

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “Вагони”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять

з дисципліни

***«ГАЛЬМОВІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ
МІЖНАРОДНОГО СПОЛУЧЕННЯ»***

Частина 1

Харків 2011

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Вагони» 26 квітня 2010 року, протокол № 10.

У методичних вказівках детально наведена методика розрахунку основних силових та геометричних параметрів дискового гальма, а також методика розрахунку коефіцієнта сили для порожніх і завантажених вагонів.

Рекомендовано для студентів спеціальності „Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту” спеціалізації 7.100501 „Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів” денної і заочної форм навчання.

Укладачі:

старш. викл. В. Г. Равлюк,
асист. Я. В. Дерев'янчук

Рецензент

доц. О. С. Крашенінін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять
з дисципліни

*«ГАЛЬМОВІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ
МІЖНАРОДНОГО СПОЛУЧЕННЯ»*

Частина 1

Відповідальний за випуск Равлюк В.Г.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 30.06.10 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,5. Тираж 50. Замовлення №

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

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Вагони”

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни

**ГАЛЬМОВІ СИТЕМИ ВАГОНІВ МІЖНАРОДНОГО
СПОЛУЧЕННЯ**

Частина 1

**для студентів спеціальності
«Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного
транспорту»
всіх форм навчання**

Харків 2010

Методичні вказівки розглянуті та рекомендовані до друку на засіданні кафедри «Вагони» 26 квітня 2010 року, протокол № 10.

Рекомендовано для студентів денної і заочної форм навчання спеціальності „Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту” спеціалізації 7.100501 „Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів”

В методичних вказівках детально наведена методика розрахунку основних силових та геометричних параметрів дискового гальма. Також наведена методика розрахунку коефіцієнта сили для порожніх і завантажених вагонів.

Укладачі:

старш. викл. В. Г. Равлюк
асис. Я. В. Дерев'янчук

Рецензент

доц. О. С. Крашенінін

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Вибір і розрахунок основних параметрів дискового гальма	5
2 Визначення геометричних параметрів дискового гальма	7
3 Визначення коефіцієнта сили натискання для порожніх і населених вагонів	13
4 Обґрунтування отриманих результатів	14
Список літератури	14

ВСТУП

Гальма залізничного рухомого складу є одним з основних вузлів залізничної техніки, від рівня розвитку, конструкції, параметрів і стану якої в значній мірі залежить безпека руху поїздів, що допускає й провізна спроможність залізниць.

Гальмове обладнання вагонів працює в умовах складних процесів, що відбуваються в поїзді, який рухається (сухе тертя гальмових колодок фрикційного колодкового гальма з перетворенням механічної енергії в теплову, газодинамічні процеси в гальмовій магістралі при зарядці, гальмуванні, при відпуску гальм; кочення колеса, що гальмується, по рейках в умовах використання сил зчеплення колеса з рейками; взаємодія вагонів у поїзді між собою з виникненням значних по величині поздовжніх сил в умовах несталого режиму дії гальмової сили та ін.).

Сполучення високої надійності, безпеки дії гальм з хорошою їхньою керованістю дозволить підвищити в найближчій перспективі швидкості руху пасажирських поїздів до 55,5–69,4 м/с, а вантажних поїздів – до 38,9–44,4 м/с. При осьовому навантаженні 176,6–96,2 кН (високошвидкісні маршрутні поїзди для контейнерних перевезень вантажів) необхідно збільшувати вагу вантажних поїздів до 100–120 тис. кН з метою підвищення продуктивності перевезень.

Швидкісні вагони нового покоління будуть обладнані колодковими, дисковими й електропневматичними гальмами, а міжнародні вагони - колодковими фрикційними гальмами.

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

1 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА

Для забезпечення належної безпеки руху поїздів із застосуванням дискових гальм потрібно робити детальний розрахунок очікуваної гальмівної ефективності даної одиниці рухомого складу. Разом з тим необхідно вибрати найбільш раціональні форми конструкції механічної й силової частин гальмової системи, щоб уникнути зайвого обважнення й ускладнення. Для вирішення зазначеного завдання необхідно робити ретельні розрахунки.

При викладенні матеріалу на лекціях наводиться методика розрахунку дискового гальма згідно з завданням самостійної (контрольної) роботи.

Вибираємо схему силової й механічної частин гальма (рисунок 1.1) з розміщенням гальмових дисків на середній частині осі й з гальмовими циліндрами на кожен диск.

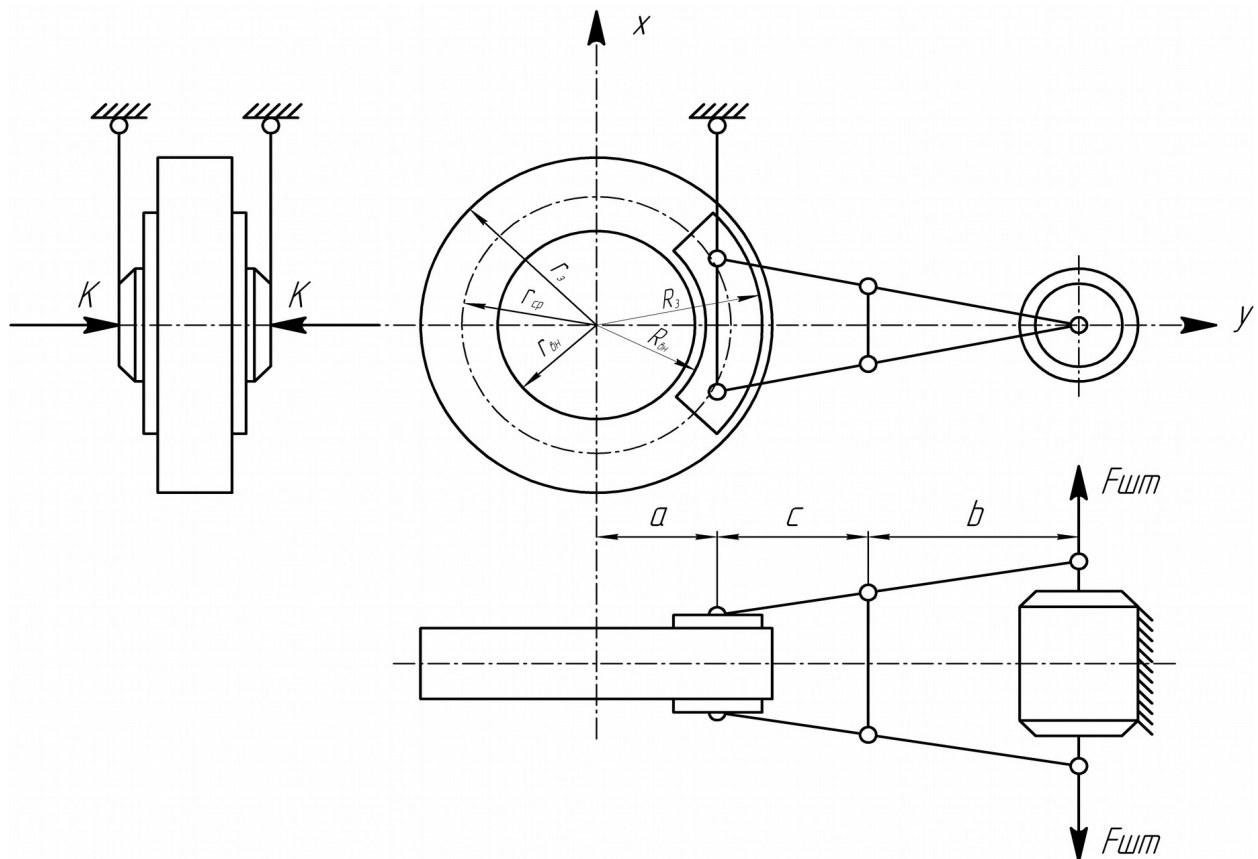


Рисунок 1.1 – Схема силової й механічної частин гальма

На практичному занятті для виконання розрахунку параметрів дискового гальма вихідні дані студент отримує згідно з варіантом завдання у викладача.

Сила зчеплення коліс з рейками залежить від величини реалізованого коефіцієнта зчеплення, що визначається за емпіричною формулою (1.1)

$$\psi_{\kappa} = 0,8 \left(\frac{3,2}{3,6 \cdot v_0 + 21,3} + 0,094 \right), \quad (1.1)$$

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 1.1.

Таблиця 1.1 – Отримані розрахунком значення величини ψ_{κ}

Швидкість, м/с	Значення коефіцієнтів	
	ψ_{κ}	φ_{κ}
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

$$N_{cp} = \frac{\psi_{\kappa} \cdot Q \cdot v_0}{2 \cdot 10^3 \cdot n_{\kappa}}, \quad (1.2)$$

де Q – вага населеного вагона, Н;

v_0 – швидкість на початку гальмування, м/с;

ψ_{κ} – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою;

n_{κ} – 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

$$N_y = \frac{Q \cdot v}{10^6 \cdot n_k} (i_c \cdot w_0''), \quad (1.3)$$

де i_c – величина наведеного ухилу;

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

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

$$w_0'' = 1,2 + 0,012 \cdot v \cdot 3,6 + 0,0002 \cdot v^2 \cdot 3,6^2 + \frac{15}{v \cdot 3,6}, \quad (1.4)$$

2 ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА

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

$$n_d = \frac{N_{cp}}{150}, \quad (2.1)$$

Приймаємо на вісь по 2 диски діаметром 610 мм. Перевіримо можливість розміщення гальмових дисків на середній частині осі колісної пари за умовами габариту

$$h = \frac{d_k - (d_d + 2h_1)}{2}, \quad (2.2)$$

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 обода 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

$$B = r_3 - r_{вн}, \quad (2.3)$$

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

З розгляду гальмового моменту (рисунок 2.1) знаходимо величину питомого тиску на фрикційну накладку

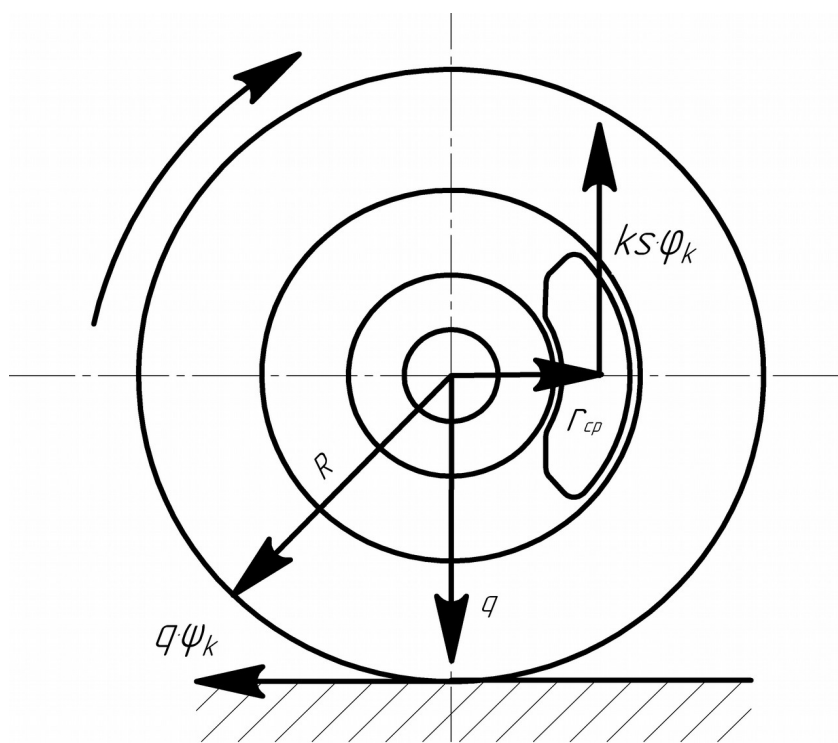


Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на колесо при Гальмуванні

$$k = \frac{q \cdot \psi_{\kappa}}{s \cdot m \cdot \varphi_{\kappa}} \cdot \frac{R}{r_{cp}}, \quad (2.4)$$

де q – осьове навантаження, що припадає на гальмовий диск з урахуванням динамічного розвантаження Δq від дії інерційних і поздовжньо-динамічних зусиль у процесі

гальмування, $q = \Delta q \cdot \frac{T_p}{n_{\delta}}$, Н;

s – площа тертя фрикційної накладки, мм²;

m – кількість накладок на диск ($m=2$);

φ_{κ} – коефіцієнт тертя накладки ($\varphi_{\kappa} = 0,27$), для $v_0 = 44,4$ м/с;

ψ_{κ} – 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 $72 \div 90^\circ$. При цих даних геометрична площа накладки складе

$$s_n = \frac{\varphi}{2} (R_z^2 - R_{вн}^2), \quad (2.5)$$

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 2.2. При цих умовах номінальна площа тертя накладки буде:

$$s = s_n - 5 \cdot (R_z - R_{вн}) \cdot b, \quad (2.6)$$

де b – ширина вентиляційного каналу, мм.

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

$$r_{cp} = \frac{R_3 + R_{вн}}{2} . \quad (2.7)$$

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

$$n = m \cdot \frac{b}{c}, \quad (2.8)$$

де m – кількість накладок на один гальмовий диск, шт;

b і c – розміри плечей важеля, мм.

Необхідний діаметр гальмового циліндра визначаємо за формулою

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot s \cdot m + (p_{np} + ж \cdot l) \cdot \eta \cdot n}{\pi \cdot p_{ц} \cdot n \cdot \eta_{ц} \cdot \eta}}, \quad (2.9)$$

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

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

$p_{ц}$ – розрахунковий тиск у гальмовому циліндрі, МПа, ($p_{ц} = 0,38$ МПа);

l – повний хід поршня гальмового циліндра, мм;

$\eta_{ц}$, η – ККД гальмового циліндра та важільної передачі.

У відповідності до розрахунку діаметр гальмового циліндра d приймаємо згідно зі стандартами.

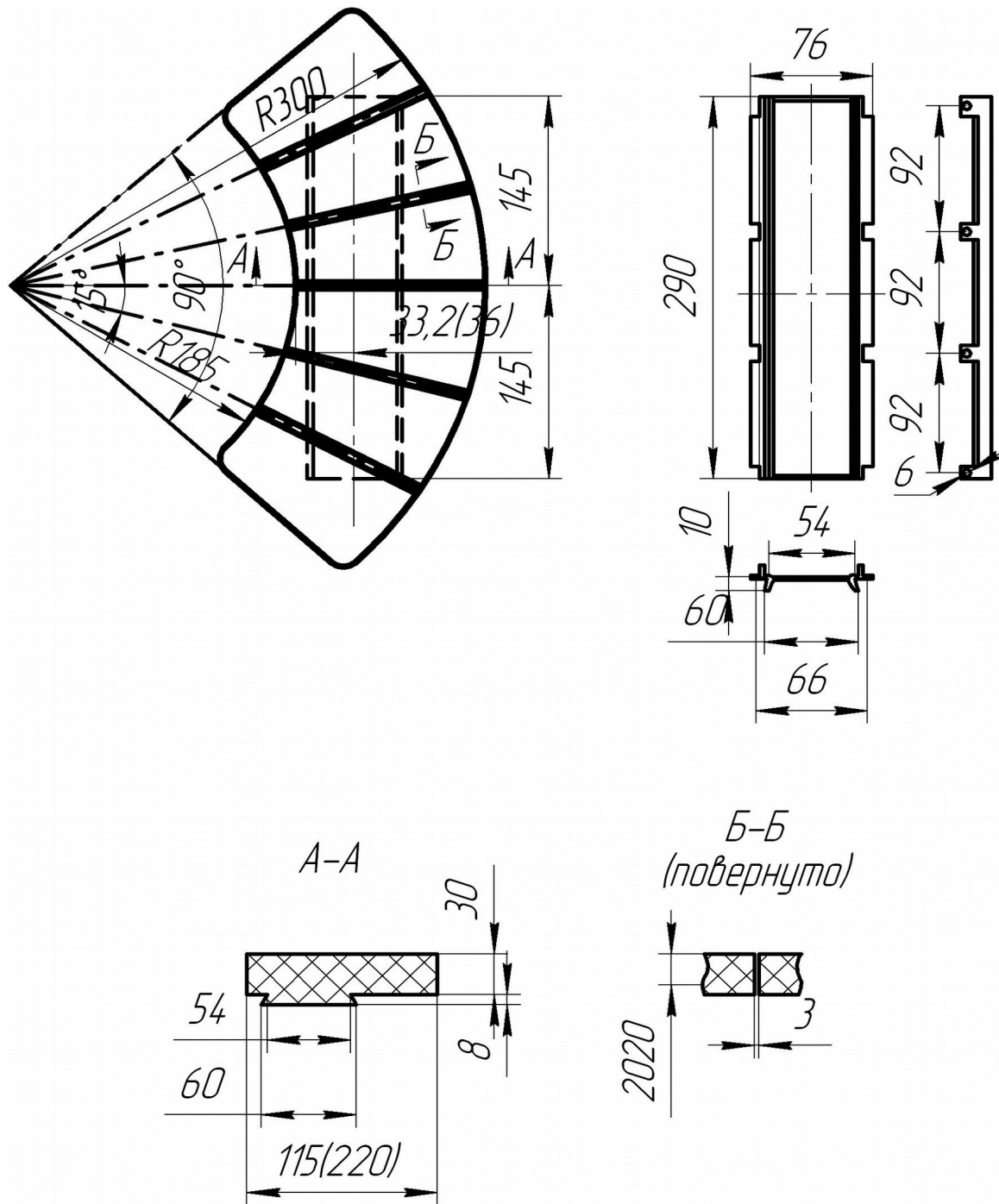


Рисунок 2.2 – Фрикційна накладка

Жорсткість зворотної пружини поршня гальмового циліндра (рисунок 2.3) визначається за формулою

$$жс = \frac{G \cdot d}{8c^3 \cdot n_e}, \quad (2.10)$$

де G – модуль зсуву, Н/мм² ($G = 8 \cdot 10^4$ Н/мм²);
 d – діаметр прутка, мм ($d = 5$ мм);
 n_g – число робочих витків ($n_g = 8$);
 c – індекс пружини.

Індекс пружини визначається за формулою

$$c = \frac{D}{d}, \quad (2.11)$$

де D – середній діаметр витка, мм.

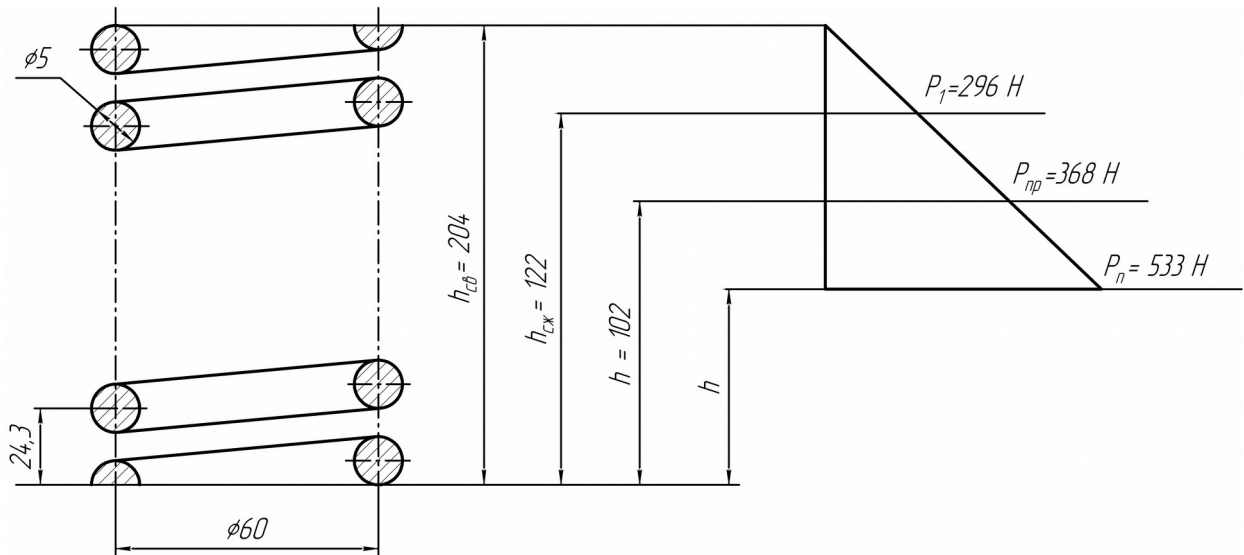


Рисунок 2.3 – Зворотна пружина поршня гальмового циліндра

Зусилля попереднього стиску зворотної пружини (рисунок 2.3) знаходимо з виразу

$$P_{np} = (h_{sv} - h_{cm}) \cdot ж, \quad (2.12)$$

де h_{sv} – висота пружини у вільному стані, мм ($h_{sv} = 204$ мм);
 h_{cm} – висота пружини в попередньо стисненому стані, мм ($h_{cm} = 122$ мм);
 l – величина повного ходу поршня гальмового циліндра, мм ($l = 20$ мм).

Дійсна сила натискання на одну накладку складе

$$K = F_{ум} \cdot \frac{n}{m} \cdot \eta. \quad (2.13)$$

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

$$F_{ум} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_{ц} \cdot \eta_{ц} - (p_{np} + ж \cdot l) \cdot \quad (2.14)$$

3 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА СИЛИ НАТИСКАННЯ ДЛЯ ПОРОЖНІХ І НАСЕЛЕНИХ ВАГОНІВ

Величина коефіцієнта сили натискання визначається за формулою для порожнього і населеного вагонів

$$\delta = \frac{\sum K}{q_0} \cdot \frac{r_{cp}}{R}, \quad (3.1)$$

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 $v = 11,1 \text{ м/с}$ і $v = 44,4 \text{ м/с}$.

$$\psi_{\kappa} q_0 R \geq \sum (ks) \varphi_{\kappa} r_{cp}, \quad (3.2)$$

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

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.

Гальмівна ефективність при цьому збільшиться за рахунок:

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

$$\mu = \frac{T}{T_p}, \quad (4.1)$$

- застосування автоматичного режиму завантаження вагона в Δ раз:

$$\Delta = \frac{\delta_n}{\delta_n}, \quad (4.2)$$

- застосування протиюзних пристроїв на 10 – 15 %.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Асадченко, В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В. Р. Асадченко. – М. : Маршрут, 2006. - 392 с. -

2 Бабаєв, А.М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць [Текст]: навч. посібник / А.М. Бабаєв, Д.В. Дмитрієв. – К. : ДЕТУТ, 2007. – 176 с.

3 Галай, Э. И. Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда [Текст]: учеб. пособие / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ. - 182 с.

4 Ножевиков, А.М. Расчёт дискового тормоза [Текст]: учеб. пособие / А. М. Ножевиков. - М. : ВЗИИТ, 1965. - 52 с.

5 Тормозостроение за рубежом [Текст] : Сборник переводов и рефератов / под ред. Г. М. Боровского. - М. : ГОСИНТИ, 1959. - 222 с.

6 Карвацкий, Б.Л. Общая теория автотормозов [Текст] / Б.Л. Карвацкий. - М. : ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, 1947. - 300 с.

7 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст] : ЦТ – ЦВ – ЦЛ - 0015. - Затв. нак. Укрзалізниці № 312-Ц

07.06.01. – Вид. офіц. – К., 2002. - 146 с.