тисячних.

Зношування чавунних гальмових колодок за товщиною (у метрах) на протяжній ділянці із затяжними спусками можна визначити за формулою [6]

$$\Delta H = A \sum_{i=1}^n L_i, \quad (3.15)$$

де $\sum_{i=1}^n L_i$ — сума добутків довжин (у кілометрах) усіх ділянок шляху зі спуском, по яких прямує поїзд, на величину спуску.

Для вантажних навантажених вагонів з одностороннім натисканням колодок $A=0,03$; для пасажирських з двостороннім натисканням одинарних колодок $A=0,01$, секційних (подвійних) колодок $A=0,008$.

Мінімальна товщина композиційних гальмових колодок становить 0,014 м у зв'язку з їхньою більшою зносостійкістю порівняно з чавунними, забезпечує нормальну роботу гальма на будь-яких важелях.

3.2 Розрахунки заклиненого стану колісних пар

При порушенні умови без'юзового гальмування, наприклад через в'їзд колісної пари на ділянку зі зниженим зчепленням, вона різко зменшує швидкість обертання, збільшуючи тим самим коефіцієнт тертя гальмових колодок (особливо чавунних), що приводить до ще більшої нерівності гальмової сили зчеплення й поглиблення процесу юза. Розвиток цього процесу в часі дає змогу розрахувати вирази, виведені для рухомого складу, обладнаного композиційними й чавунними гальмовими колодками:

— для композиційних колодок

$$t^K = \frac{2}{2a^K + b^K} (v_0 - v_K) - \frac{150b^K}{(2a^K + b^K)^2} \ln \left(\frac{(2a^K + b^K)v_0 + (2a^K + b^K) \cdot 150}{(2a^K + b^K)v_K + (2a^K + b^K) \cdot 150} \right); \quad (3.16)$$

$$a^K = \frac{3,6n_1}{4\gamma q_0} \left[-\frac{0,44m_1}{1+\gamma} \cdot \frac{v_0 + 150}{2v_0 + 150} \cdot \frac{0,1K_M^K + 20}{0,1K_M^K + 20} K_M^K + q_0(\psi_P - \psi_{CK}) \right]; \quad (3.17)$$

$$b^K = \frac{3,6n_1}{4\gamma q_0} \cdot 0,44m_1 \frac{0,1K_M^K + 20}{0,1K_M^K + 20} K_M^K. \quad (3.18)$$

— для чавунних колодок [7]

$$t^q = \frac{2}{5a^q + b^q} (v_0 - v_K) - \frac{400b^q}{(5a^q + b^q)^2} \cdot \ln \left(\frac{(5a^q + b^q)v_0 + (a^q + b^q) \cdot 100}{(5a^q + b^q)v_K + (a^q + b^q) \cdot 100} \right); \quad (3.19)$$

$$a^q = \frac{3,6n_1}{4\gamma q_0} \left[-\frac{0,6m_1}{1+\gamma} \cdot \frac{v_0 + 100}{5v_0 + 100} \cdot \frac{16K_M^q + 20}{8K_M^q + 20} K_M^q + q_0(\psi_P - \psi_{CK}) \right]; \quad (3.20)$$

$$b^q = \frac{3,6n_1}{4\gamma q_0} \cdot 0,6m_1 \frac{1,6K_M^q + 100}{8K_M^q + 100} K_M^q. \quad (3.21)$$

де v_K — колова швидкість коліс у процесі юза, км/год;

n_1 — кількість колісних пар одиниці рухомого складу;

γ — коефіцієнт інерції мас обертання (прийняти для вагонів — 0,08, для локомотивів — 0,2);

ψ_p — реалізований коефіцієнт зчеплення коліс із рейками на дільниці з високим зчепленням (прийняти 0,2);

$\psi_{ск}$ — коефіцієнт тертя ковзання колеса по рейці при блокуванні (прийняти 0,05).

3.3 Розрахунки температури на поверхні тертя

При гальмуванні процес тертя гальмової колодки й колеса відбувається в точках їх фактичного контакту [7, 8]. Сумарна площа цих контактів становить лише незначну величину геометричної площі гальмової колодки, що перекривається. Через те, що виділення тепла відбувається лише в точках фактичного контакту, щільності теплових потоків і температурні спалахи в них можуть досягати більших величин, що викликають світіння поверхні тертя й перехід металу в цих точках у пластичний стан. При цьому відбувається деформація металу або його швидке зношування і місце температурного спалаху переміщається відповідно до зміни контактних питомих тисків.

Поширення теплового потоку на всю геометричну площу тертя відбувається близько від поверхні контакту і його щільність різко знижується в порівнянні з точками фактичного контакту, набуваючи значення, відповідного до геометричних розмірів контактуючих тіл. Відповідно змінюється й температура в поверхневих шарах.

Слід також мати на увазі, що температура будь-якої точки поверхні кочення колеса за кожний його оберт має деякі коливання, що є наслідком того, що при виході з розглянутої точки із зони контакту в ній відбувається деяке зниження температури за рахунок відведення тепла усередину колеса й у довкілля; при проходженні точки в зоні контакту колеса й гальмової колодки її температура підвищується й перевищує розрахункове середнє значення.

Однак при розв'язанні теплових завдань цим явищем можна знехтувати через інерційність процесів і вважати підведення тепла по всій поверхні тертя колеса безперервним. Таким чином,

для розрахунків цієї температури $\Delta\tau_n$ (°C) у будь-який момент часу гальмування t можна використовувати такий вираз [7]:

$$\Delta\tau_n = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-\frac{2\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_B}\right)} \right]. \quad (3.22)$$

Найбільша температура при гальмуванні на поверхні колеса досягається в середині цього процесу $t = 0,5t_B$:

$$\Delta\tau_{n \max} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-0,9433 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right]. \quad (3.23)$$

Температура на поверхні колеса в момент зупинки поїзда $t = t_B$:

$$\Delta\tau_{nK} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-0,667 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right]. \quad (3.24)$$

Температура при гальмуванні, що встановилася (з постійною швидкістю)

$$\Delta\tau_{n\infty} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-2 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right], \quad (3.25)$$

де q_T — щільність теплового потоку, ккал/(м²°C);

λ — коефіцієнт теплопровідності, ккал/(м°C);

γ — питома вага, кН/м³;

c — питома теплоємність, ккал/(кг°C);

t_B — час гальмування до повної зупинки, с.

Значення λ, γ, c наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 — Значення температурних коефіцієнтів

Матеріал	Фізичні характеристики				
	λ	γ	c	$\sqrt{\pi\lambda\gamma c}$	$\alpha = \frac{\lambda}{\gamma c}$
Колісна сталь	$10,3 \cdot 10^{-3}$	7850	0,11	5,28	$11,9 \cdot 10^{-6}$
Чавунна колодка	$12,5 \cdot 10^{-3}$	7250	0,13	6,08	$13,3 \cdot 10^{-6}$
Композиційна колодка	$0,2 \cdot 10^{-3}$	2200	0,28	0,62	$0,325 \cdot 10^{-6}$

Щільність теплового потоку в початковий момент гальмування визначається за виразом

$$q_T = \frac{\alpha_R \cdot b_\Gamma \cdot q_0 \cdot v_0}{17080\pi \cdot R \cdot h_K}, \quad (3.26)$$

де α_R — коефіцієнт розподілу теплових потоків;

h_K — ширина поверхні тертя колеса, м (прийняти 0,09 м).

Коефіцієнт розподілу теплових потоків для колеса можна вибирати за даними таблиці 3.2 (для колодок $\alpha_K = 1 - \alpha_R$) [6, 7].

Таблиця 3.2 — Значення коефіцієнта розподілу теплових потоків

Тип гальмових колодок	Коефіцієнт α_R розподілу теплових потоків у колесі	
	для локомотива	для вагона
Чавунні секційні (по чотири на колесо)	0,60	0,55
Одинарні чавунні (по дві на колесо)	0,70	0,65
Одинарні чавунні (по одній на колесо)	0,80	0,70
Композиційні	0,95	0,95

Наведені вище формули отримані для умов нагрівання напівобмеженого тіла, тобто коли потік тепла ще не досягає

поверхні, що обмежує нагріваюче тіло з боку, протилежного підведенню тепла. Таке допущення прийнятне при нагріванні тіл, які мають більшу товщину. У більшості реальних для експлуатаційних умов режимів гальмування, крім особливо тривалих, вони можуть бути рекомендовані для розрахунків. В останньому випадку існують спеціальні коректувальні коефіцієнти, обумовлені за графіками [6, 7].

Попередня оцінка коефіцієнта тепловіддачі α_0 залежно від швидкості v_0 (у метрах за секунду) може бути виконана за емпіричними формулами (3.3 або 3.7).

У зв'язку з тим, що гальмова сила змінюється в процесі наповнення гальмових циліндрів і при зміні швидкості руху, значення b_{Γ} розраховується виходячи з довжини дійсного гальмового шляху S_{Γ} й часу підготовки гальм до дії t_{II} [6]:

$$b_{\Gamma} = \frac{108 \cdot v_0}{2(S_{\Gamma} - v_0 t_{II})} - w_0 - i_c, \quad (3.27)$$

де w_0 — основний питомий опір руху поїзда (прийняти 2 Н/кН).

Час t при цьому у виразі для розрахунків теплових режимів приймають зменшеним на час підготовки t_{II} , якщо $t \geq t_{II}$.

На основі виразів (3.23), (3.26) отримана формула для визначення діаметра колеса D_K , що забезпечує необхідну конвекцію тепла для уникнення перегріву обода при екстремому гальмуванні:

$$D_K = \frac{\alpha_R \cdot b_{\Gamma} \cdot q_0 \cdot v_0}{8540 \pi h_K \cdot \Delta \tau_{nK} \cdot \alpha_0} \left(1 - e^{-0,9433 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi \lambda \gamma c}} \sqrt{t_B}} \right). \quad (3.28)$$

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 Коренівський М. В., Головка В. Ф., Дерев'янчук Я. В. Гальмове устаткування вагонів міжнародного сполучення : навч. посіб. Харків : УкрДАЗТ, 2007. 101 с.
- 3 Равлюк В. Г., Дерев'янчук Я. В. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Гальмові системи вагонів міжнародного сполучення». Харків : УкрДАЗТ, 2011. Ч. 1. 14 с.
- 4 Равлюк В. Г. Методичні вказівки до складання рівнянь передаточного числа гальмових важільних передач : метод. вказівки. Харків : УкрДАЗТ, 2011. 22 с.
- 5 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України : ЦТ – ЦВ – ЦЛ-0015. Затв. нак. Укрзалізниця № 264-Ц 28.10.1997. Вид. офіц. Київ, 2004. 146 с.
- 6 Мартинов І. Е., Равлюк В. Г., Афанасенко І. М. Розрахунки теплових режимів при гальмуванні : методичні вказівки до виконання контрольної роботи з дисципліни «Нова гальмова техніка». Харків : УкрДАЗТ, 2014. 36 с.
- 7 Казаринов В. М., Иноземцев В. Г., Ясенцев В. Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации тормозов. Москва : Транспорт, 1968. 400 с.
- 8 Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. Дніпропетровськ, 2019. Вип. 2 (80). С. 111–126. doi: 10.15802 / str2019 / 166114.
- 9 Коновалов Є. В., Козар Л. М. Студентська навчальна звітність. Текстова частина (пояснювальна записка). Загальні вимоги до побудови, викладення та оформлення : метод. вказівки. Харків : УкрДАЗТ, 2004. 36 с.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 — Вихідні дані для виконання практичної роботи з теми «А»

Найменування показника	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 Вага вагона з пасажирами, Q	53	55	57	60	60	62	50	50	48	51
2 Тара пасажирського вагона, T	46	51	53	54	56	58	43	46	44	47
3 Розрахункова тара з легкого некотлового боку вагона, $T_p=0,96 \cdot T$	44,16	52,8	54,72	57,6	57,6	59,58	48	48	46,08	48,96
4 Максимальна швидкість руху на ухилі, $i_c = 8,‰$, км/год	140	150	160	135	145	155	120	130	140	150
5 Допустима швидкість руху на ухилі, $i_c = 25‰$, ділянці $L=20000$ м, v1	70	80	90	100	110	65	75	85	95	105
6 Розрахунковий робочий тиск у гальмових циліндрах, $p = 0,38$ МПа	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
7 Кут перекриття накладки, φ	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90

Таблиця А.2 — Вихідні дані для виконання практичної роботи з теми «Б»

Найменування показника	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 Рухомий склад	В	В	П	В	П	В	В	П	В	П
2 Тип вагона	Чотиривісна цистерна	Напіввагон	М'який	Платформа	Відкритого типу	Восьмивісна цистерна	Хопер	Багажний	Думкар	СВ
3 Швидкість на початку гальмування, км/год	80	110	140	100	140	70	85	125	65	140
4 Ухил при гальмуванні, ‰	2	4	6	3	10	5	9	10	4	6
5 Довжина гальмового шляху, м	1200	1800	1000	1400	800	1500	1300	1200	1400	1000
6 Середня питома гальмова сила, Н/кН	60	55	40	60	55	45	55	60	40	35
Примітка – «В» — вантажний (чавунні колодки), «П» — пасажирський										

Таблиця А.3 — Вихідні дані для виконання практичної роботи з теми «В»

Найменування показника	Варіант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 Рухомий склад	П	В	П	В	П	В	П	В	П	В
2 Тип вагона	СВ	Платформа	Відкритого типу	Напіввагон	М'який	Чотиривісна цистерна	Багажний	Думткар	Купейний	Восьмивісна цистерна
3 Швидкість на початку гальмування, км/год	140	90	120	80	130	70	100	60	140	80
4 Ухил при гальмуванні, ‰	5	6	8	6	2	3	7	9	11	10
5 Довжина гальмового шляху, м	1100	1800	1400	1900	800	1500	900	1400	1200	1700
6 Середня питома гальмова сила, Н/кН	40	55	50	45	60	55	50	40	60	45
Примітка — «В» — вантажний (композиційні колодки), «П» — пасажирський										

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять
з дисципліни
«СУЧАСНІ ГАЛЬМОВІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ»

Відповідальний за випуск Равлюк В. Г.

Редактор Решетилова В. В.

Підписано до друку 01.03.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 1,75. Тираж 5. Замовлення №

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