

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “Вагони”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до складання рівнянь передаточного числа
гальмових важільних передач**

Харків 2011

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до

друку на засіданні кафедри «Вагони» 26 квітня 2010 року,
протокол № 10.

Рекомендовано для студентів денної і заочної форм
навчання, а також слухачів ІПК спеціальностей
7.07010501 „Локомотиви та локомотивне господарство” і
7.07010502 „Вагони та вагонне господарство”.

Укладач

старш. викл. В.Г. Равлюк

Рецензент

доц. О.С. Крашенінін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до складання рівнянь передаточного числа
гальмових важільних передач

Відповідальний за випуск Равлюк В.Г.

Редактор Решетилова В.В.

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
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Вагони”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до складання рівнянь передаточного числа гальмових
важільних передач**

Харків 2011

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

Рекомендовано для студентів денної і заочної форм навчання, а також слухачів ІПК спеціальностей 7.07010501 „Локомотиви та локомотивне господарство” і 7.07010502 „Вагони та вагонне господарство”.

Укладач

старш. викл. В. Г. Равлюк

Рецензент

доц. О.С. Крашенінін

ВСТУП

Правильно обране передаточне число гальмової важільної передачі має важливе значення для загальної роботи гальм рухомого складу й для підтримки на необхідному рівні ефективності їхньої дії в експлуатації.

Особливо важливо вміти правильно визначати значення передаточного числа у зв'язку із впровадженням композиційних гальмівних колодок. Відомо, що устаткування рухомого складу такими колодками вимагає зміни передаточного числа важільної передачі.

При виконанні курсового проекту та контрольної роботи з дисципліни „Автоматичні гальма та безпека руху“ передбачається визначення передаточного числа важільної передачі. Це дозволяє студентові закріпити теоретичні знання з особливостей пристрою, принципу дії механічної частини гальма й одержати практичні навички з її розрахунків. Однак при складанні рівнянь передаточного числа конкретних важільних передач локомотивів і вагонів студенти зазнають труднощів і часто допускаються помилок, тому що в підручниках і наявних навчальних і методичних посібниках не дається досить чітка, теоретично обґрунтована методика складання таких рівнянь.

У даних методичних вказівках наводиться один з можливих способів складання рівнянь, що визначають передаточні числа гальмових важільних передач, із прикладами. Ця методика може бути використана як з навчальною метою, так і для практичних розрахунків важільних передач вагонів, локомотивів, а також різних механізмів, що містять важільні передачі, які змінюють зусилля й переміщення за рахунок різниці плечей важелів.

1 МЕТОДИКА СКЛАДАННЯ РІВНЯНЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Передаточне число є основною технічною характеристикою важільної гальмової передачі. Величина передаточного числа залежить від розмірів ведучих і ведених плечей важелів гальмової передачі.

Передаточне число n гальмової важільної передачі показує, в скільки разів збільшується сила, що розвивається на штоку гальмового циліндра, змінюється за допомогою важелів і передається до гальмівних колодок та визначається за формулою

$$n = \frac{\sum K}{P_{ум}}, \quad (1)$$

де $\sum K$ – сумарне натиснення всіх гальмівних колодок, які приєднані до гальмового циліндра, кН;

$P_{ум}$ – зусилля, що розвивається на штоку гальмового циліндра, кН.

$$\sum K = P_{ум} \cdot n, \quad (2)$$

Зусилля, що розвивається на штоку гальмового циліндра, визначається за формулою

$$P_{ум} = P_{ц} \cdot \frac{\pi d_{ц}^2}{4} \cdot \eta_{ц} - (P_{с} + L_{ум} \cdot Ж_{ц}), \quad (3)$$

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

$d_{ц}$ – внутрішній діаметр циліндра, мм;

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

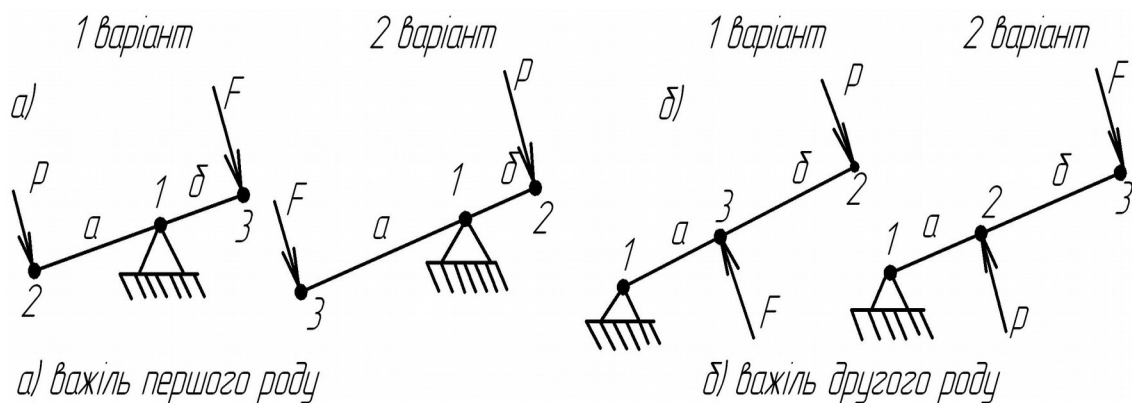
$P_{с}$ – зусилля попереднього стиснення попускної пружини гальмового циліндра [додаток Б, таблиця Б.1], Н;

$L_{ум}$ – максимальний вихід штока гальмового циліндра [додаток А, таблиця А.1, А.2], мм;

J_{η} – жорсткість попускової пружини [додаток Б, таблиця Б.1], Н/мм.

При складанні рівнянь передаточного числа використовується розрахункова схема важільної передачі, що перебуває в стані рівноваги. Рівняння повинні включати співвідношення довжин ведучих і ведених плечей важелів, записані на підставі відомих законів теоретичної механіки. Тут розглядається послідовність передачі зусилля від штока гальмового циліндра через елементи важільної передачі на конкретні шарніри важелів (і в остаточному підсумку, на гальмівні колодки) – на підставі рівнянь статки, у яких враховується рівність моментів сил на ведучому і веденому плечах кожного важеля відносно точки повороту.

У важільних гальмових передачах локомотивів і вагонів в основному застосовують тришарнірні важелі першого й другого роду. Відомо, що характерною рисою важеля першого роду є розташування точки повороту важеля в середній його частині, а для важеля другого роду - на кінці важеля (рисунок 1).



P – зусилля, що навантажує важіль; F – зусилля, що передається важелем (реакція на зусилля P , пропорційне відношенню плечей важеля); a, δ – відстані між суміжними шарнірами; 1 – точка повороту важеля; 2 – точка прикладення зусилля до важеля; 3 – точка передачі зусилля від важеля

Рисунок 1 – Відмінні риси передачі зусиль важелями першого й другого роду

Важіль являє собою твердий елемент певної довжини, що має точку навантаження 1 , точку повороту 2 і точку передачі

зусилля Z . У конструкціях гальмових важільних передач ці точки являють собою шарніри (циліндричні пальці, вставлені в отвори важелів).

Довжини плечей, на які діють зусилля P і F (стосовно точки повороту важеля), і визначають передаточне відношення конкретного важеля. На підставі цього можна сформулювати таке правило, що дозволяє визначити довжини ведучого і веденого плечей важелів будь-якого роду:

- ведуче плече – це відстань по важелю від точки прикладання зусилля до точки повороту (опори) цього важеля;

- ведене плече – це відстань по важелю від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля до інших елементів важільної передачі у бік розглянутої гальмівної колодки.

Передаточне відношення будь-якого важеля в цьому випадку можна обчислити за формулою

$$n = \frac{l_{вч}}{l_{вд}}, \quad (4)$$

де $l_{вч}$ – довжина ведучого плеча, мм;

$l_{вд}$ – довжина веденого плеча, мм.

Відповідно до цього правила передаточне число важелів, що зображені на рисунку 1, запишеться таким чином:

а) для важеля першого роду:

- для першого варіанта – $n = \frac{a}{b}$;

- для другого варіанта – $n = \frac{a}{b}$;

б) для важелів другого роду:

- для першого варіанта – $n = \frac{a+b}{b}$;

- для другого варіанта – $n = \frac{a}{a+b}$.

Всі ці вирази записані на підставі того, що ведуче плече (чисельник) – це відстань від точки прикладання зусилля P важеля до точки повороту, а ведене плече (знаменник) – це

відстань від тієї ж точки повороту важеля до точки передачі зусилля.

Для системи важільної передачі, що включає в себе декілька послідовно з'єднаних важелів, передаточне число визначається добутком таких виразів всіх важелів, що послідовно передають зусилля від штока гальмового циліндра до розглянутої гальмової колодки.

Такий прийом дозволяє порівняно просто встановити рівняння для визначення передаточного числа важільної передачі будь-якої складності.

При складанні рівнянь передаточних чисел необхідно пам'ятати, що у важільній передачі в процесі гальмування (послідовності її спрацьовування) той самий важіль може передавати зусилля для однієї колодки як важіль першого роду, а для іншої – як важіль другого роду або навпаки. Це визначається аналізом послідовності дії важільної передачі й правильним визначенням точок повороту, навантаження й передачі зусилля до конкретної колодки.

З огляду на ту обставину, що гальмова важільна передача забезпечує однакові натискання гальмівних колодок на всі колеса, можна перевірити правильність складання рівнянь шляхом скорочення елементів множників (якщо це можливо). Після скорочення виходять алгебраїчні вирази однакового вигляду або однакові числові значення передаточних чисел до кожного колеса або колісної пари.

Як приклади складемо рівняння для обчислення передаточного числа гальмових важільних передач локомотива й вагона.

ПРИКЛАД 1

Важільна передача локомотива, що зображена на рисунку 2, отримує зусилля від штока *I* гальмового циліндра й за допомогою важелів *2, 3, 4, 5, 6, 7*, тяг (які працюють на розтягання) *8, 9 і 10*, розпірок (які, працюють на стиск) *11 і 12*, рівномірно передає його на гальмівні колодки *I, II і III*.

Розміри плечей кожного важеля від верхнього шарніра до середнього й від середнього шарніра до нижнього позначимо

а, б, в, м, д, е, ж, з, к, л, м, н.

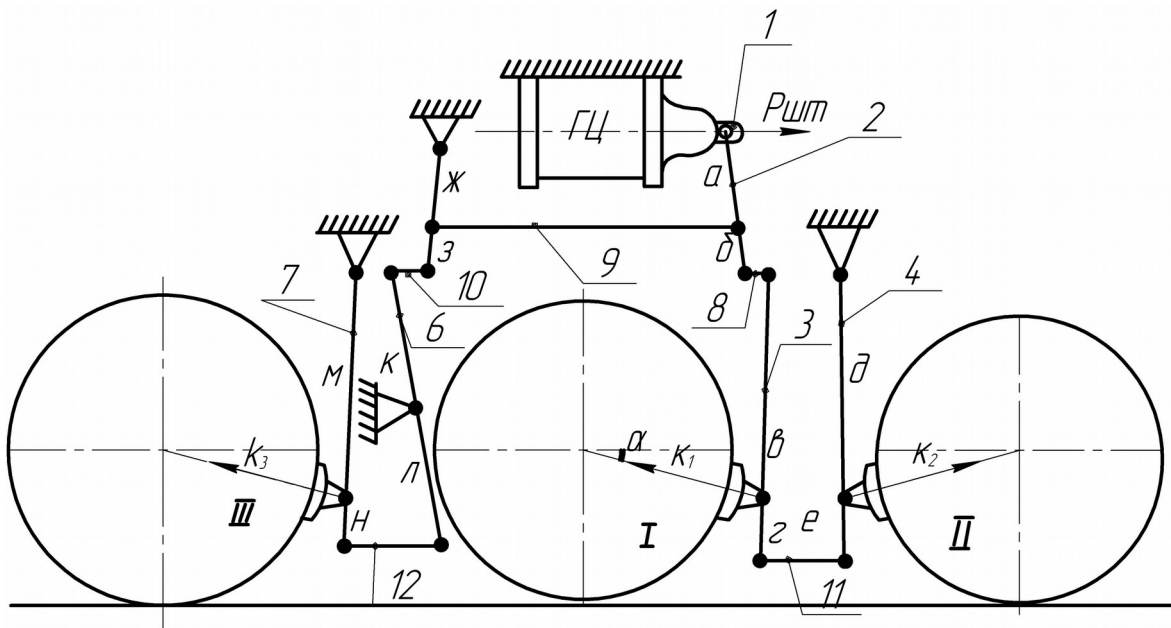


Рисунок 2 – Схема важільної передачі локомотива

Складемо рівняння передаточного відношення для гальмівної колодки I.

Зі схеми (рисунок 2) видно, що зусилля від штока I гальмового циліндра до колодки I передається через важелі $a-b$ і $v-g$. При виході штока з гальмового циліндра важіль $a-b$ буде повертатися навколо середнього шарніра так, щоб плечем b створити переміщення тяги δ і передати зусилля на важіль $v-g$, від якого колодка I отримає переміщення до колеса й буде до нього притиснута. Виходить, наше рівняння повинно містити два співвідношення, одне – для важеля $a-b$, інше – для важеля $v-g$.

Складати їх рекомендується по ходу передачі зусилля. Спочатку необхідно точно встановити по кожному важелю: яка точка із трьох є точкою повороту, яка – точкою прикладання зусилля і яка – точкою передачі зусилля. На основі аналізу дії важільної передачі від штока гальмового циліндра встановлюється, що точкою повороту першого важеля буде середній його шарнір, а другого важеля – нижній шарнір. Відповідно верхні шарніри цих важелів будуть точками прикладання зусилля. Точка передачі зусилля з першого важеля – нижня, а другого – середня (для передачі зусилля на колодку I).

Потім, відповідно до правила складання рівняння (4), отримуємо ведуче плече як відстань від точки прикладання зусилля (верхній шарнір важеля 2) до точки його повороту (середній шарнір), а ведене плече – як відстань по важелю від тієї ж точки повороту (середній шарнір) до тяги δ . Таким чином, передаточне число цього важеля буде –

Після цього зусилля через точку δ передається на важіль 3 (верхній його шарнір). Цей шарнір буде точкою прикладання зусилля. Зусилля повинне бути передане на колодку I, що приєднана до середнього шарніра важеля 3. Виходить, цей шарнір буде точкою передачі зусилля. Нижній шарнір цього важеля в цьому випадку буде точкою повороту.

Відповідно до правила складання рівняння (4) отримаємо для чисельника (ведуче число): відстань від точки прикладання зусилля до точки повороту, яка дорівнює $\delta + z$; для знаменника (ведене плече): відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля, яка дорівнює z . Відношення цього важеля буде складати $\frac{\delta + z}{z}$.

Таким чином, отримуємо передаточне відношення до колодки I.

$$n_I = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{\delta + z}{z} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (5)$$

Після притиснення цієї колодки до колеса важіль 3 почне повертатися навколо середньої точки, тобто він почне працювати як важіль першого роду з прикладенням зусилля до нього у верхній точці й передачею зусилля з нижньої точки на розпірку II. Таким чином, його відношення для колодки II стане $\frac{\delta}{z}$.

Важіль 4, від якого передається зусилля із середнього шарніра на колодку II, може повертатися тільки навколо верхнього шарніра. Значить, відстань від точки прикладення зусилля (нижньої) до точки повороту (верхньої) визначає довжину ведучого плеча $e + \delta$, а відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля на колодку (середньої) дає довжину веденого плеча, яка дорівнює δ . Таким чином, відношення цього важеля буде $\frac{e + \delta}{\delta}$.

Повне передаточне число від штока гальмового циліндра до колодки II буде визначатися з рівняння

$$n_{II} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{e}{z} \cdot \frac{e+d}{d} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (6)$$

Після притиснення до коліс колодок I і II нижня точна важеля 2 більше не може переміщатися вліво, і він починає повертатися навколо нижнього свого шарніра (тобто тепер він працює, як важіль другого роду для передачі зусилля до колодки III). Його відношення в цьому випадку замість $\frac{a}{b}$ стає $\frac{a+b}{b}$, тому що $a+b$ є відстань від точки прикладення зусилля (верхня) до точки повороту (нижня), a і b – відстань від точки повороту до точки передачі зусилля на зтяжку 9 убік колодки III. Далі від зтяжки 9 отримує зусилля важіль 5, що працює як важіль другого роду з передаточним відношенням $\frac{ж}{ж+z}$, тому що його ведуче плече - це відстань від середньої точки до верхньої, а ведене – від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля на тягу 10.

Важіль 6 першого роду з прикладеним зусиллям до верхнього шарніра від тяги 10 передає зусилля на розпірку 12 убік колодки III. Його відношення, таким чином, дорівнює $\frac{к}{л}$.

Важіль 7 – другого роду з прикладеним зусиллям до нижнього шарніра від розпірки 12. Таким чином, його відношення, за аналогією з вищенаведеними міркуваннями, можна записати як $\frac{н+m}{м}$.

Остаточне рівняння, що визначає передаточне число важільної передачі до колодки III, набуде вигляду

$$n_{III} = \left(\frac{a+b}{b} \cdot \frac{ж}{ж+z} \cdot \frac{к}{л} \cdot \frac{н+m}{м} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (7)$$

Загальне передаточне число важільної передачі, представленої на рисунку 2 прийме вигляд після відповідних перетворень

$$n_{\text{заг.}} = n_I + n_{II} + n_{III}, \quad (8)$$

При правильно сконструйованій важільній передачі повинна дотримуватися рівність $n_I = n_{II} = n_{III}$ для забезпечення рівномірного натискання всіх колодок.

ПРИКЛАД 2

Як приклад розглянемо подану на рисунку 3 схему важільної передачі восьмиwісного вагона й складемо рівняння для обчислення передаточного числа.

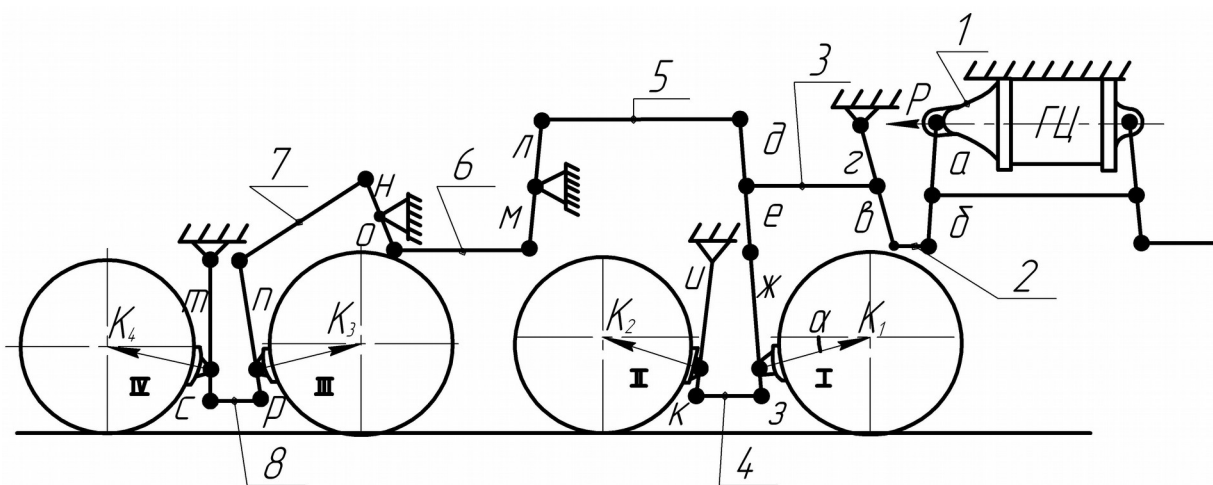


Рисунок 3 – Схема важільної передачі восьмиwісного вагона

Складемо рівняння для колодки I.

Зі схеми видно, що зусилля від штока гальмового циліндра до колодки I передається через важелі $a-b$; $b-v$; $v-g$; $g-d$; $d-e$; $e-zh$; $zh-z$. Значить, рівняння повинне містити відношення плечей цих важелів. Визначаємо їх послідовно по ходу передачі зусилля. У цьому випадку на важелі $a-b$ верхня точка – точка прикладення зусилля від штока гальмового циліндра; середня – точка повороту; нижня – точка передачі зусилля на тягу 2 убік колодки I. Тоді, відповідно до правила складання рівнянь, відстань від точки прикладення зусилля до точки повороту є вівдуче плече, а відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля – вівдене плече, вівходить, що його відношення буде .

Після цього зусилля передається через тягу 2 на важіль

$\delta - \varepsilon$ у нижню його точку. Відповідно, середня точка є точкою передачі зусилля, а верхня – точкою повороту. У цьому випадку, за тим же правилом, ведучим плечем буде відстань від точки прикладення зусилля (нижня) до точки повороту (верхня), тобто $\delta + \varepsilon$, а веденим плечем стане відстань від тієї ж точки повороту (верхня) до точки передачі зусилля (середня), тобто плече ε , а значить, відношення цього важеля буде $\frac{\delta + \varepsilon}{\varepsilon}$.

Далі зусилля передається через тягу 3 на важіль $\delta - \varepsilon$ в середню його точку. Це зусилля повинно бути передане у бік колодки I, тому точкою передачі зусилля буде нижня його точка, а третя точка, верхня, відповідно, повинна бути точкою повороту. Тоді, відповідно до правила, відстань від точки прикладення зусилля (середньої) до точки повороту (верхньої) - ведуче плече δ , а ведене - від тієї ж точки повороту (верхньої) до точки передачі зусилля (нижньої) – плече $\delta + \varepsilon$. Таким чином, відношення цього важеля буде $\frac{\delta}{\delta + \varepsilon}$.

Від цього важеля зусилля передається на важіль $\varepsilon - \delta$ через верхню його точку. Виходить, ця точка буде точкою прикладення зусилля. До середньої точки важеля приєднана колодка I - виходить, вона буде точкою передачі зусилля. Відповідно, третя точка цього важеля - нижня, буде точкою повороту. Відношення для цього важеля визначається за тим же правилом: у чисельнику – відстань від точки прикладення зусилля до точки повороту $\varepsilon + \delta$, а в знаменнику - відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля на колодку, тобто плече δ . Це співвідношення має вигляд $\frac{\varepsilon + \delta}{\delta}$.

Тепер можна записати остаточне рівняння для визначення передаточного числа до колодки I як добуток всіх цих відношень

$$n_I = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{\delta + \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\delta}{\delta + \varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon + \delta}{\delta} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

Після притиснення колодки I зусилля від штока гальмового циліндра повинне бути передане на колодку II. У цьому випадку важливо звернути увагу на те, що важіль $\varepsilon - \delta$ змінює точку повороту й він стає важелем першого роду. Така особливість

зустрічається майже у всіх важільних передачах, тому студентів потрібно уважно до цього поставитися при складанні нового відношення цього важеля та йому подібних. У цьому випадку середня точка важеля $жс-з$ стала точкою повороту (для колодки *I* вона була точкою передачі зусилля). Точкою передачі зусилля стала нижня точка для того, щоб зусилля передати на розпірку 4 і важіль $к-i$ з наступною дією на колодку *II*. Тому в цьому випадку відношення важеля $жс-з$ змінюється, тому що відстань від точки прикладення зусилля (верхньої) до нової точки повороту (середньої) буде $ж$, а відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля (нижньої) – $з$. Виходить, відношення цього важеля замість $\frac{жс+з}{з}$ набуде вигляду $\frac{жс}{з}$. Від цього важеля зусилля далі передається на важіль $к-i$, до середньої точки якого кріпиться гальмівна колодка *II*. Виходить, точкою прикладення зусилля в цьому важелі буде нижня точка, точкою передачі зусилля – середня, а точкою повороту - верхня. Передаточне відношення цього важеля, відповідно до загального правила, буде мати вигляд $\frac{к+i}{i}$.

Тоді рівняння для визначення загального передаточного відношення для колодки *II* буде записано таким чином:

$$n_{II} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{в+г}{г} \cdot \frac{д}{д+е} \cdot \frac{жс}{з} \cdot \frac{к+i}{i} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (10)$$

Аналогічно міркуючи, отримуємо рівняння для колодок *III* і *IV*. Але при цьому потрібно обов'язково врахувати зміни точок повороту деяких важелів, а значить, і змінити їх відношення.

Тому після притиснення колодок *I* і *II* важіль $д-е$ змінює точку повороту, нею стане нижня точка, а верхня буде вже точкою передачі зусилля на тягу 5 убік колодок *III* і *IV*, тобто на важіль $л-м$.

Значить, передаточне число до колодки *III* буде визначатися з такого виразу:

$$n_{III} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{в+г}{г} \cdot \frac{е}{е+д} \cdot \frac{л}{м} \cdot \frac{о}{н} \cdot \frac{п+r}{р} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (11)$$

У цьому випадку відношення важіль $\delta-e$ набуло вигляду $\frac{e}{e+\delta}$ замість $\frac{\delta}{e+\delta}$, тому що точкою повороту стала нижня точка, відповідно до правила, відстань від точки повороту (нижньої) визначає ведуче плече з розміром e , а відстань від тієї ж точки повороту до точки передачі зусилля (верхньої) дасть розмір веденого плеча $e+\delta$.

Відношення плечей важелів $l-m$, $o-n$ і $n-p$ визначені аналогічним чином, відповідно до правила, що визначає рівняння (4).

Для колодки IV рівняння для визначення передаточного числа запишеться таким чином:

$$n_{IV} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{e+\delta}{z} \cdot \frac{e}{e+\delta} \cdot \frac{l}{m} \cdot \frac{o}{n} \cdot \frac{n}{p} \cdot \frac{c+m}{m} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (12)$$

Тут видно, що важіль $n-p$ змінив точку повороту в порівнянні з рівнянням (11) для того, щоб передати зусилля в напрямку колодки IV , що можливо після притиснення до колеса колодки IV . Точкою повороту буде середня точка, тому відношення цього важеля змінилося й замість $\frac{n+p}{p}$ стало $\frac{n}{p}$. Загальне передаточне число важільної передачі до чотирьох колісних пар, яка зображена на рисунку 3, запишеться таким виразом

$$n_{заг.} = n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV}, \quad (13)$$

При правильно обраному передаточному відношенні повинна дотримуватися умова, що $n_I = n_{II} = n_{III} = n_{IV}$, тобто передаточні числа на всі колісні пари повинні бути рівні.

У формулах (5, 6, 7, 9, 10, 11, 12) сума величин, яка знаходиться в дужках, є сума передаточних чисел до гальмівних колодок. Таким чином, після заміни в дужках суми на добуток в загальному вигляді для будь-якої важільної передачі передаточне число може бути надане записане таким чином:

$$n = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{e}{z} \cdot \frac{d}{e} \dots \right) \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (14)$$

де n – передаточне число важільної передачі, приєднаної до одного гальмового циліндра;

a, b, d – величини в чисельнику, які відповідають довжинам ведучих плечей важелів, розташованих між штоком гальмового циліндра (рукояткою ручного гальма) та найближчою до нього парою гальмівних колодок;

b, z, e – величини в знаменнику, які відповідають довжинам ведених плечей тих же важелів;

m – число пар гальмівних колодок, які з'єднані з одним гальмовим циліндром;

α – кут між віссю проведеною горизонтально до центра колеса, та радіусом, проведеним через центр колеса і середину гальмівної колодки.

ПРИКЛАД 3

Як приклад визначення передаточного числа для ручного гальма пасажирського вагона розглянемо подану на рисунку 4 схему важільної передачі пасажирського вагона.

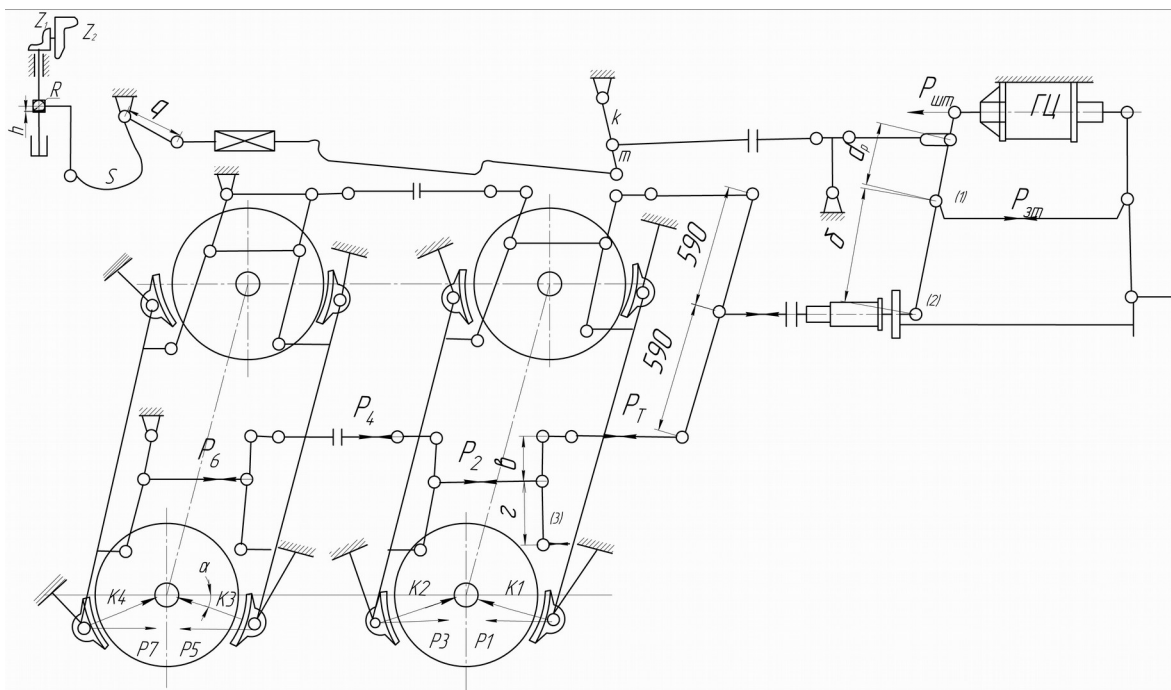


Рисунок 4 – Схема важільної передачі пасажирського вагона

Передаточне число ручного гальма визначається для гальмової важільної передачі пасажирського вагона аналогічно,

як для першого і другого прикладів. Складаються рівняння для відповідних ведучих та ведених важелів, як це виконувалось в попередніх прикладах. Після складання всіх рівнянь передаточне число для ручного гальма гальмової важільної передачі пасажирського вагона може бути записане у вигляді

$$n = \left(\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{2\pi R}{h} \cdot \frac{S}{q} \cdot \frac{k+m}{k} \cdot \frac{d_p}{b} \cdot \frac{e}{z} \cdot \dots \right) \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (15)$$

де z_1 – кількість зубців ведучого зубчатого колеса;
 z_2 – кількість зубців веденого зубчатого колеса;
 R – розмір радіуса зубчатого колеса ручного гальма, мм;
 h – крок нарізки гвинта ручного гальма;
 S – довжина ведучого плеча кривого важеля, мм;
 q – довжина веденого плеча кривого важеля, мм;
 d_p – розмір ведучого плеча від точки приєднання тяги, мм.

Ми бачимо, що передаточне число є величина теоретична, яка визначається за умови відсутності опору в шарнірних вузлах і важелі розміщені в одній площині та паралельні між собою. В умовах експлуатації можливі відхилення.

Для того щоб відхилення були меншими, а важільна передача складена правильно, приймаються такі середні умови:

- гальмівні колодки та ободи коліс спрацьовані на половину допустимого спрацювання;
- регулювання пристосування знаходяться в середньому положенні;
- гальмівні колодки притиснені до коліс;
- шток гальмового циліндра виходить на половину допустимого максимального виходу;
- усі важелі паралельні, а осі тяг та з'єднаних з ними, перпендикулярні до них.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Расчет и проектирование механической и пневматической частей тормозов вагонов [Текст]: учеб. пособие / П.С. Анисимов [и др.]; под общ. ред. П. С. Анисимова. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с. – ISBN 5-89035-292-X.

2 Асадченко, В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с. – ISBN 5-89035-275-X.

3 Асадченко, В.Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2004. – 120 с. – ISBN 5-89035-126-5.

4 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. – ISBN 978-966-2197-03-7.

5 Багажов, В.В. Тормозное оборудование специального самоходного подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.В. Багажов, В.Н. Сеницын. – М.: ГОУ „Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте“, 2007. – 287 с. – ISBN 978-5-89035-503-4.

6 Казаринов, В.М. Автотормоза [Текст]: учебник / В. М. Казаринов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1981. - 464 с. К $\frac{31802}{J49(01)-74}144-74$.

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

8 Коренівський, М. В. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з дисципліни «Автоматичні гальма» [Текст]: метод. вказівки / М.В. Коренівський. – Харків: ХарДАЗТ, 2002. – 30 с.

9 Крылов, В.И. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст]: учебник / В.И. Крылов, В.В. Крылов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 360 с К $\frac{3602030000}{049(01)-83}47-83$.

10 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст] : ЦТ – ЦВ – ЦЛ - 0015. – Затв. нак. Укрзалізниця № 312-Ц 07.06.01. – Вид. офіц. – К., 2002. – 146 с.

ДОДАТОК А (довідковий)

Таблиця А.1 – Вихід штока поршня гальмового циліндра на вагонах

Тип вагона	Вихід штока гальмових циліндрів вагона $L_{ш}$, мм	
	при відправленні з пунктів технічного обслуговування	максимально допустимий при повному гальмуванні в експлуатації (без авторегулятора)
Вантажний: з чавунними колодками	$\frac{75 - 125}{40 - 100}$	175
з композиційними колодками	$\frac{50 - 100}{40 - 80}$	130
Пасажирський: з чавунними і композиційними колодками	$\frac{130 - 160}{80 - 120}$	180
Габариту РІЦ з повітророзподільниками КЕ, Ерликон. ДАКО і чавунними колодками	$\frac{105 - 115}{50 - 70}$	125
Вагони ВЛ-РІЦ з візками ТВЗ-ЦНИИ-М з композиційними колодками	$\frac{25 - 40}{15 - 30}$	75
<p>Примітки</p> <p>1 У чисельнику – при повному службовому гальмуванні, у знаменнику – при першому ступені гальмування.</p> <p>2 Вихід штока гальмового циліндра при композиційних колодках на пасажирських вагонах зазначений з урахуванням довжини хомути (70 мм), встановленого на штоці.</p> <p>3 Норми виходу штоків гальмових циліндрів у вантажних вагонів перед крутими затяжними спусками встановлюються начальником залізниці.</p> <p>4 При регулюванні важільних передач вантажних вагонів на пунктах технічного обслуговування і пунктах підготовки до перевезень вихід штока гальмових циліндрів встановлювати за мінімально припустимим розміром або на 20-25 мм менше верхньої межі; на вагонах, обладнаних авторегуляторами важільної передачі, їхній привід регулюється на підтримку виходу штока на нижній межі встановлених нормативів.</p>		

Таблиця А.2 – Вихід штока поршня гальмового циліндра на локомотивах при повному службовому гальмуванні

Тип рухомого складу	Вихід штока гальмових циліндрів $L_{ш}$, мм	
	норма	максимально допустимий в експлуатації
Електровози, тепловози (крім ТЕП 60, ТЕП 70), пасажирські паровози	75 – 100	125
Тепловози серії ТЕП 60 вантажні паровози	50 - 75	100
Тепловози 2ТЕ116, 2ТЕ10В, 2ТЕ10М	75 – 100	125
Інші види тепловозів	75 - 100	125

ДОДАТОК Б (ДОВІДКОВИЙ)

Таблиця Б.1 – Характеристика гальмових циліндрів

Умовний номер	Діаметр циліндра, мм		Зусилля попереднього стиску попускної пружини P_o , кН	Жорсткість попускної пружини $J_{ц}$, Н/мм	Зусилля пружини при попущеному гальмі, Н	Об'єм у попущеному стані q , см ³ , (л)
	в міліметрах	в дюймах				
507 Б	254	10	1,26	8,7	1240	1000 (1)
505 Б	305	12	1,54	6,29	1240	1700 (1,7)
188 Б, 501 Б, 502 Б	356	14	1,54	6,29	1240	2200 (2,0)
519 Б	400	16	1,54	6,29	1240	2500 (2,5)