

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Український державний університет
науки і технологій**

Кафедра «Локомотиви»

В авторській редакції

**ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ.
ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ
ЛОКОМОТИВА ПІД ЧАС РУХУ КРИВИМИ
ДІЛЯНКАМИ КОЛІЇ**

Методичні рекомендації
до курсового та дипломного проєктування

Електронне видання

ДНІПРО
2023

Упорядники:

Д. В. Бобирь, Д. М. Кислий, А. Є. Десяк

Електронне видання

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми
«Локомотиви та локомотивне господарство»
Протокол № 4 від 30.06.2023

Т 33 Теорія та конструкція локомотивів. Оцінка динамічних якостей локомотива під час руху кривими ділянками колії : методичні рекомендації до курсового та дипломного проєктування / упоряд. Д. В. Бобирь, Д. М. Кислий, А. Є. Десяк ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Електрон. вид. – Дніпро : УДУНТ, 2023. – 23 с.

Методичні рекомендації призначені для використання студентами всіх форм навчання спеціальності 273 «Залізничний транспорт» ОПП «Локомотиви та локомотивне господарство» під час виконання курсового проєкту з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» та дипломного проєктування.

Методичні рекомендації містять методику виконання розрахунку динамічних показників при вписуванні локомотива в криву й побудови динамічного паспорта в горизонтальній площині.

Зміст

Вступ.....	4
Загальні вимоги до виконання розрахунку	4
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	5
2. СКЛАДАННЯ РІВНЯНЬ РІВНОВАГИ СИЛ І МОМЕНТІВ	6
3. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ВХОДЯТЬ У РІВНЯННЯ РІВНОВАГИ.....	8
4. ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНИХ МОМЕНТІВ СИЛ ТЕРТЯ ТА ПОВЕРТАЮЧИХ МОМЕНТІВ	9
5. ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ПРОЄКТНОГО ТЕПЛОВОЗА..	15
Список літератури.....	17
Додаток А.....	18
Додаток Б	19

Вступ

Знання конструкції вузлів екіпажної частини локомотивів, правильне розуміння принципів їх дії, теоретичних засад, методів розрахунку, взаємодії та технічних вимог до них є необхідною умовою для успішної роботи інженера механіка під час проєктування, виробництва, організації технічної експлуатації, технічного обслуговування та ремонту локомотивів. Цим питанням і присвячені методичні рекомендації.

Мета методичних рекомендацій полягає у формуванні в студентів системи компетенцій для розв'язання професійних завдань з ефективного використання локомотивів, опанування методики та набуття навиків самостійного вирішення завдань огляду, розрахунку та оцінки характеристик вузлів екіпажної частини локомотивів.

Видання сприяє досягненню таких результатів навчання:

- дотримуватися в професійній діяльності вимог нормативно-правових, законодавчих актів України, Правил технічної експлуатації залізниць України, інструкцій та рекомендацій з експлуатації, ремонту та обслуговування об'єктів залізничного транспорту та їх систем;
- ідентифікувати типи та серії локомотивів, їх системи, агрегати, вузли та вимоги до їх характеристик та параметрів;
- визначати параметри локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів шляхом проведення вимірювального експерименту з оцінкою його результатів;
- розраховувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів.

Загальні вимоги до виконання розрахунку

Завдання на курсовий проєкт з методичними вказівками включає вихідні дані для розрахунку динамічних показників та оцінці динамічних якостей при вписуванні локомотива в криву.

Пояснювальна записка та креслення повинні виконуватися згідно з вимогами ЕСКД.

Вихідні дані. Основні вихідні дані (якщо вони не надані керівником курсового проєкту) обираються за табл. А.1, що наведені в Додатку А. Якщо для проєктних розрахунків бракує даних, студент має право приймати їх самостійно, керуючись відповідними параметрами тепловоза-зразка.

Розрахункові схеми приведені в Додатку Б.

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Розв'язування задач динамічного вписування передбачає визначення максимальної швидкості руху локомотива в кривій, при якій забезпечуються безпека руху й комфортабельність для обслуговуючого персоналу і пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величини бічних зусиль на рейки та пружне відтискання рейок під дією цих зусиль. Надмірна величина бічного зусилля може призвести до сповзання колеса на рейку та сходу з колії, а велика величина відтискання – до розшивання колії.

Критерієм комфортабельності є величина незгашеного прискорення α_n . Його величина не повинна бути більше 0,7 м/с. Це максимальне прискорення, при якому людина не відчуває страху під час входу екіпажа в криву [1, 2].

При динамічному вписуванні визначаються горизонтальні зусилля, що передаються колесами локомотивного екіпажа на головки рейок. На рухомий локомотив у кривій діє множина сил, весь комплекс яких врахувати не завжди вдається. Тому динамічне вписування виконують з деякими припущеннями, оскільки враховуються тільки такі сили:

- а) горизонтальні складові сили тертя бандажів об рейки $F_1 - F_6$;
- б) відцентрова сила локомотива C ;
- в) горизонтальна складова ваги локомотива, що виникає від підвищення зовнішньої рейки в кривій C_1 ;
- г) бічні реакції з боку рейок від дії коліс, що в них упираються (напрямні зусилля) $Y_1 - Y_6$;
- д) бічні тиски коліс на головки рейок $Y'_1 - Y'_6$, що являють собою різницю між напрямними зусиллями й силами тертя бандажів об рейки;
- е) повертаючі сили та моменти за наявності в екіпажі повертаючих пристроїв, а також моменти тертя в опорах.

Реакції з боку головок рейок є зовнішніми силами, що направляють рух екіпажа в кривій. Цей рух може бути подано у вигляді безперервної суми двох рухів – поступального уздовж подовжньої осі екіпажа та обертального навколо точки, так званого центру повороту або полюса візка Ω . Відстань від осей колісних пар до центру повороту візка називають полюсною відстанню.

Залежно від швидкості руху тепловоза в кривій візок може займати або положення найбільшого перекосу, коли перша колісна пара притиснена до зовнішньої рейки, а задня – до внутрішньої (на рис. 1.1 лінія НП), або положення вільної установки, коли задня колісна пара не передає зусилля на рейки (лінія

ВУ), або положення високих швидкостей (установка по хорді), коли обидві колісні пари притиснуті до зовнішньої рейки (лінія ВШ). Перпендикуляри, опущені з центру кривої на лінії баз візків, дають положення центрів повороту останніх.

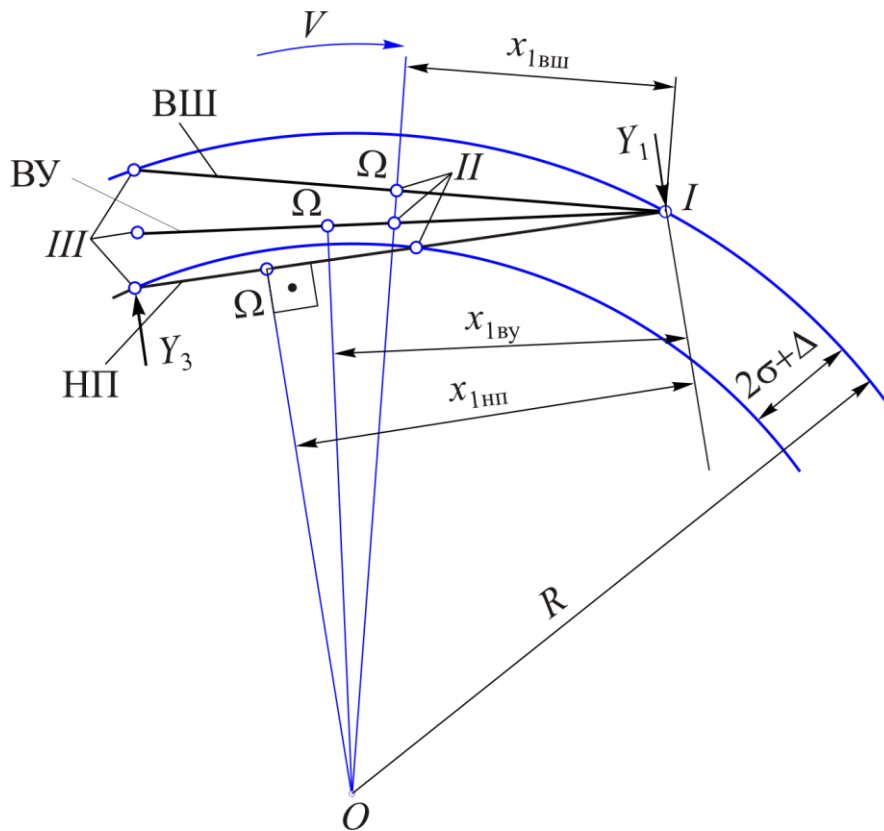


Рис. 1.1. Можливі установки візка в кривій під час руху

2. СКЛАДАННЯ РІВНЯНЬ РІВНОВАГИ СИЛ І МОМЕНТІВ

Залежності напрямних зусиль $Y_1 = f(V)$, $Y_3 = f(V)$ і бічного тиску $Y' = f(V)$ зазвичай називають динамічним паспортом локомотива в горизонтальній площині. Для побудови цього паспорта необхідно розв'язати систему рівнянь рівноваги візка для різних її положень у кривій, зумовлених швидкістю руху локомотива.

Візок вважається таким, що перебуває в рівновазі, якщо сили й моменти, прикладені до нього, врівноважуються зовнішніми силами, тобто реакціями рейок. Для переднього візка (див. рис. Б.1) реакціями рейок є напрямні зусилля Y_1 і Y_3 .

Спочатку викреслюється схема візка тепловоза та наносяться всі основні сили та моменти, що діють на нього. Для нанесення на схему центру поворо-

ту Ω припускається, що візок перебуває в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (напрямної) колісної пари визначається за формулою:

$$x_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_d}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (2.1)$$

де b – база візка, м;

R_d – радіус кривої для динамічного вписування, м;

$2\sigma + \Delta$ – ширина колії зазорів, мм.

Ширина колії зазорів $2\sigma + \Delta$ при динамічному вписуванні приймається мінімальною з урахуванням припустимих відхилень від номінальних розмірів. Згідно з ПТЕ:

– на прямих ділянках колії і на кривих радіусом 350 м і більше

$$2\sigma = 1520^{+6}_{-4} - \left(1440^{+3}_{-3} + 2 \cdot 33^0_{-8}\right) \text{ – при швидкості руху до 120 км/год;}$$

$$2\sigma = 1520^{+6}_{-4} - \left(1440^{+3}_{-1} + 2 \cdot 33^0_{-5}\right) \text{ – при швидкості від 120 до 140 км/год.}$$

– при радіусі кривої від 349 до 300 м – $\Delta = 10$ мм;

– при радіусі кривої 299 м і менше – $\Delta = 15$ мм.

Полюсні відстані другої і третьої колісних пар знаходять за схемою (див. рис. Б.1–Б.4).

Для схем з жорстким шкворнем (див. рис. Б.1) (тепловози серії ТЕ7, ТЕЗ, ТЕМ2, ТЕМ5, 2ТЕ10Л, М62) рівняння рівноваги мають вигляд:

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0, \\ Y_1 x_1 - C x_2 + C_1 x_2 + Y_3 x_3 - (M_{\Pi} + M_{\text{тр}}) - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 = 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

У цих рівняннях: Y_1, Y_3 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка в кривій; C – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на візок; C_1 – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій (рис. 2.1); $(M_{\Pi} + M_{\text{тр}}) = M$ – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя в опорно-повертаючих пристроях при повороті візка навколо центрального шкворня; F_1, F_2, F_3 – сили тертя в опорних точках коліс, що спрямовані перпендикулярно променям r_1, r_2, r_3 ; $S \approx 0,8$ м – половина відстані між колами кочення бандажів коліс.

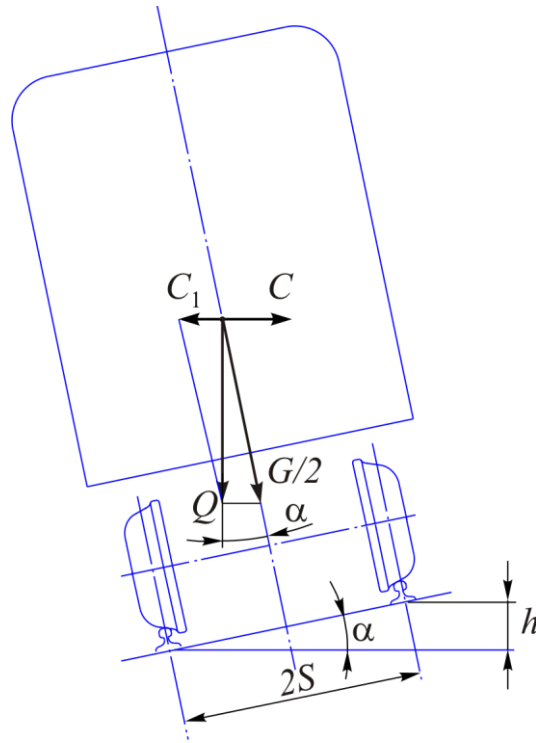


Рис. 2.1

Рівняння рівноваги для схеми з пружним зв'язком між кузовом і візками тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10В(М), ТЕП60, ТЕП70 мають вигляд:

– для переднього візка тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10В(М) (див. рис. Б.2)

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 + Y_3 = 0, \\ Y_1 x_1 - C x_{\text{ц}} + C_1 x_{\text{ц}} - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 - M_{\text{п}} - M + Y_3 x_3 = 0; \end{cases} \quad (2.3)$$

– для переднього візка тепловоза серії ТЕП60 (див. рис. Б.3)

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 + Y_3 = 0, \\ Y_1 x_1 - C x_{\text{ц}} + C_1 x_{\text{ц}} - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 - M_{\text{п}} - M_{\text{тр}} + Y_3 x_3 = 0; \end{cases} \quad (2.4)$$

– для переднього візка тепловоза серії ТЕП70 (див. рис. Б.4)

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 + Y_3 = 0, \\ Y_1 x_1 - C x_{\text{ц}} + C_1 x_{\text{ц}} - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 - M_{\text{п}} - M_{\text{т}} + Y_3 x_3 = 0. \end{cases} \quad (2.5)$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ВХОДЯТЬ У РІВНЯННЯ РІВНОВАГИ

Середні значення сил тертя в опорних точках коліс вважаються рівними для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно вони можуть бути визначені за формулою:

$$2F_i = 2\Pi f_{\text{тр}}, \quad (3.1)$$

де 2Π – статичний тиск від колісної пари на рейки;

$f_{\text{тр}} = 0,25$ – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами.

У тривісних візків сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає ± 14 мм на бік, тому перша складова від сили F_2 , що дорівнює $2F_2 \cos \alpha_2$, на раму візка не передається. Під час складання рівняння рівноваги сил ця складова не враховується, під час складання рівняння рівноваги моментів враховується тільки друга, та, що діє уздовж рейок, складова сили F_2 , яка дорівнює $2F_2 \sin \alpha_2$.

Відцентрова сила, що припадає на візок (див. рис. 2.1)

$$C = \frac{GV^2}{3,6^2 gR_d}. \quad (3.2)$$

Сила від підвищення зовнішньої рейки (див. рис. 2.1)

$$C_1 = \frac{Gh}{2S}. \quad (3.3)$$

У формулах (3.2) – (3.3): G – частина ваги тепловоза, що припадає на візок, кН; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; R_d – радіус кривої для динамічного вписування, м; h – підвищення зовнішньої рейки в кривій, м.

Значення $\cos \alpha_i$, $\sin \alpha_2$, r_i визначаються за геометричними співвідношеннями.

У рівняннях (2.2–2.5) невідомими є три величини: напрямні зусилля першої Y_1 і третьої Y_3 колісних пар і відцентрова сила C . Для розв’язання цих рівнянь можна застосувати методи припущень або аналізу граничних умов [1].

4. ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНИХ МОМЕНТІВ СИЛ ТЕРТЯ ТА ПОВЕРТАЮЧИХ МОМЕНТІВ

Усі наведені в завданні локомотиви мають візкову екіпажну частину, яка складається з двох тривісних візків. Наявність візків, що мають можливість повертатися на деякий кут відносно кузова, дозволяє локомотиву успішно проходити криві ділянки колії при значній довжині його бази. Крім того, середні колісні пари візків мають вільний розбіг у рамі візка (зазвичай ± 14 мм), що

поліпшує проходження візка в кривих малого радіуса. Для зниження динамічних бічних зусиль на рейки крайні колісні пари мають з рамою візка пружний зв'язок або за допомогою пружинних осьових упорів (ТЕ3, ТЕ7, ТЕМ2), або за допомогою буксових повідків з гумовими амортизаторами (2ТЕ116, 2ТЕ10В, ТЕП60, ТЕП70).

За типом зв'язку з кузовом візки можна розділити на дві групи: з жорстким шкворнем і з пружним шкворневим пристроєм. До першої групи належать візки тепловозів серій ТЕ7, ТЕ3, ТЕМ2, ТЕ10Л, М62 та ін. У візків другої групи (тепловози серій 2ТЕ116, 2ТЕ10В(М), ТЕП60, ТЕП70) є пружний зв'язок з кузовом, при якому забезпечується як поворот візка відносно кузова, так і поперечне переміщення останнього відносно візка. Пружний зв'язок візків з кузовом у тепловозів різних серій має свої особливості. Вони полягають у розташуванні опорно-повертаючих пристроїв на візку, їх конструкції, а також конструкції шкворневого або безшкворневого зв'язку кузова з візками.

Візки тепловозів серій ТЕ7, ТЕ3, 2ТЕ10Л, М62 (див. рис. Б.1) щелепні з центральним жорстким шкворнем. База візка $b = 4,2$ м. Колісні пари та роликові опорно-повертаючі пристрої відносно шкворня розташовані симетрично. Радіус установки опорно-повертаючих пристроїв $R = 1,365$ м. Під час повороту візка навколо шкворня за рахунок набігання роликів на похилі поверхні опорних плит створюється повертаючий момент M_{Π} , а також за рахунок повороту опор відносно кузова – момент тертя $M_{\text{тр}}$. У тепловоза серії ТЕ7 при куті нахилу опорних плит $\alpha = 3^{\circ}30'$ $M_{\Pi} = 31,30$ кН·м і куті повороту опор $\beta = 1,5^{\circ}$ $M_{\text{тр}} = 21,6$ кН·м, сумарний момент, що перешкоджає повороту візка, $M = 31,75$ кН·м, у тепловоза серії ТЕ3 при $\alpha = 2^{\circ}$ $M_{\Pi} = 17,95$ кН·м, при $\beta = 5^{\circ}$ $M_{\text{тр}} = 13,8$ кН·м, сумарний момент $M = 31,75$ кН·м.

У тепловоза серії ТЕМ2 візок відрізняється від описаної вище конструкції опорами тертя. Повертаючий момент відсутній. Після виходу тепловоза з кривої повернення візків у співвісне з кузовом положення відбувається за рахунок гребенів бандажів колісних пар. Момент тертя визначається як добуток сил тертя в опорах на відстань R від центру шкворня до осі опори. При навантаженні на опори 380 кН і коефіцієнті тертя $f_{\text{тр}} = 0,1$ $M_{\text{тр}} = 38$ кН·м.

Візки тепловозів серії 2ТЕ116, 2ТЕ10В(М) (див. рис. Б.2) безщелепні із симетричним розташуванням колісних пар. База візка $b = 3,7$ м. Кузов спирається на візок через чотири комбіновані гумовороликові опори, що є набором семи гумових елементів діаметром 280 мм і завтовшки 35 мм з привулканізо-

ваними до них пластинами завтовшки 2 мм кожна і роликовою опорою.

На рамі візка опори встановлені так, щоб ролики перекочувалися по дотичній до кола, описаного з центру шкворня радіусом, що дорівнює міжцентровій відстані опори і шкворня. Для передніх опор цей радіус $R_1 = 1632$ мм, а для задніх $R_2 = 1232$ мм. При повороті візка відносно кузова ролики перекочуються по похилих поверхнях опор (кут нахилу 2°), створюючи повертаючий момент M_{Π} . Крім повертаючого моменту повороту візка перешкоджає момент тертя $M_{\text{тр}}$ у рухомих деталях опор, що сполучаються. Цей момент необхідний для демпфування коливань виляння візка відносно шкворня. Експериментальна залежність сумарного моменту ($M = M_{\Pi} + M_{\text{тр}}$) від кута повороту візка наведена на рис. 4.1.

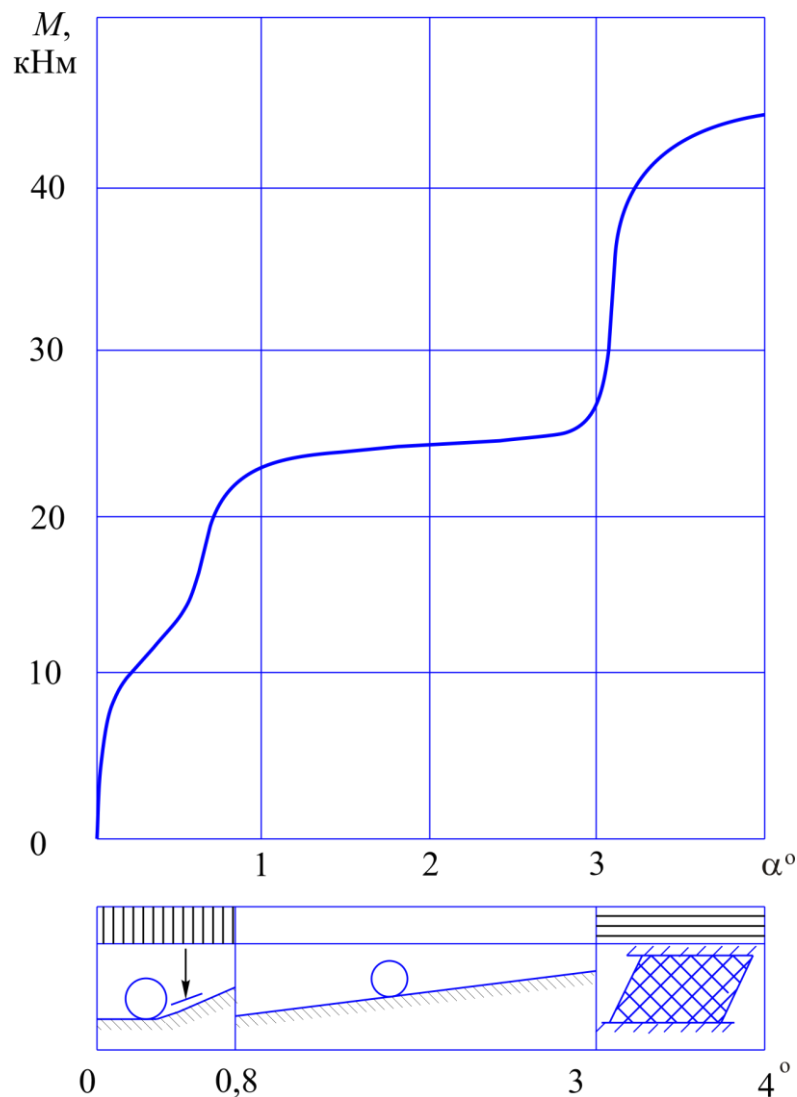


Рис. 4.1. Залежність сумарного моменту від кута повороту візка

Поворот візка починається після подолання початкового моменту тертя (близько 4,0 кН·м). При повороті на кут до 0,8° момент лінійно зростає до 21,0 кН·м, далі, при повороті до 3°, він досягає 24–25 кН·м. При куті повороту 3° кутова рухливість візка обмежується корпусом опори й надалі забезпечується пружною деформацією гумовометалевих опор.

Сумарний момент $\dot{I}$, що перешкоджає повороту візка, знаходиться за графіком (див. рис. 4.1). Заздалегідь кут повороту візка для положення його найбільшого перекосу визначається за формулами*:

– для переднього візка

$$\operatorname{tg} \alpha_{\Pi} = \frac{\frac{L}{2} - x_2}{R_{\text{д}}}; \quad (4.1)$$

– для заднього візка

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\frac{L}{2} + x_2}{R_{\text{д}}}, \quad (4.2)$$

де L – база тепловоза;

$R_{\text{д}}$ – радіус кривої, при якому визначаються кути повороту візків.

Повертаючий момент, що з'являється внаслідок різниці повертаючих сил, що створюються передніми $2B_{\text{p1}}$ і задніми $2B_{\text{p2}}$ опорами, визначається за формулою:

$$M_{\text{в}} = B_{\text{p1}}l_1 - B_{\text{p2}}l_2. \quad (4.3)$$

Оскільки опори (передні – індекс 1 і задні – індекс 2) розташовуються на різній відстані від поперечної осі візка ($l_1 = 1230$ мм і $l_2 = 615$ мм), то при повороті останнього відхилення обох пар опор будуть різними.

Для визначення повертаючих сил B_{p1} і B_{p2} необхідно знати відхилення передніх d_1 і задніх d_2 опор візка. Вони визначаються за формулами*:

– для переднього візка

$$\begin{aligned} d_1 &= d + \alpha_{\Pi}l_1, \\ d_2 &= d - \alpha_{\Pi}l_2; \end{aligned} \quad (4.4)$$

– для заднього візка

* Кути α_{Π} , α_3 отримуються в радіанах і повинні бути перераховані в градуси

$$\begin{aligned}d_1 &= d - \alpha_3 l_2; \\d_2 &= d + \alpha_3 l_1.\end{aligned}\tag{4.5}$$

Значення кутів повороту візків визначається в положеннях найбільшого їх перекосу за формулами (4.1) – (4.2), величину ж відносу кузова d слід задавати. Можна припустити, що значення виявиться рівним величині вільного ходу шкворневого пристрою, тобто $d = 20$ мм. Таке припущення призведе до наближеного розв’язку задачі, який надалі потрібно уточнити.

Визначивши для отриманих значень відхилень опор повертаючі сили за графіком (рис. 4.2) і підставивши їх у формулу (4.3), знаходять наближене значення моменту, яке можна прийняти постійним для всіх етапів динамічного вписування.

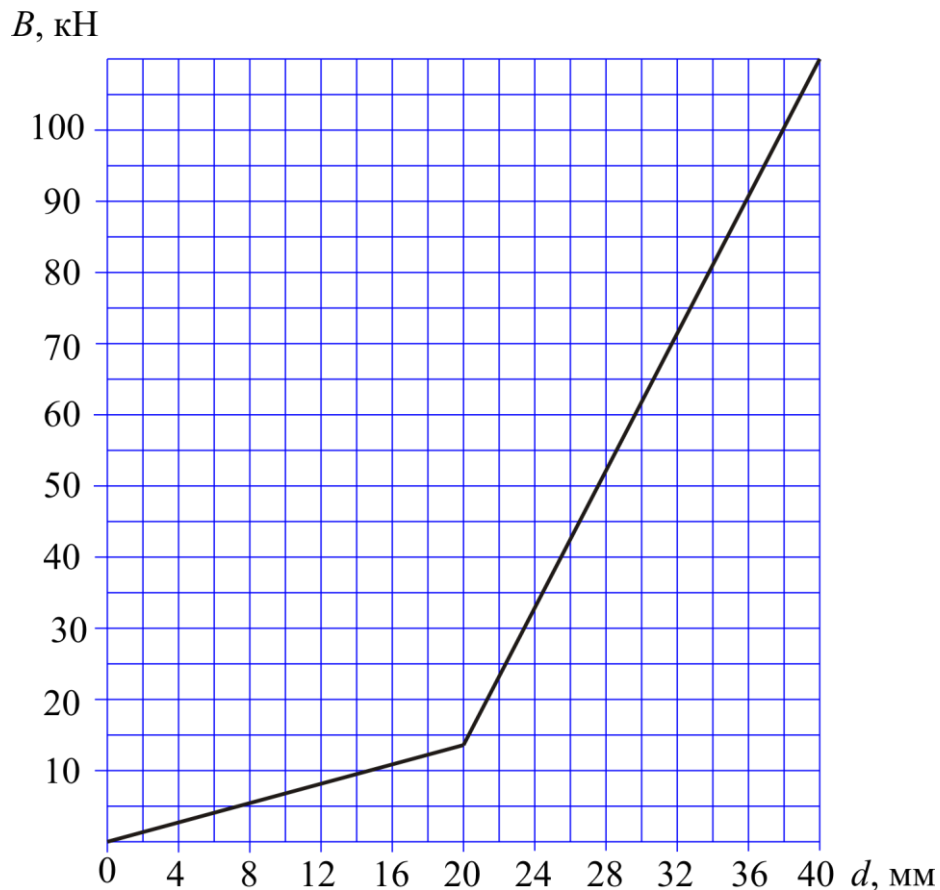


Рис. 4.2

Візок тепловоза серії ТЕП60 (рис. Б.3) безщелепний з опорно-рамним підвішуванням тягових електродвигунів. База візка $b = 4,6$ м. Колісні пари розташовані несиметрично – середні осі візків зміщені до середини тепловоза на 0,1 м. Кузов спирається на візок через дві маятникові опори з гумовими кону-

сами по кінцях і чотири бічні пружинні опори. Середини головних опор сполучені з кронштейнами кузова пружинними апаратами, що утримують опори у вертикальному положенні. Під час відхилення кузова на величину d пружини обох повертаючих апаратів стискаються і маятникові опори займають похиле положення. При цьому кузов ковзає по верхній площині бічних опор. Відносу кузова протидіють повертаючі сили, викликані стисненням пружин повертаючих апаратів, і сили тертя на бічних опорах $F_{\text{б.о}}$.

Під час повороту візка відносно кузова на опорах з'являються момент тертя $M_{\text{тр}}$ і повертаючий момент, викликаний різницею повертаючих сил B_1 і B_2 , які визначаються з виразів:

$$M_{\text{тр}} = 2F_{\text{б.о}} \left[\sqrt{a^2 + (c + e)^2} + \sqrt{a^2 + (c - e)^2} + \frac{2}{3}d \right], \quad (4.6)$$

$$M_{\text{п}} = 2 \left(\frac{ж}{2} - \frac{P}{l} \right) C^2 \alpha. \quad (4.7)$$

де $F_{\text{б.о}}$ – сила тертя на бічній опорі, що визначається як добуток навантаження $P_2 = 47,5$ кН, що припадає на опору, на коефіцієнт тертя $f_{\text{трб.о}} = 0,1$, кН;

- P – навантаження на головну опору кузова, $P = 95$ кН;
- $ж$ – жорсткість пружини повертаючого апарата, $ж = 0,95$ кН/мм;
- a – відстань від осі бічної опори до подовжньої осі візка, $a = 1,39$ м;
- C – половина відстані між опорами, $C = 1,125$ м;
- e – зсув бічних опор відносно головних $e = 0,176$ м;
- d – діаметр бічних опор ($d = 0,2$ м);
- l – висота головної опори ($l = 0,512$ м);
- α – кут повороту візка в кривій, рад.

Кути повороту візків (переднього $\alpha_{\text{п}}$ і заднього $\alpha_{\text{з}}$) знаходять за формулами (4.1–4.2).

У тепловоза серії ТЕП70, починаючи з восьмого номера (рис. Б.4), кузов спирається на візок вісьма циліндровими пружинами, розташованими на боковинах рами візка (по чотири з кожного боку). Шкворневий пристрій розташований за середньою віссю на відстані 0,750 м і дозволяє кузову переміщатися в поперечному напрямі на 60 мм від своєї осі.

У разі бічного відносу кузова пружини займають похиле положення. Після вибору вільного ходу (20 мм) у роботу вступає пружина шкворневого при-

строю. Разом з пружиною шкворня бічні пружини, відхилені від вертикального положення, створюють повертаючу силу, що прагне повернути кузов у своє первинне положення. Оскільки пружини розташовані на різному віддаленні від осі шкворня, то під час повороту візка їх відхилення буде різним, як різною буде і повертаюча сила. Внаслідок цього виникає додатково повертаючий момент M_{Π} .

Повертаючий момент візка

$$M_{\Pi} = 2\alpha_{\Pi}j_{\Pi} (l_1^2 + l_2^2), \quad (4.8)$$

де j_{Π} – жорсткість бічної пружини при поперечній деформації, кгс/мм (можна прийняти $j_{\Pi} = 25$ кгс/мм);

l_1, l_2 – плечі дії повертаючих сил ($l_1 = 1,05$ м, $l_2 = 0,15$ м).

Момент тертя, що створюється силами опору гасників

$$M_{\text{тр}} = 2F_{\text{с}}l_{\text{Г}}, \quad (4.8)$$

де $F_{\text{с}}$ – сила опору гасників, $F_{\text{с}} = 700\text{--}900$ кгс;

$l_{\text{Г}}$ – плече дії сили, $l_{\text{Г}} = 0,1$ м.

5. ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ПРОЄКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

За результатами розрахунку, проведеного вище, необхідно побудувати залежності $Y_1 = f(V)$, $Y_3 = f(V)$, за якими для допустимої швидкості визначити величину напрямного зусилля Y_1 .

Допустима швидкість за умови комфортабельності визначається за найбільшою величиною незгашеного прискорення $\alpha_{\text{н}} = 0,7$ м/с²

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{R_{\text{д}} (0,08h + 13\alpha_{\text{н}})}. \quad (5.1)$$

Якщо ця швидкість вища за конструкційну, то за допустиму швидкість слід прийняти конструкційну.

Бічний тиск колеса на рейку

$$Y_1' = Y_1 - F_1. \quad (5.2)$$

Рамний тиск, тобто зусилля, що передається колісною парою на раму візка:

$$Y_p = Y_1 - 2F_1. \quad (5.3)$$

Рейкова крива має різні нерівності в плані, тому рух локомотива в кривій має динамічний характер, що враховується **коефіцієнтом горизонтальної динамічності**.

Для букс без пружних упорів цей коефіцієнт можна визначити за формулою

$$K_{\text{ГД}} = 1 + 0,006V, \quad (5.4)$$

а при пружному зв'язку букс з рамою візка або пружних упорах – за формулою

$$K_{\text{ГД}} = 1 + 0,002V. \quad (5.5)$$

Бічний тиск колеса на рейку з урахуванням $K_{\text{ГД}}$

$$Y'_{1\text{д}} = (Y_1 - F_1) K_{\text{ГД}}. \quad (5.6)$$

Далі спільно з графіками напрямних зусиль $Y_1 = f(V)$, $Y_3 = f(V)$ слід побудувати залежності $Y'_1 = f(V)$ та $Y'_{1\text{д}} = f(V)$.

Відповідно до технічних вимог на проєктні локомотиви розрахункове значення бічного тиску не повинне перевищувати 100 кН (для високошвидкісних локомотивів при конструкційній швидкості 200 км/год і більше – 70 кН), а величина рамного тиску – $0,6Y_1$.

Список літератури

1. Боднар Б. Є., Нєчаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина : підручник для ВНЗ залізн. трансп. / за ред. Б. Є. Боднара. Дніпро : ПП Ліра ЛТД, 2009. 284 с.

2. Боднар Б. Є., Нєчаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування : підручник для ВНЗ залізн. трансп. / за ред. Б. Є. Боднара. Дніпро : ПП Ліра ЛТД, 2010. 358 с.

Додаток А

Таблиця А.1

Параметр	Умовне позначення	Одиниця вимірювання	Остання цифра навчального шифру									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Осьове навантаження	$2P$	кН	210	220	230	240	250	230	260	240	230	270
Діаметр коліс	D_K	м	1,05	1,05	1,05	1,05	1,25	1,05	1,25	1,05	1,05	1,22
Конструкційна швидкість	V_K	км/год	90	95	100	105	110	115	120	140	150	160
Радіус кривої	R	м	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Підвищення зовнішньої рейки	h	мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
Розрахункова схема, рис.	—	—	Б.1				Б.2	Б.1	Б.2	Б.3	Б.3	Б.4
Серія тепловоза-прототипа	—	—	ТЕМ2	ТЕМ7	ТЕЗ	2ТЕ10Л	2ТЕ10В	М62	2ТЕ116	ТЕП60	ТЕП60	ТЕП70

Додаток Б

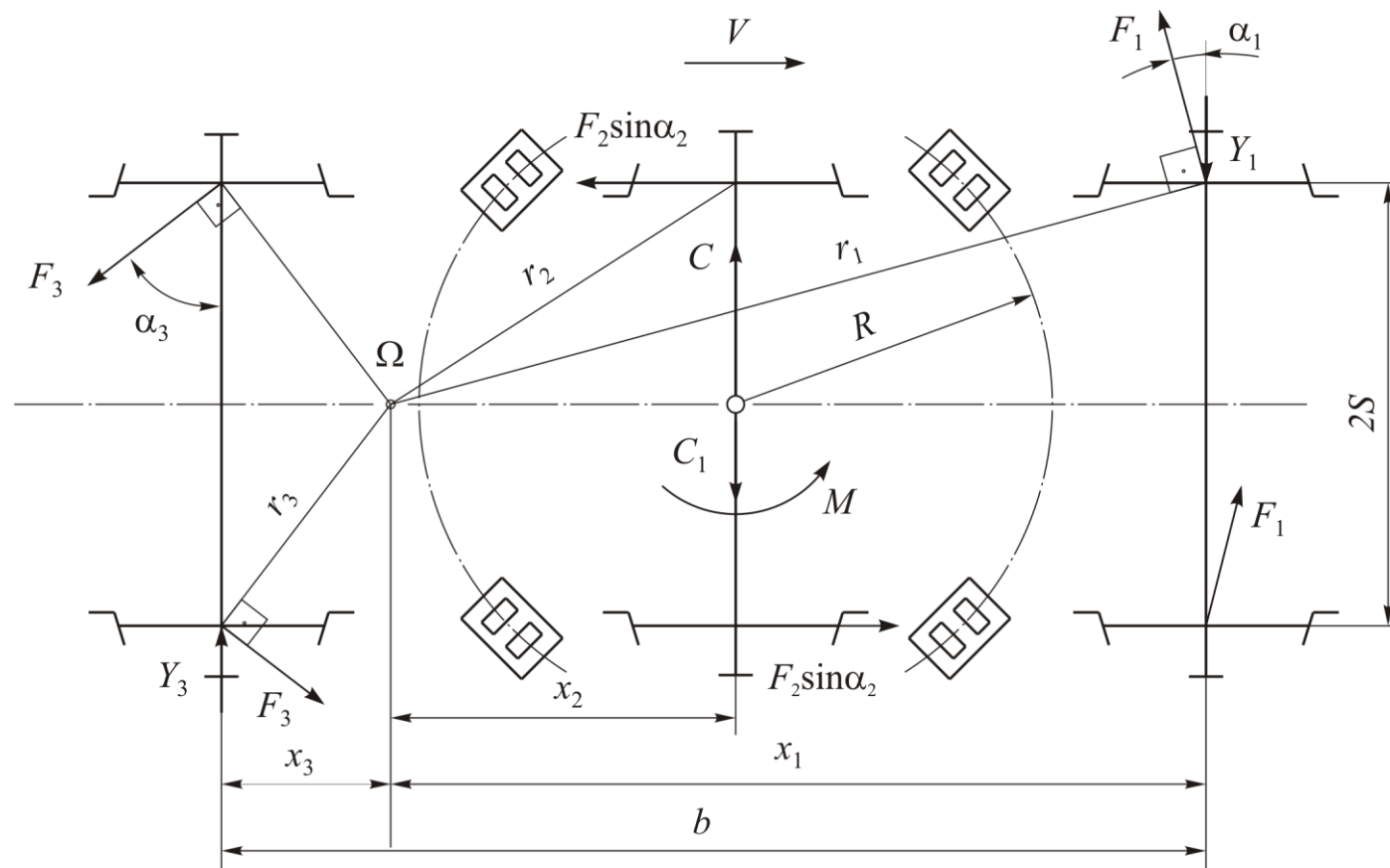


Рис. Б.1

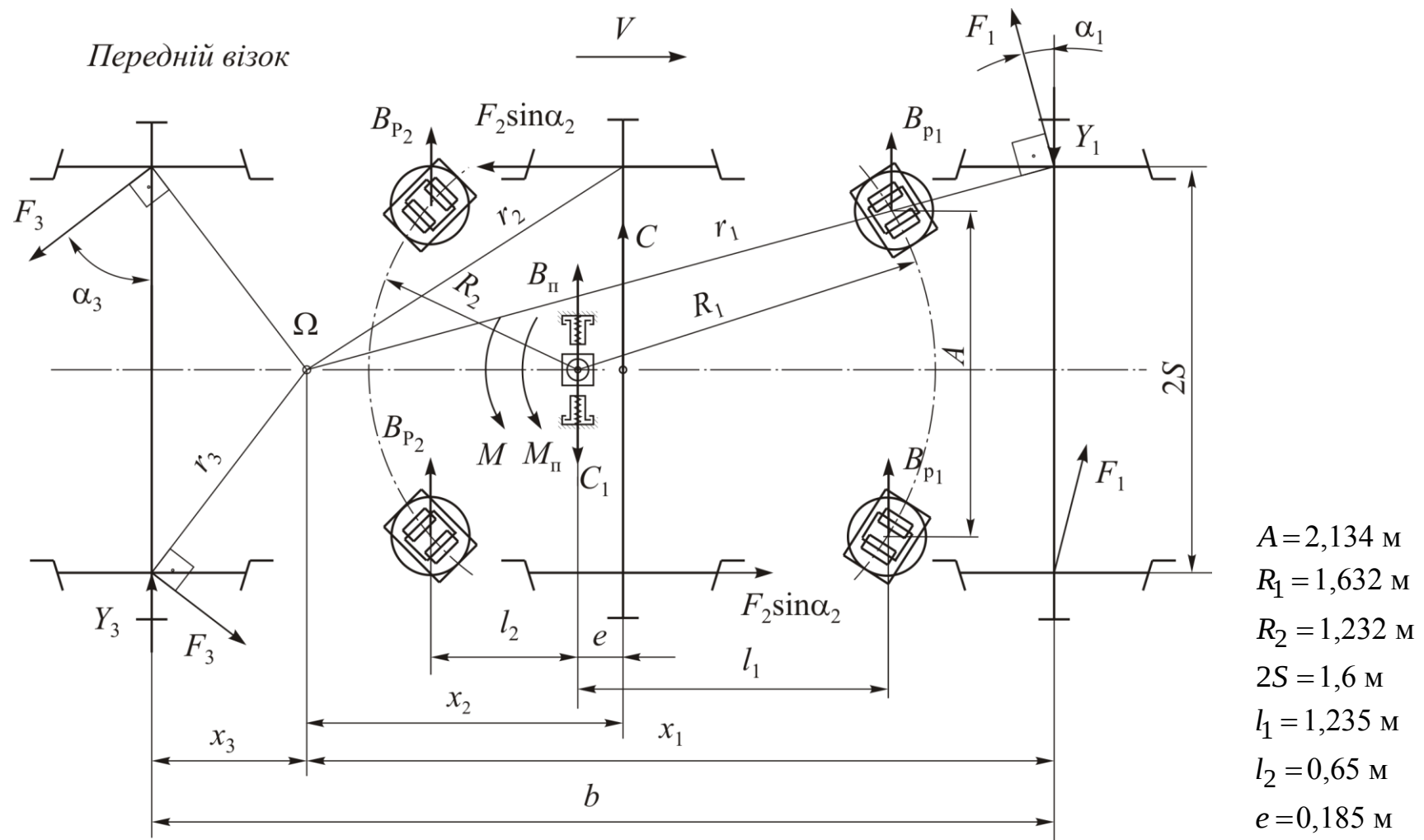


Рис. Б.2

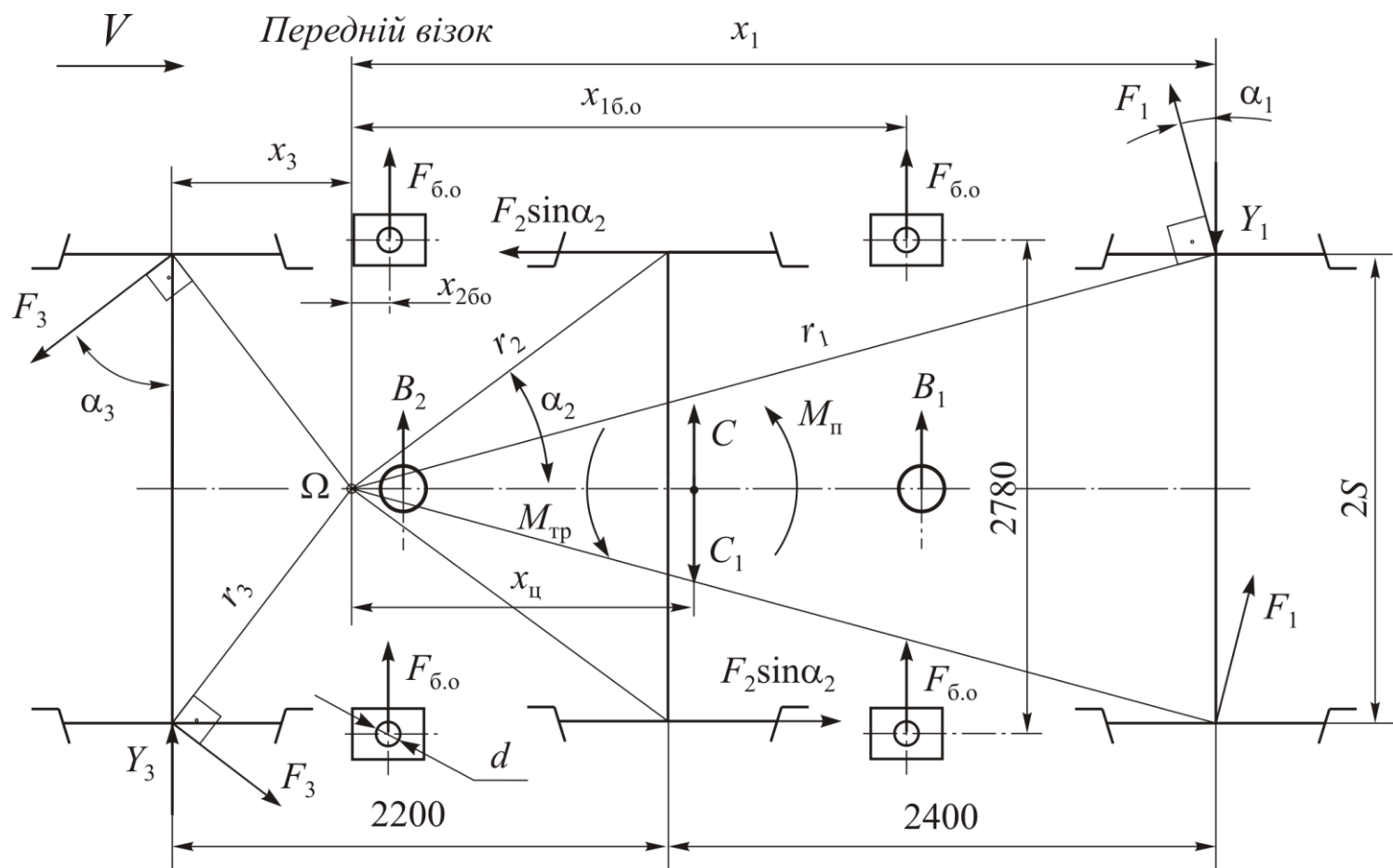


Рис. Б.3

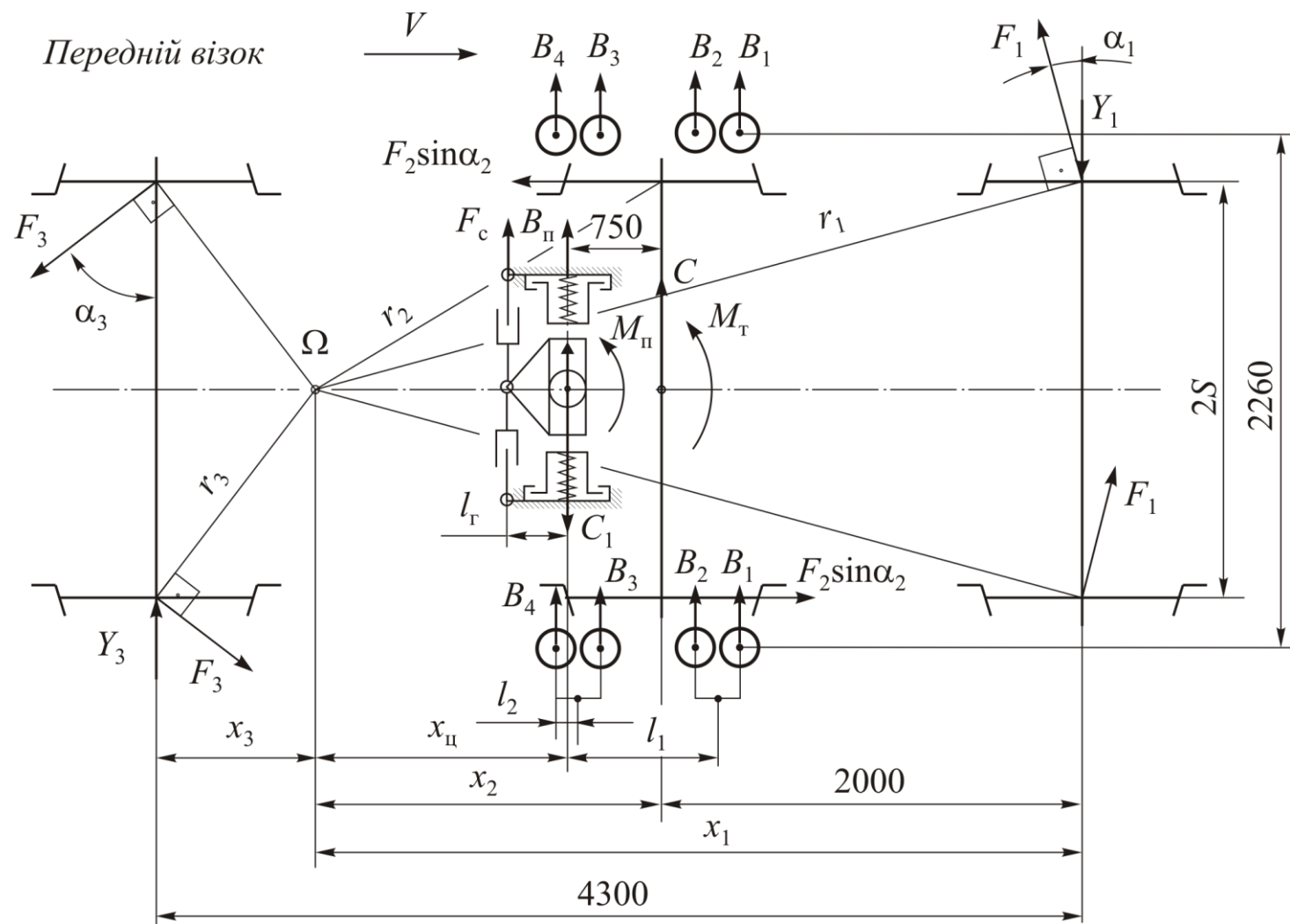


Рис. Б.4

Навчально-методичне видання

Бобирь Дмитро Валерійович
Кислий Дмитро Миколайович
Десяк Андрій Євгенович

**ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ.
ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВА ПІД ЧАС
РУХУ КРИВИМИ ДІЛЯНКАМИ КОЛІЇ**

Методичні рекомендації до курсового та дипломного проектування

Електронне видання

Експертний висновок склав канд. техн. наук, доцент Володимир Сердюк

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 644 від 25.08.2023)

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка Д. В. Бобирь

Формат 60x84_{1/16}. Ум. друк. арк. 1,79. Обл.-вид. арк. 1,81.
Зам. № ...

Видавець: Український державний університет науки і технологій
вул. Лазаряна, 2, ауд. 2216, м. Дніпро, 49010.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010