

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з освітнього компонента

***«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»***

Харків – 2026

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 21 вересня 2026 року, протокол № 2.

Рекомендуються для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей G3 «Електрична інженерія» (освітня програма «Електричний транспорт») та J7 «Залізничний транспорт» (освітня програма «Електровози та електропоїзди») всіх форм здобуття освіти.

Укладач

доц. В. П. Нерубацький

Рецензент

доц. Д. Л. Сушко

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Геометричний розрахунок тягової зубчастої передачі	7
2 Визначення реакцій тягового привода на рушійну колісну пару та на раму візка	12
3 Розрахунок гумометалевого амортизатора підвішування тягового електродвигуна	17
4 Розрахунок амплітудно-частотної характеристики передачі	22
5 Визначення динамічних навантажень у зубчастому зачепленні та на підвішуванні	29
6 Визначення коливань екіпажа типу 2_0-2_0 у вертикальній поздовжній площині	32
7 Визначення бічних коливань жорсткого двовісного візка на прямій ділянці колії	40
Підготовка до захисту та порядок захисту курсової роботи	45
Список літератури	47
Додаток А Вихідні дані до виконання курсової роботи	49

ВСТУП

Проектування, модернізація та експлуатація сучасного електричного рухомого складу неможливі без урахування динамічних процесів, що виникають під час його руху. Динамічні навантаження визначають умови роботи елементів механічної частини електровоза, впливають на надійність тягового привода, плавність ходу, безпеку руху та довговічність вузлів екіпажної частини [1]. Тому питання оцінювання динамічних характеристик рухомого складу є одним із найважливіших завдань під час його проектування та дослідження.

Розв'язання задач динаміки рухомого складу передбачає послідовне виконання низки етапів, основними з яких є: побудова розрахункової схеми, що відображає найбільш суттєві властивості досліджуваної системи; визначення зовнішніх та внутрішніх збурюючих впливів, які формують характер руху системи; розроблення математичної моделі динамічних процесів; аналіз властивостей системи за результатами математичного моделювання та використання отриманих результатів для оцінювання її експлуатаційних характеристик [2]. У межах курсової роботи ці етапи реалізуються послідовно для окремих підсистем електричного рухомого складу – від тягового привода до екіпажної частини.

Під час дослідження динамічних процесів у сучасному рухомому складі широко застосовуються методи математичного моделювання та комп'ютерні технології. Їх використання дає змогу визначати власні частоти коливальних механічних систем, оцінювати стійкість руху, досліджувати перехідні та усталені режими роботи, а також прогнозувати динамічні навантаження на елементи конструкції.

Динамічна система являє собою сукупність матеріальних точок, твердих або пружних тіл, що взаємодіють між собою та із зовнішнім середовищем [2]. Взаємозв'язки між елементами системи реалізуються за

допомогою напрямних, шарнірних, пружних та демпфувальних елементів. До таких елементів належать рейкова колія, пружини ресорного підвішування, гумометалеві амортизатори та гасники коливань.

Динамічна модель повинна з достатньою точністю відображати основні властивості реального об'єкта дослідження. Стан системи описується рівняннями руху, які враховують дію сил і моментів, що виникають під час взаємодії її елементів. Для математичного опису цих процесів використовуються диференціальні рівняння, розв'язання яких дозволяє визначати параметри руху та оцінювати динамічні характеристики системи. У процесі руху рухомого складу виникають вільні та вимушені коливання. Вільні коливання характерні для перехідних режимів роботи, зокрема під час проходження локальних нерівностей колії, входження рухомого складу в криву, ударної взаємодії колеса і рейки або зміни режиму тяги. Внаслідок наявності демпфування їх амплітуда поступово зменшується. Тому при оцінюванні динамічних якостей екіпажа основну увагу приділяють вимушеним коливанням, які супроводжують усталений режим руху. Збурення, що викликають вимушені коливання, поділяють на кінематичні, силові та параметричні. До кінематичних збурень належать нерівності рейкової колії у вертикальній та горизонтальній площинах, а також дефекти поверхонь кочення коліс. Силові збурення обумовлені дією тягових і гальмівних сил, а також інерційними силами від неврівноважених обертових мас. Параметричні збурення виникають унаслідок зміни характеристик елементів системи під час її роботи [2]. Одним із найбільш відповідальних вузлів електричного рухомого складу є тяговий привод, який забезпечує передачу крутного моменту від тягового електродвигуна до рушійної колісної пари. Під час роботи елементи тягового привода зазнають дії значних статичних і динамічних навантажень, обумовлених нерівномірністю процесу передачі потужності, пружними деформаціями деталей, нерівностями колії та особливостями взаємодії колеса з рейкою.

Величина цих навантажень безпосередньо впливає на довговічність зубчастої передачі, підшипникових вузлів, елементів підвішування тягового електродвигуна та інших деталей механічної частини локомотива [3].

Сучасні конструкції тягових приводів повинні забезпечувати не лише ефективну передачу тягового зусилля, а й обмеження динамічних навантажень, що виникають під час експлуатації. Для цього в конструкції застосовуються різноманітні пружні та демпфувальні елементи, зокрема гумометалеві амортизатори, пружні муфти та спеціальні системи підвішування тягових електродвигунів. Раціональний вибір параметрів цих елементів дозволяє зменшити рівень коливань, підвищити надійність обладнання та покращити умови взаємодії рухомого складу з колією.

Важливе значення для оцінювання працездатності тягового привода має аналіз його частотних характеристик [2]. Визначення власних частот та форм коливань дає змогу виявити можливість виникнення резонансних режимів, які супроводжуються різким зростанням динамічних навантажень. Своєчасне виявлення таких режимів на етапі проектування дозволяє обґрунтовано вибирати параметри передачі, жорсткість елементів підвішування та конструктивні характеристики вузлів екіпажної частини.

У курсовій роботі послідовно розглядаються питання геометричного та силового розрахунку тягової зубчастої передачі, визначення реакцій у вузлах тягового привода, аналізу пружних характеристик гумометалевого амортизатора, побудови амплітудно-частотної характеристики системи, визначення динамічних навантажень у зубчастому зачепленні, а також дослідження вертикальних і горизонтальних коливань екіпажної частини рухомого складу. Така послідовність забезпечує поетапний перехід від аналізу окремого вузла до оцінювання динаміки системи в цілому. Вихідні дані для виконання курсової роботи наведено в додатку А. Для проведення розрахунків рекомендується використовувати сучасні програмні засоби інженерного аналізу та комп'ютерного моделювання.

1 ГЕОМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЯГОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Тягова зубчаста передача є одним із найважливіших елементів механічної частини електричного рухомого складу. Її основним призначенням є передача крутного моменту від вала тягового електродвигуна до рушійної колісної пари з одночасною зміною частоти обертання та величини обертового моменту відповідно до вимог тягового режиму локомотива [1]. Від правильного вибору параметрів тягової передачі значною мірою залежать тягові властивості локомотива, енергоефективність його роботи, надійність механічного обладнання та довговічність елементів привода.

У сучасному електричному рухомому складі найбільшого поширення набули індивідуальні приводи колісних пар, у яких кожна колісна пара приводиться в рух окремим тяговим електродвигуном через зубчасту передачу. Така конструкція забезпечує ефективну реалізацію тягових і гальмівних зусиль, рівномірний розподіл навантажень між рушійними осями та високі експлуатаційні характеристики локомотива. Конструктивне виконання тягового привода визначається типом підвішування тягового електродвигуна, способом передачі моменту, умовами роботи локомотива та вимогами до його динамічних показників [3].

Одним із найважливіших параметрів тягової передачі є передаточне число, яке визначає співвідношення між частотою обертання вала тягового електродвигуна та частотою обертання колісної пари [1]. Від величини передаточного числа залежать сила тяги локомотива, максимальна швидкість руху, навантаження на елементи зубчастого зачеплення та режими роботи тягового електродвигуна. Тому визначення основних геометричних параметрів зубчастої передачі є важливим етапом проектування тягового привода.

Геометричний розрахунок тягової передачі передбачає визначення частоти обертання колісної пари, передаточного числа, кількості зубців шестерні та зубчастого колеса, міжосьової відстані, діаметрів початкових кіл та інших параметрів, необхідних для подальшого аналізу навантажень і динамічних процесів у приводі.

При цьому отримані результати повинні відповідати конструктивним обмеженням, вимогам міцності та умовам розміщення елементів передачі в межах екіпажної частини локомотива.

Важливою особливістю тягових передач локомотивів є робота в умовах змінних навантажень, які виникають під час реалізації тягового або гальмівного режиму, проходження нерівностей колії та взаємодії колеса з рейкою [2]. Тому вже на етапі геометричного розрахунку необхідно забезпечити раціональне поєднання параметрів передачі, що дозволить знизити рівень динамічних навантажень та підвищити надійність роботи механічної частини локомотива.

Частоту обертання колісної пари в годинному режимі можна визначити за виразом:

$$n_{к2} = 5,3 \cdot \frac{V_{\epsilon}}{D_{\kappa}}, \quad (1.1)$$

де 5,3 – коефіцієнт, що враховує одиниці виміру величин;

V_{ϵ} – годинна швидкість руху електровоза, км/год;

D_{κ} – діаметр колісної пари, м.

Максимальна частота обертання колісної пари буде при конструктивній швидкості V_{κ} :

$$n_{\kappa \max} = 5,3 \cdot \frac{V_{\kappa}}{D_{\kappa}}. \quad (1.2)$$

Частота обертання якоря двигуна в годинному режимі визначається як:

$$n_{яг} = \frac{V_{яг} \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot D_{я}}, \quad (1.3)$$

де $V_{яг}$ – лінійна швидкість якоря при роботі його в годинному режимі, м/с;

$D_{я}$ – діаметр якоря двигуна, мм.

$$D_{я} = K_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{P_{\partialг}}{V_{г}}}, \quad (1.4)$$

де K_{ϵ} – коефіцієнт, що враховує клас ізоляції В;

$P_{\partialг}$ – годинна потужність двигуна, кВт.

Першу оцінку передатного числа μ можна здійснити за частотами обертання:

$$\mu_1 = \frac{n_{яг}}{n_{кг}}. \quad (1.5)$$

Крутний момент на валу якоря в годинному режимі визначається за виразом:

$$M_{яг} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_{\partialг}}{n_{яг}}. \quad (1.6)$$

Модуль передачі m_n можна визначити за графіком, поданим на рисунку 1.1, залежно від величини крутного моменту $M_{яг}/K$, що передається одним кінцем вала якоря.

При однобічній передачі $K = 1$. Двобічна передача приймається при $M_{яз} > 4 \text{ кН}\cdot\text{м}$, і в цьому випадку $K = 2$.

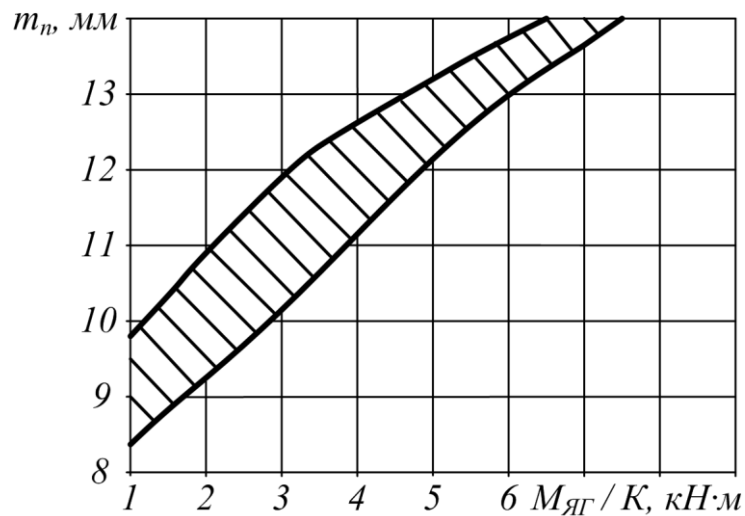


Рисунок 1.1 – Залежність модуля передачі від крутного моменту

Друга оцінка передатного числа μ полягає у його визначенні через співвідношення кількості зубів колеса z_k до кількості зубів шестерні $z_{ш}$:

$$\mu_2 = \frac{z_k}{z_{ш}}. \quad (1.7)$$

Зубчасте колесо повинно вписуватись у габарит рухомого складу. Ця вимога призводить до співвідношення:

$$z_{k \max} = \frac{D_k - 2 \cdot (h + S_k + h_x + \Delta_{кз})}{m_n}, \quad (1.8)$$

де h – відстань від нижньої точки кожуха зубчастої передачі до головки рейки (при повному бандажі $h = 130 \text{ мм}$);

S_k – товщина кожуха, $S_k \geq 5 \text{ мм}$;

h_x – висота головки зуба, $h_x = m_n$;

$\Delta_{кз}$ – зазор між кожухом та головкою зуба, $\Delta_{кз} \geq 5$ мм.

При остаточному визначенні кількості зубів z_k та $z_{ш}$ з метою зменшення їх зношування доцільно мати в парі зубчастого зачеплення парну та непарну кількість зубів.

Практикою встановлено, що для електровозних тягових електродвигунів при їх опорно-осьовому підвішуванні величина централі складає:

$$Ц = (1,01 \dots 1,22) \cdot D_{я}. \quad (1.9)$$

Одночасно величина централі $Ц$ пов'язана з параметрами передачі, тобто:

$$Ц = \frac{m_n}{2} \cdot (z_{ш} + z_k) + 0,5 \cdot m_n, \quad (1.10)$$

де 0,5 – корекція зачеплення для малої шестерні.

Значення виразу (1.10) має задовольняти практичну рекомендацію (1.9). Приблизне значення радіуса R зубчастого колеса знаходиться як відповідна частка централі $Ц$ за виразом:

$$R = \frac{m_n}{2} \cdot z_k + 0,25 \cdot m_n. \quad (1.11)$$

Отримані в результаті геометричного розрахунку параметри тягової зубчастої передачі визначають кінематичні та силові характеристики тягового привода локомотива. Від передаточного числа, розмірів зубчастих коліс та схеми підвішування тягового електродвигуна залежать величини

моментів і сил, що виникають під час передачі потужності від тягового електродвигуна до рушійної колісної пари.

Під час роботи тягового привода зазначені сили спричиняють додаткові навантаження на елементи екіпажної частини локомотива. Унаслідок цього відбувається перерозподіл вертикальних та горизонтальних навантажень між колісною парою, тяговим електродвигуном і рамою візка, що безпосередньо впливає на динамічні властивості локомотива та умови роботи його механічного обладнання [3].

Тому наступним етапом розрахунків є визначення реакцій тягового привода, що виникають у місцях взаємодії його елементів з рушійною колісною парою та рамою візка.

2 ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ ТЯГОВОГО ПРИВОДА НА РУШІЙНУ КОЛІСНУ ПАРУ ТА НА РАМУ ВІЗКА

Одним із важливих етапів аналізу роботи тягового привода є визначення силових взаємодій між його елементами та вузлами екіпажної частини локомотива.

Під час передачі крутного моменту від тягового електродвигуна до рушійної колісної пари в елементах привода виникають сили та реакції, які передаються на вісь колісної пари та раму візка. Величини цих навантажень залежать від конструкції привода, способу підвішування тягового електродвигуна, параметрів зубчастої передачі та режиму роботи локомотива [4].

Особливий інтерес становлять приводи з опорно-осьовим підвішуванням тягового електродвигуна, оскільки в цьому випадку маса двигуна сприймається одночасно віссю колісної пари та рамою візка. Під час реалізації тягового режиму виникає додатковий перерозподіл

навантажень, обумовлений дією тягового моменту та реакцій зубчастого зачеплення. У результаті змінюються сили, що діють на опорні елементи привода та екіпажну частину локомотива.

Визначення зазначених реакцій є необхідним для подальшого розрахунку елементів підвішування тягового електродвигуна, оцінювання навантаженості вузлів тягового привода та аналізу динамічних процесів, що виникають під час руху локомотива [5].

При роботі привода відбувається перерозподіл навантажень від ваги тягового двигуна, що передається при опорно-осьовому підвішуванні тягового електродвигуна на точки опори: вісь колісної пари та раму візка (рисунок 2.1).

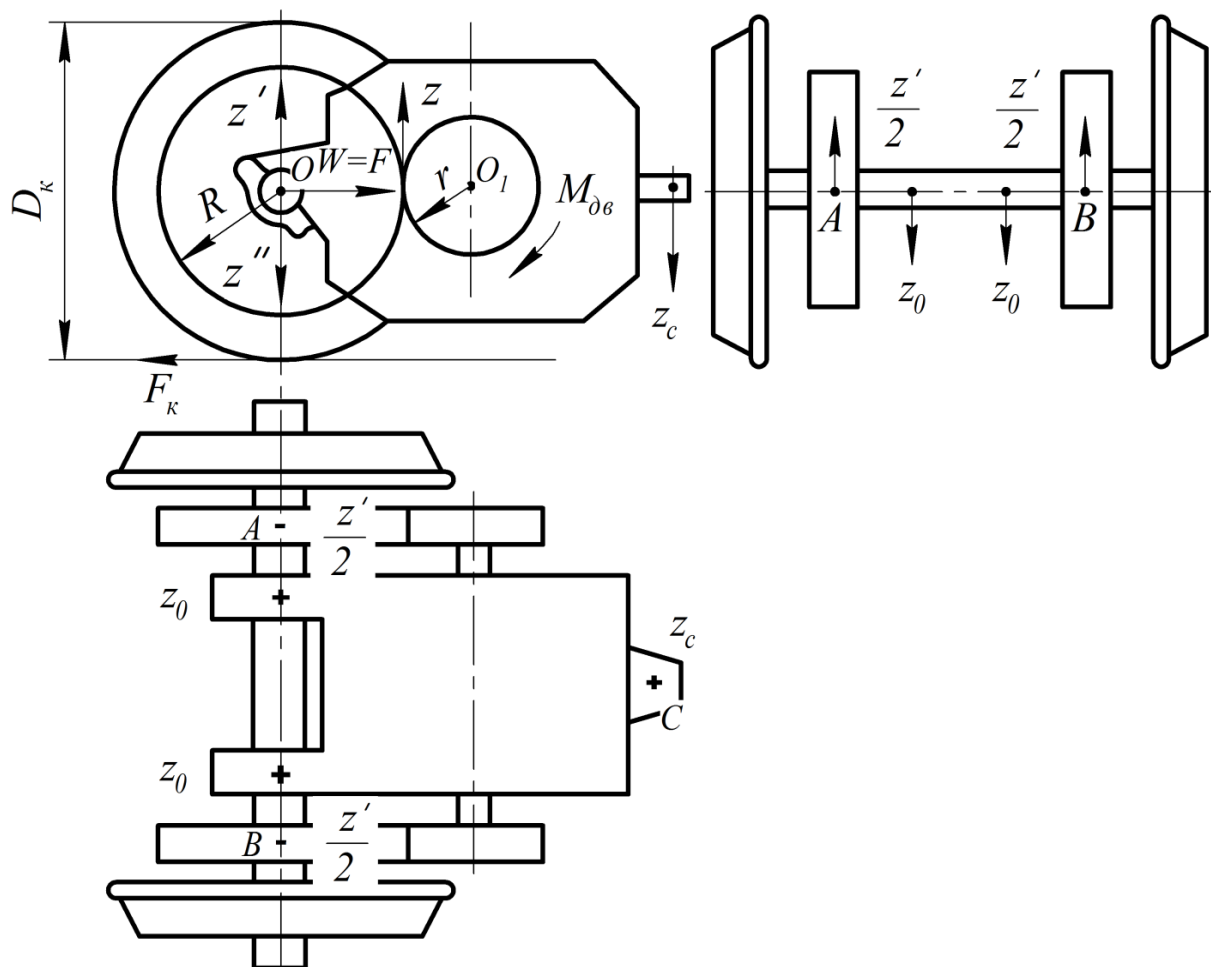


Рисунок 2.1 – Схема опорно-осьового підвішування тягового двигуна

Сила тяги, що реалізується колісною парою в годинному режимі, визначається як:

$$F_{\kappa} = 3,6 \cdot \frac{P_{\partial z}}{V_z} \cdot \eta_{zn}, \quad (2.1)$$

де 3,6 – коефіцієнт, що враховує одиниці виміру величин;

η_{zn} – коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі тягового привода,
 $\eta_{zn} = 0,97 \dots 0,98$.

На колісну пару діє обертальний момент:

$$M = \frac{F_{\kappa} \cdot D_{\kappa}}{2}. \quad (2.2)$$

З іншого боку, цей момент дорівнює:

$$M = Z \cdot R. \quad (2.3)$$

Отже,

$$Z = |Z'| = \frac{M}{R}, \quad (2.4)$$

де Z та Z' – сили, прикладені відповідно до зубів колеса та шестерні.

Прикладемо до осі колісної пари дві однакові та протилежно спрямовані сили Z' та Z'' , що дорівнюють Z . Сили Z та Z'' утворять пару сил, момент якої врівноважить обертальний момент, що утворюється опором рухові W та силою тяги F_{κ} . Сила, що лишилась неврівноваженою, передається на вісь колісної пари в точках A та B зубчастих коліс.

Дія сили на зуб шестерні на валу двигуна завдяки електромагнітному зв'язку між якорем та корпусом двигуна розподіляється в усталеному режимі між носиком корпуса двигуна C та опорно-осьовими підшипниками O_1 та O_2 зворотно пропорційно плечам R та $L - R$.

Додаткове навантаження рами візка через носик C від тягового моменту визначається як:

$$Z_{\text{Стяг}} = \frac{R}{L} \cdot Z' = \frac{M}{L}, \quad (2.5)$$

де L – база підвішування двигуна, м.

Додаткове навантаження осі колісної пари через один опорно-осьовий підшипник від тягового моменту складає:

$$Z_{\text{Омяг}} = \frac{L - R}{2 \cdot L} \cdot Z' = \frac{M}{2 \cdot R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L}\right). \quad (2.6)$$

Повний тиск у зубах передачі спрямовано по лінії зчеплення, внаслідок чого додатково до реакції привода з'являється реакція H , спрямована вздовж централі. Але вплив реакції H на результуючий тиск в опорно-осьових підшипниках невеликий.

Вага двигуна $G_{\text{дв}}$ розподіляється між трьома точками опори приблизно таким чином: по $1/4$ $G_{\text{дв}}$ приходить на кожен опорний підшипник O_1 та O_2 , та $1/2$ $G_{\text{дв}}$ – на носик C .

$$G_{\text{дв}} = (m_{\text{к}} + m_{\text{я}}) \cdot g. \quad (2.7)$$

Сумарне (від ваги двигуна і тягового моменту) навантаження рами візка через носик C :

$$Z_C = \frac{G_{\partial g}}{2} \mp Z_{Стяг}, \quad (2.8)$$

Сумарне навантаження осі, що передається через кожен опорно-осьовий підшипник:

$$Z_{O_1} = Z_{O_2} = \frac{G_{\partial g}}{4} \pm Z_{Отяг}. \quad (2.9)$$

Верхній з подвійних знаків виразу (2.9) відповідає розташуванню двигуна ззаду рушійної осі, а нижній знак – розташуванню двигуна попереду осі.

Визначені реакції тягового привода дозволяють оцінити характер розподілу навантажень між рушійною колісною парою та рамою візка при реалізації тягового режиму [6]. Отримані результати характеризують силову взаємодію основних елементів механічної частини локомотива та є необхідними для оцінювання умов роботи вузлів опорно-осьового підвішування тягового електродвигуна.

Аналіз розрахованих навантажень дає можливість встановити величини сил, що діють на елементи підвішування, а також оцінити вплив конструктивних параметрів тягового привода на навантаженість екіпажної частини.

Від правильного визначення цих сил залежить вибір параметрів пружних елементів, які забезпечують зменшення рівня динамічних навантажень та коливань, що виникають під час руху локомотива [2].

У зв'язку з цим наступним етапом курсової роботи є розрахунок гумометалевого амортизатора підвішування тягового електродвигуна, параметри якого істотно впливають на пружні та демпфувальні властивості тягового привода і визначають особливості його динамічної поведінки в експлуатаційних умовах.

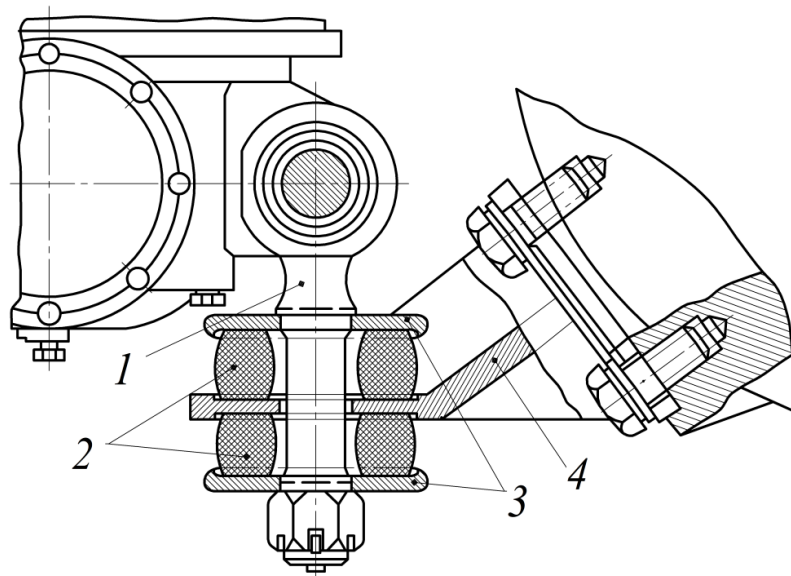
3 РОЗРАХУНОК ГУМОМЕТАЛЕВОГО АМОРТИЗАТОРА ПІДВІШУВАННЯ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Підвішування тягового електродвигуна є одним із найвідповідальніших вузлів механічної частини електровоза, оскільки забезпечує сприйняття статичних і динамічних навантажень, що виникають під час передачі крутного моменту на рушійну колісну пару. Від характеристик системи підвішування залежать умови роботи тягового привода, рівень вібрацій, плавність руху локомотива та довговічність його конструктивних елементів.

У сучасних конструкціях тягових приводів для зменшення динамічних навантажень широко застосовуються гумометалеві амортизатори, які поєднують пружні та демпфувальні властивості [7]. Завдяки цьому вони забезпечують зниження амплітуди коливань, послаблюють передачу ударних навантажень між тяговим електродвигуном і рамою візка та сприяють підвищенню експлуатаційної надійності механічної частини локомотива. Під час математичного моделювання коливальних процесів гумометалевий амортизатор розглядається як пружно-демпфувальний елемент із певними характеристиками жорсткості та демпфування [2]. Значення цих параметрів визначаються конструкцією амортизатора, геометричними розмірами гумових елементів, фізико-механічними властивостями гуми, температурними умовами експлуатації та характером прикладеного навантаження. Саме від них значною мірою залежать власні частоти системи, інтенсивність затухання коливань і рівень динамічних навантажень, що виникають у тяговому приводі.

У прийнятій розрахунковій схемі гумометалевий амортизатор розглядається як основний пружно-демпфувальний елемент підвішування тягового електродвигуна, тому його характеристики істотно впливають на перебіг коливального процесу.

Загальний вигляд гумометалевого амортизатора підвищування наведено на рисунку 3.1.



1 – підвіска; 2 – гумові шайби; 3 – сталеві шайби; 4 – носик

Рисунок 3.1 – Пружна підвіска тягового двигуна

Метою розрахунку гумометалевого амортизатора є визначення його пружних характеристик, необхідних для подальшого математичного моделювання коливальних процесів у тяговому приводі. Основним результатом розрахунку є побудова характеристики залежності навантаження від деформації амортизатора та визначення еквівалентного коефіцієнта жорсткості, який використовується під час лінеаризації нелінійної характеристики пружного елемента.

Гумометалеві амортизатори характеризуються нелінійною залежністю між прикладеним навантаженням і величиною деформації. Проте для розрахунку динамічних характеристик тягового привода така залежність, як правило, замінюється еквівалентною лінійною моделлю, що забезпечує достатню точність інженерних розрахунків і суттєво спрощує подальший аналіз коливальних процесів [8].

Одним із параметрів, що визначає жорсткість гумового елемента, є коефіцієнт форми гумової шайби. Його величина враховує геометричні особливості гумового елемента та істотно впливає на деформаційні властивості амортизатора. Коефіцієнт форми гумової шайби визначається за виразом:

$$k_{\phi} = 1 + 4,67 \cdot \frac{D - d}{4 \cdot h_{uu}}, \quad (3.1)$$

де D – зовнішній діаметр шайби, мм;

d – внутрішній діаметр шайби, $d = 80$ мм;

h_{uu} – висота шайби у вільному стані, $h_{uu} = 80$ мм.

Площа перетину шайби визначається як:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2). \quad (3.2)$$

Силова характеристика гумової шайби є нелінійною:

$$P(\Delta) = E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot \frac{\Delta}{h_{uu} - \Delta} \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

де $P(\Delta)$ – сила стиснення, кН;

E – модуль пружності гуми, Н/мм²;

Δ – деформація шайби, мм.

За виразом (3.3) необхідно побудувати графік силової характеристики гумової шайби, тобто залежність сили стиснення від деформації. Щоб унеможливити «розкриття амортизатора», коли тягове навантаження спрямоване донизу, треба забезпечити попередній натяг верхньої гумової

шайби саме на величину сили $Z_{\text{Стяг}}$. Деформацію попереднього натягу верхньої шайби $\Delta_{\text{в}}$ можна визначити за умови $P(\Delta_{\text{в}}) = Z_{\text{Стяг}}$ за виразом:

$$\Delta_{\text{в}} = \frac{Z_{\text{Стяг}} \cdot h_{\text{ш}}}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + Z_{\text{Стяг}}}. \quad (3.4)$$

Деформація попереднього натягу нижньої шайби $\Delta_{\text{н}}$ буде більшою за рахунок ваги двигуна (при навантаженні $Z_{\text{С}}$):

$$\Delta_{\text{н}} = \frac{Z_{\text{С}} \cdot h_{\text{ш}}}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + Z_{\text{С}}}. \quad (3.5)$$

Для побудови в єдиній координатній системі силових характеристик кожної шайби та спільної характеристики комплексу з двох шайб треба вибрати початок відліку деформацій Δ таким чином, щоб у стані попереднього натягу був умовний нуль деформацій. Крім того, треба врахувати зворотний напрямок сил стискання у верхній та нижній шайбах.

В єдиній системі координат силові характеристики мають вигляд:

– верхня гумова шайба

$$P_{\text{в}}(\Delta) = P(\Delta + \Delta_{\text{в}}); \quad (3.6)$$

– нижня гумова шайба

$$P_{\text{н}}(\Delta) = -P(\Delta_{\text{н}} - \Delta); \quad (3.7)$$

– спільна характеристика підвіски

$$P_{\Sigma}(\Delta) = P_{\text{в}}(\Delta) + P_{\text{н}}(\Delta). \quad (3.8)$$

За межами діапазону $-\Delta_{\epsilon} \leq \Delta \leq \Delta_n$ наведені характеристики не є справедливими, оскільки відбувається «розкриття амортизатора» та втрата безперервного контакту між його елементами, що призводить до різкої зміни жорсткості системи.

Коефіцієнт жорсткості підвіски визначається як тангенс кута нахилу дотичної до силової характеристики в робочій точці, відповідно до виразу:

$$жс = \frac{2 \cdot P(\Delta_n + \Delta_{\epsilon}) \cdot 10^3}{\Delta_n + \Delta_{\epsilon}}. \quad (3.9)$$

Отримане значення еквівалентного коефіцієнта жорсткості характеризує пружні властивості системи підвішування тягового електродвигуна та є одним із визначальних параметрів її динамічної моделі. Саме цей параметр разом із масово-інерційними характеристиками системи визначає власні частоти коливань, інтенсивність передачі динамічних навантажень і рівень вібрацій, що виникають під час експлуатації локомотива [2]. Аналіз пружних характеристик гумометалевого амортизатора дозволяє оцінити його здатність забезпечувати необхідну еластичність підвішування та обмежувати передачу ударних навантажень від тягового привода до екіпажної частини. Раціональний вибір жорсткості амортизатора сприяє підвищенню надійності роботи механічного обладнання, зменшенню динамічних навантажень у вузлах привода та покращенню плавності руху локомотива [9].

Визначені в цьому розділі параметри пружного підвішування використовуються при подальшому дослідженні коливальних процесів тягового привода. Наступним етапом є розрахунок амплітудно-частотної характеристики системи, яка дозволяє оцінити її реакцію на гармонічні збурення та визначити можливість виникнення резонансних режимів роботи.

4 РОЗРАХУНОК АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧІ

Під час експлуатації електровоза елементи тягового привода зазнають дії змінних навантажень, зумовлених нерівностями рейкової колії, циклічністю передачі крутного моменту, пружними деформаціями елементів механічної системи та іншими зовнішніми і внутрішніми збуреннями [2]. Унаслідок цього в тяговому приводі виникають вимушені коливання, інтенсивність яких залежить як від характеристик збурюючих впливів, так і від власних параметрів механічної системи [3].

Одним із найефективніших засобів аналізу динамічних властивостей механічних систем є дослідження їх амплітудно-частотних характеристик. Амплітудно-частотна характеристика відображає залежність амплітуди вимушених коливань від частоти зовнішнього гармонічного збурення та дозволяє оцінити чутливість системи до змін режиму навантаження. Її аналіз дає можливість визначити діапазони частот, у яких виникає найбільше динамічне навантаження, а також виявити можливі резонансні режими роботи тягового привода. Результати розрахунку амплітудно-частотної характеристики широко використовуються під час оцінювання динамічної навантаженості елементів тягового привода, вибору параметрів пружного підвішування та прогнозування експлуатаційної надійності механічної частини локомотива. Аналіз частотних характеристик дозволяє ще на етапі проєктування оцінити ефективність прийнятих конструктивних рішень і своєчасно виявити режими, що можуть супроводжуватися підвищеними динамічними навантаженнями.

Розрахункову схему досліджуваної системи наведено на рисунку 4.1. Для складання математичної моделі скористаємося принципом Даламбера, відповідно до якого рівняння руху записуються за правилами рівноваги статичної системи з урахуванням сил інерції та інерційних моментів, що

виникають під час прискореного руху її елементів. У прийнятій розрахунковій схемі система має один ступінь вільності, а узагальненою координатою, що визначає положення корпусу тягового електродвигуна під час коливального процесу, є кут повороту φ відносно осі рушійної колісної пари (точки O на рисунку 2.1).

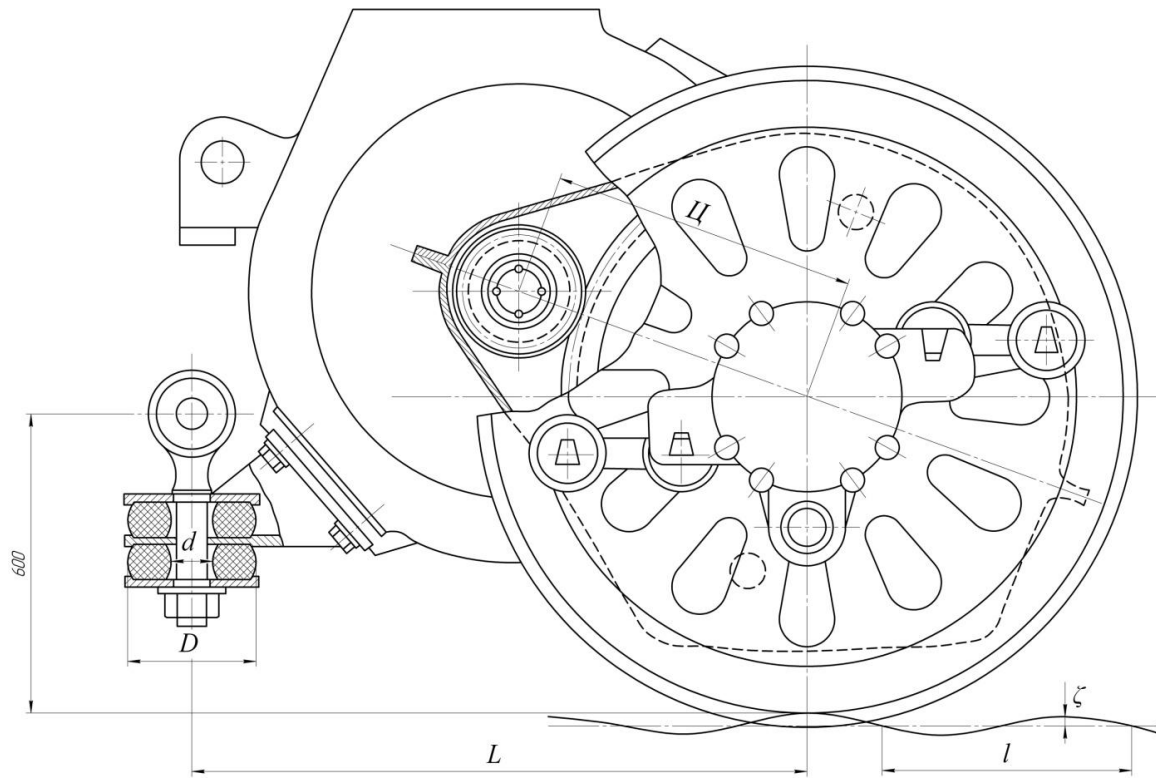


Рисунок 4.1 – Опорно-осьове підвішування тягового двигуна

Складемо одне рівняння «рівноваги» моментів усіх сил, що діють на корпус двигуна, відносно точки O :

$$M_{\kappa} + M_{\text{я}} + M_a = 0, \quad (4.1)$$

де M_{κ} – момент сил інерції корпусу;

$M_{\text{я}}$ – момент сил інерції якоря;

M_a – момент сили, прикладеної до корпусу двигуна через амортизатор.

Прискореному повороту корпуса навколо точки O протидіє інерційний момент:

$$M_{\kappa} = (J_{\kappa} + m_{\kappa} \cdot C^2) \cdot \ddot{\varphi}, \quad (4.2)$$

де J_{κ} – момент інерції корпуса відносно його центра мас, що приблизно збігається з віссю вала якоря, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

m_{κ} – маса корпуса тягового двигуна та кожухів зубчастих передач, кг .

Складному прискореному руху якоря (обертання навколо власної осі і у той же час обертання навколо осі колісної пари) протидіє інерційний момент $M_{\text{я}}$, який можна записати у вигляді:

$$M_{\text{я}} = [J_{\text{я}} \cdot (1 + \mu)^2 + m_{\text{я}} \cdot C^2] \cdot \ddot{\varphi}, \quad (4.3)$$

де $J_{\text{я}}$ – момент інерції якоря з шестернями відносно його осі обертання, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$m_{\text{я}}$ – маса якоря тягового електродвигуна, кг .

Вираз у квадратних дужках виразу (4.3) можна розглядати як приведений до осі колісної пари момент інерції якоря; $(1 + \mu)$ – це передатне число від осі двигуна до осі колісної пари з урахуванням планетарного характеру зубчастої передачі. Функцію водила відіграє корпус двигуна. Величина M_a визначається пружними та непружними силами на амортизаторі, тобто параметрами $\mathcal{J}$ та β , а також величиною та швидкістю деформації шайб.

Якщо z_a – величина деформації, а $\dot{z}_a$ – швидкість деформації, то:

$$\begin{aligned} M_a &= L \cdot (\mathcal{J} \cdot z_a + \beta \cdot \dot{z}_a) = \\ &= L \cdot \mathcal{J} \cdot (-z_0 + L \cdot \varphi) + L \cdot \beta \cdot (-\dot{z}_0 + L \cdot \dot{\varphi}), \end{aligned} \quad (4.4)$$

де z_0 – вертикальне переміщення колісної пари, викликане нерівностями рейкової колії, $z_0 = z_0(t)$;

β – параметр демпфірування гуми амортизатора.

Рівняння (4.1) після підстановки в нього виразів (4.2), (4.3), (4.4) матиме вигляд диференційного рівняння другого порядку, що описує вимушені коливання в приводі:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + L^2 \cdot \beta \cdot \dot{\varphi} + L^2 \cdot \mathcal{K} \cdot \varphi = f(t), \quad (4.5)$$

де J – приведений момент інерції коливальної системи:

$$J = J_{\kappa} + J_{\gamma} \cdot (1 + \mu)^2 + (m_{\kappa} + m_{\gamma}) \cdot L^2. \quad (4.6)$$

Права частина рівняння (4.5), тобто функція $f(t)$, визначається нерівностями рейкової колії і швидкістю руху – це функція кінематичного збурення:

$$f(t) = L \cdot [\beta \cdot \dot{z}_0(t) + \mathcal{K} \cdot z_0(t)] \quad (4.7)$$

Диференційне рівняння (4.5) можна розглядати як математичну модель вимушених коливань опорно-осьового підвішування двигуна.

Доцільно спочатку розв'язати однорідне (без правої частини) рівняння, яке описує вільні коливання. Зокрема треба знайти власну частоту коливань системи, з якою і здійснюються вільні коливання.

Під час визначення власних частот механічної системи демпфувальні властивості, як правило, не враховують, оскільки їх вплив на значення власних частот є незначним і в більшості інженерних розрахунків ним можна знехтувати [10]. Такий підхід дозволяє істотно спростити

математичну модель без помітного зниження точності визначення основних динамічних характеристик системи. У цьому випадку вважається, що коливальний процес відбувається лише за рахунок пружних деформацій гумометалевого амортизатора [2]. Тоді диференціальне рівняння вільних коливань корпусу тягового електродвигуна без урахування демпфувальних властивостей гуми набуває вигляду:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + L^2 \cdot \mathcal{K} \cdot \dot{\varphi} = 0. \quad (4.8)$$

Із розв'язку рівняння (4.8) отримують вираз для визначення власної кутової частоти коливань системи:

$$\kappa = \sqrt{\frac{L^2 \cdot \mathcal{K}}{J}}. \quad (4.9)$$

Для спрощення задачі аналізу вимушених коливань та можливості отримати аналітичним шляхом розв'язок диференційного рівняння (4.5) приймемо умовне припущення, що нерівності колії є гармонічними по координаті x з довжиною хвилі l і амплітудою ζ (рис. 4.1).

За такого припущення, а також за умови руху електровоза з постійною швидкістю V можна записати закон вертикальних переміщень осі колісної пари у вигляді:

$$z_0(t) = \zeta \cdot \sin \frac{2\pi \cdot x(t)}{l} = \zeta \cdot \sin \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l} = \zeta \cdot \sin \omega \cdot t, \quad (4.10)$$

де ω — частота кінематичного збурення, тобто частота вертикальних коливань колісної пари, під впливом яких здійснює кутові коливання корпус двигуна.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot V}{l}. \quad (4.11)$$

Функція кінематичного збурення (4.7) може бути записана як:

$$\begin{aligned} f(t) &= L \cdot \zeta \cdot (\beta \cdot \omega \cdot \cos \omega t + \varepsilon \cdot \sin \omega t) = \\ &= L \cdot \zeta \cdot \sqrt{(\beta \cdot \omega)^2 + \varepsilon^2} \cdot \sin(\omega t + \theta), \end{aligned} \quad (4.12)$$

де θ – початковий фазовий зсув, $\theta = \arctg(\beta \cdot \omega / \varepsilon)$.

Таким чином, можна стверджувати, що кінематичне збурення коливань від нерівностей колії з математичної точки зору повністю еквівалентне збуренню гармонічною силою з амплітудою $L \cdot \zeta \cdot \sqrt{(\beta \cdot \omega)^2 + \varepsilon^2}$.

Сталому режиму вимушених коливань відповідає такий розв’язок диференційного рівняння (4.5):

$$\varphi(t) = \frac{\zeta}{L} \cdot \frac{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\kappa}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon}\right)^2}} \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi) = \Phi \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi). \quad (4.13)$$

При $\omega \rightarrow 0$ (тобто при русі з гранично низькою швидкістю) амплітуда кута відхилення корпусу:

$$\Phi_0 = \frac{\zeta}{L}. \quad (4.14)$$

Вираз для коефіцієнта динамічного підсилення амплітуди χ , який визначається як відношення амплітуди вимушених коливань Φ при

довільному значенні частоти збурення ω до відповідного статичного значення цієї величини Φ_0 , має вигляд:

$$\chi(\omega) = \frac{\Phi}{\Phi_0} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\kappa}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon}\right)^2}}. \quad (4.15)$$

За виразом (4.15) необхідно побудувати амплітудно-частотну характеристику коливальної системи, тобто залежність $\chi(\omega)$. На цьому ж рисунку пунктирною лінією слід зобразити швидкість руху електровоза:

$$V(\omega) = 3,6 \cdot l \cdot \omega / 2\pi. \quad (4.16)$$

Зазначимо, що будь-яка точка цього графіку буде відповідати сталому режиму вимушених коливань ($V = \text{const}$; $\omega = \text{const}$). При $\omega \approx \kappa$, тобто при збігу частоти збурення з власною частотою, коливання матимуть резонансний характер. Оскільки частота кінематичного збурення визначається швидкістю руху електровоза [2], то можна розрахувати резонансну швидкість V_p при заданих параметрах гармонічних нерівностей колії, як:

$$V_p = V(\kappa). \quad (4.17)$$

У прийнятій спрощеній розрахунковій схемі з одним ступенем вільності амплітудно-частотна характеристика має один виражений максимум, що відповідає резонансному режиму роботи системи. Для реального тягового привода характерна наявність кількох резонансних зон,

обумовлених складною багатомасовою структурою механічної системи, пружними властивостями її окремих елементів та взаємодією між ними.

У діапазоні нижчих частот переважають коливання, пов'язані з динамікою візка та підвішування тягового електродвигуна. Зі збільшенням частоти збурення істотного впливу набувають пружні деформації елементів тягової передачі, зокрема вала якоря, зубчастого зачеплення та інших деталей привода [11]. Унаслідок цього амплітудно-частотна характеристика реальної системи набуває більш складного вигляду з кількома локальними максимумами.

Побудована амплітудно-частотна характеристика дозволяє визначити частотні діапазони, у яких можливе суттєве зростання амплітуди коливань, а отже і динамічних навантажень у вузлах тягового привода. Отримані результати є вихідними даними для визначення інерційних моментів і додаткових навантажень, що виникають у зубчастому зачепленні та елементах підвішування тягового електродвигуна під час вимушених коливань.

5 ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ ТА НА ПІДВІШУВАННІ

Одним із найважливіших наслідків виникнення вимушених коливань у тяговому приводі є поява додаткових динамічних навантажень, які накладаються на статичні сили та моменти, що діють у процесі передавання тягового зусилля [12]. Ці навантаження мають змінний характер і можуть істотно перевищувати їх статичні значення, особливо в режимах, близьких до резонансних.

Динамічні навантаження безпосередньо впливають на умови роботи зубчастої передачі, підшипникових вузлів, елементів підвішування тягового

електродвигуна та інших деталей механічної частини локомотива. Їх величина визначає рівень механічних напружень, інтенсивність втомного руйнування деталей, довговічність вузлів тягового привода та експлуатаційну надійність локомотива в цілому [13].

Під час вимушених коливань тягового привода відбувається нерівномірне обертання якоря тягового електродвигуна, що супроводжується виникненням інерційних моментів.

У результаті на якір двигуна, зубчасті колеса редуктора та елементи підвішування діють додаткові динамічні сили, величина яких визначається масово-інерційними характеристиками системи та параметрами її коливального руху.

Для визначення цих навантажень використовуються результати розрахунку амплітудно-частотної характеристики, отримані в попередньому розділі. Зокрема, закон зміни кута повороту корпусу тягового електродвигуна дозволяє визначити його кутове прискорення, а відтак і відповідні інерційні моменти та сили, що виникають у тяговому приводі.

З урахуванням введених позначень і виразу (4.14) закон кутових коливань корпусу двигуна має вигляд:

$$\varphi(t) = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi). \quad (5.1)$$

Кутове прискорення корпусу – це друга похідна від φ :

$$\varepsilon(t) = \ddot{\varphi}(t) = -\Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi). \quad (5.2)$$

Відповідно амплітуда прискорення корпусу визначається як:

$$\Phi_\varepsilon = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2. \quad (5.3)$$

Амплітуда кутового прискорення якоря визначається за виразом:

$$\Phi_{я\epsilon} = \Phi_{\epsilon} \cdot (1 + \mu) = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot (1 + \mu). \quad (5.4)$$

Розрахунок амплітудного значення динамічного моменту при різних частотах збурення виконуємо за виразом:

$$M_o(\omega) = J_{я} \cdot \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot (1 + \mu). \quad (5.5)$$

За виразом (5.5) у курсовій роботі необхідно побудувати графік залежності амплітуди динамічного моменту від частоти збурення ω .

Отримана залежність дозволяє оцінити зміну динамічного навантаження на елементи тягового привода залежно від частоти зовнішнього збурення та визначити режими, у яких виникають найбільші інерційні моменти.

Особливу увагу необхідно приділити діапазону частот, близьких до резонансних, оскільки саме в цих режимах можливе істотне зростання динамічних навантажень у зубчастому зачепленні, на підшипникових вузлах і в елементах підвішування тягового електродвигуна [14].

Аналіз отриманих результатів дає можливість оцінити навантаженість окремих вузлів тягового привода та їхню потенційну довговічність за різних режимів експлуатації локомотива. Проте робота тягового привода є лише однією зі складових загальної динамічної поведінки рухомого складу. Параметри привода безпосередньо впливають на коливальні процеси екіпажної частини, яка взаємодіє з рейковою колією через систему ресорного підвішування [1].

Тому наступним етапом курсової роботи є дослідження вертикальних коливань екіпажа локомотива, що дозволяє оцінити його динамічні властивості, плавність руху та особливості взаємодії з рейковою колією.

6 ВИЗНАЧЕННЯ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА ТИПУ 2_0-2_0 У ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПОЗДОВЖНІЙ ПЛОЩИНІ

Після дослідження динамічних процесів у тяговому приводі доцільно перейти до аналізу коливань екіпажної частини локомотива в цілому. Вертикальні коливання є одним із основних чинників, що визначають плавність руху, рівень динамічного впливу на рейкову колію, умови роботи вузлів механічної частини та комфортність експлуатації рухомого складу. Дослідження цих коливань дає можливість оцінити ефективність роботи ресорного підвішування та визначити динамічні характеристики екіпажа.

Під час побудови математичної моделі необхідно вибрати таку розрахункову схему, яка з достатньою точністю відображає основні особливості коливального процесу та водночас не ускладнює виконання інженерних розрахунків. Ступінь деталізації моделі визначається метою дослідження, характером розглядуваних коливань і необхідною точністю отримуваних результатів [2]. Практика моделювання показує, що для аналізу вертикальних коливань локомотивів доцільно використовувати апробовані математичні моделі, які забезпечують достатню адекватність опису реальних динамічних процесів. У більшості сучасних локомотивів конструкція екіпажної частини забезпечує відносну незалежність вертикальних і горизонтальних коливань, що дає можливість досліджувати їх окремо [15]. При цьому вертикальні коливання прийнято розглядати у двох взаємно перпендикулярних площинах: поперечній, у якій проявляється бічна хитація кузова, та поздовжній, де виникають підстрибування і галопування екіпажа. У даному розділі розглядається математична модель вертикальних коливань екіпажа з осьовою формулою 2_0-2_0 у поздовжній площині. Розрахункова схема, наведена на рисунку 6.1, використовується для визначення основних параметрів коливального процесу та подальшого аналізу динамічних властивостей екіпажної частини.

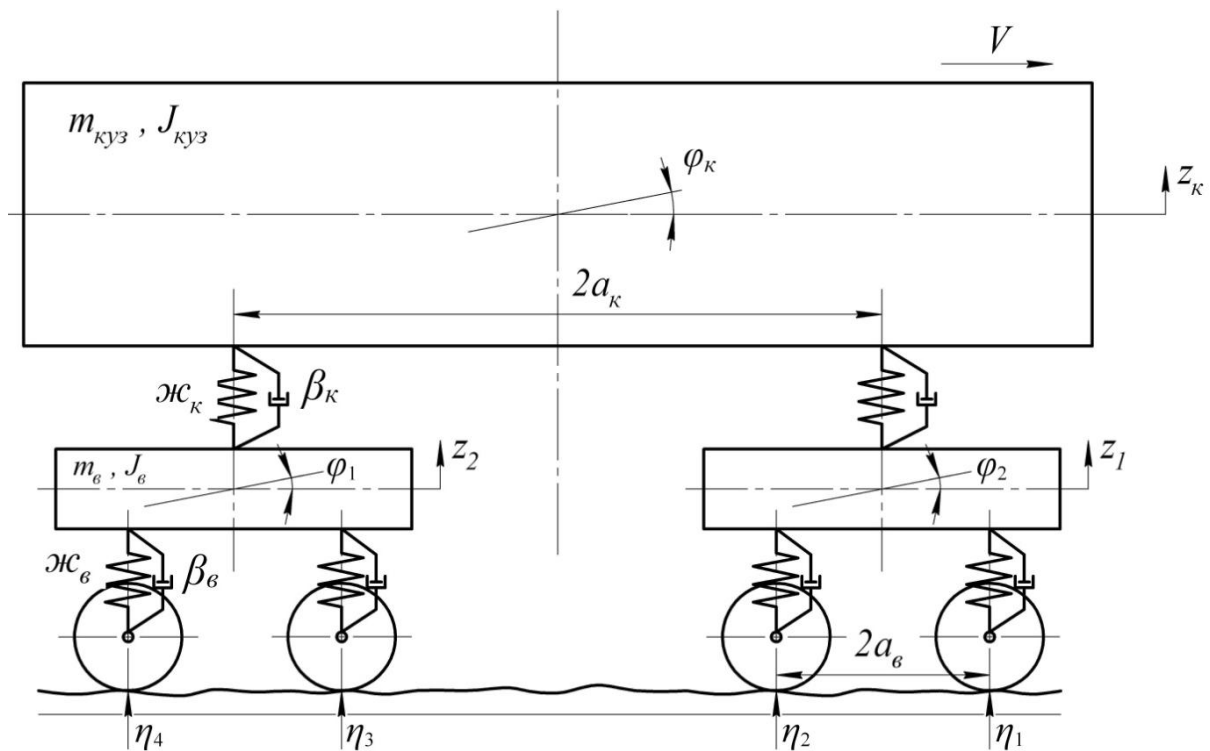


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема вертикальних коливань
екіпажа типу 2₀–2₀

На рисунку 6.1 прийняті такі позначення: $m_{\text{куз}}$ – маса кузова; $J_{\text{куз}}$ – момент інерції кузова; $m_{\text{в}}$ – маса візка; $J_{\text{в}}$ – момент інерції візка; $a_{\text{к}}$ – половина бази кузова; $a_{\text{в}}$ – половина бази візка; $\mathcal{J}_{\text{в}}$, $\beta_{\text{в}}$ – жорсткість і демпфірування у першому ярусі підвішування; $\mathcal{J}_{\text{к}}$, $\beta_{\text{к}}$ – жорсткість і демпфірування у другому ярусі підвішування; z_i , $\dot{z}_i$, $\ddot{z}_i$, φ_i , $\dot{\varphi}_i$, $\ddot{\varphi}_i$ – узагальнені координати та їх похідні від часу; $\eta_j(t)$ – збурення з боку колії під j -ою колісною парою.

Кузов і візки секції електровоза являють собою тверді тіла, мають два ступеня свободи і пов'язані пружними і дисипативними зв'язками. Колісні пари переміщаються без відриву від рейок. Збурення від правої і лівої рейок приймемо однаковими, що дозволяє розглянути плоскі коливання. Така постановка завдання цілком достатня, щоб розглянути основні динамічні процеси в системі.

Модель має шість ступенів свободи.

Для дослідження коливань у вертикальній поздовжній площині складемо систему шести диференційних рівнянь другого порядку, що описують коливання у вертикальній поздовжній площині. Після перетворення отримаємо системи рівнянь (6.1)...(6.3).

Рівняння коливань кузова:

$$\begin{cases} m_{\text{куз}} \cdot \ddot{z}_k + \beta_k \cdot (2 \cdot \dot{z}_k - \dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \mathcal{H}_k \cdot (2 \cdot z_k - z_1 - z_2) = 0; \\ J_{\text{куз}} \cdot \ddot{\phi}_k + a_k \cdot \beta_k \cdot (2 \cdot a_k \cdot \dot{\phi}_k - \dot{z}_1 + \dot{z}_2) + \\ + a_k \cdot \mathcal{H}_k \cdot (2 \cdot a_k \cdot \phi_k - z_1 + z_2) = 0. \end{cases} \quad (6.1)$$

Рівняння коливань першого візка:

$$\begin{cases} m_{\text{в}} \cdot \ddot{z}_1 - \beta_k \cdot (\dot{z}_k - \dot{z}_1 + a_k \cdot \dot{\phi}_k) - \mathcal{H}_k \cdot (z_k - z_1 + a_k \cdot \phi_k) + \\ + 2 \cdot \beta_{\text{в}} \cdot \dot{z}_1 + 2 \cdot \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot z_1 = \beta_{\text{в}} \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) + \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot (\eta_1 + \eta_2); \\ J_{\text{в}} \cdot \ddot{\phi}_1 + 2 \cdot \beta_{\text{в}} \cdot a_{\text{в}}^2 \cdot \dot{\phi}_1 + 2 \cdot \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot a_{\text{в}}^2 \cdot \phi_1 = \\ = a_{\text{в}} \cdot [\beta_{\text{в}} \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) + \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot (\eta_1 - \eta_2)]. \end{cases} \quad (6.2)$$

Рівняння коливань другого візка:

$$\begin{cases} m_{\text{в}} \cdot \ddot{z}_2 - \beta_k \cdot (\dot{z}_k - \dot{z}_2 - a_k \cdot \dot{\phi}_k) - \mathcal{H}_k \cdot (z_k - z_2 - a_k \cdot \phi_k) + \\ + 2 \cdot \beta_{\text{в}} \cdot \dot{z}_2 + 2 \cdot \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot z_2 = \beta_{\text{в}} \cdot (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) + \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot (\eta_3 + \eta_4); \\ J_{\text{в}} \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot \beta_{\text{в}} \cdot a_{\text{в}}^2 \cdot \dot{\phi}_2 + 2 \cdot \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot a_{\text{в}}^2 \cdot \phi_2 = \\ = a_{\text{в}} \cdot [\beta_{\text{в}} \cdot (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4) + \mathcal{H}_{\text{в}} \cdot (\eta_3 - \eta_4)]. \end{cases} \quad (6.3)$$

Рівняння коливань візків (6.2) і (6.3) в правій частині містять вирази, що описують збурення з боку колії.

Нерівність колії – зовнішнє збурення системи. На входи моделі збурення подається зі зсувом – транспортним запізненням τ , обумовленим геометричними розмірами і швидкістю руху:

$$\eta_i = \eta(t - \tau_i). \quad (6.4)$$

Вибір виду збурюючого впливу від колії (нерівності колії) залежить від постановки завдання і точності, яка пред'являється до математичної моделі. Для аналізу динамічних навантажень необхідно отримати значення прискорень рухомих частин екіпажа [16]. Підпрограми чисельного інтегрування, які використовуються в пакеті Mathcad, не дозволяють безпосередньо вивести значення других похідних. Для цього скористаємося виведеними рівняннями (6.1). Підставляючи в них параметри екіпажа і отримані значення змінних моделі, отримаємо вирази для прискорення в центрі кузова та в кабіні машиніста:

$$\begin{cases} \ddot{z}_k = \frac{1}{m_{\text{куз}}} \cdot [\beta_k \cdot (-2 \cdot \dot{z}_k + \dot{z}_1 + \dot{z}_2) + \mathcal{H}_k \cdot (-2 \cdot z_k + z_1 + z_2)]; \\ \ddot{\varphi}_k = \frac{a_k}{J_{\text{куз}}} \cdot \left[\beta_k \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2 - 2 \cdot a_k \cdot \dot{\varphi}_k) + \right. \\ \left. + \mathcal{H}_k \cdot (z_1 - z_2 - 2 \cdot a_k \cdot \varphi_k) \right]; \\ \ddot{z}_m = \ddot{z}_k + (a_k + a_\theta) \cdot \ddot{\varphi}_k. \end{cases} \quad (6.5)$$

Для визначення відносних переміщень в гідравлічних гасителях коливань другого ярусу скористаємося наступними співвідношеннями:

$$\begin{cases} z_{01} = z_k + a_k \cdot \varphi_k - z_1; \\ z_{02} = z_k - a_k \cdot \varphi_k - z_2. \end{cases} \quad (6.6)$$

Для чисельного розв'язання одержаної системи диференціальних рівнянь із використанням сучасних програмних засобів її необхідно попередньо привести до нормальної форми Коші. Такий запис є найбільш придатним для реалізації числових методів інтегрування та подальшого моделювання динамічних процесів на комп'ютері.

Перехід від математичної моделі до її програмної реалізації є послідовною процедурою, ефективність якої значною мірою залежить від якості формалізації задачі. Чим повніше та логічніше описано математичну модель, визначено вхідні параметри, змінні стану й початкові умови, тим простішими стають розроблення алгоритму та реалізація обчислювальної програми.

Під час створення програмних моделей складних динамічних систем доцільно заздалегідь розробити структуру алгоритму обчислень і прийняти єдину систему позначень математичних величин та відповідних програмних змінних. Це дозволяє спростити програмування, полегшити перевірку правильності розрахунків і підвищити наочність програмного коду. Приклад відповідності математичних позначень і програмних змінних наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Відповідність математичних і комп'ютерних змінних

№ з/п	Математичні позначення	Комп'ютерні змінні	№ з/п	Математичні позначення	Комп'ютерні змінні
1	z_1	x_0	11	φ_K	x_{10}
2	$\dot{z}_1$	x_1	12	$\dot{\varphi}_K$	x_{11}
3	z_2	x_2	13	η_1	n_1
4	$\dot{z}_2$	x_3	14	$\dot{\eta}_1$	n_{11}
5	z_K	x_4	15	η_2	n_2
6	$\dot{z}_K$	x_5	16	$\dot{\eta}_2$	n_{22}
7	φ_1	x_6	17	η_3	n_3
8	$\dot{\varphi}_1$	x_7	18	$\dot{\eta}_3$	n_{33}
9	φ_2	x_8	19	η_4	n_4
10	$\dot{\varphi}_2$	x_9	20	$\dot{\eta}_4$	n_{44}

Величина запізнювання нерівності визначається з геометричних розмірів і швидкості руху екіпажа ($n_0 = 0,005$).

Частота кінематичного збурення з боку колії визначається як:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{V_e}{l_\kappa}, \quad (6.7)$$

де V_e – швидкість руху екіпажа, м/с.

l_κ – довжина нерівності колії, м.

Функції, що описують переміщення і швидкості нерівності колії під кожною з осей визначаються як:

$$n_1(t) = n_0 \cdot \sin(\omega \cdot t); \quad (6.8)$$

$$n_{11}(t) = \omega \cdot n_0 \cdot \cos(\omega \cdot t); \quad (6.9)$$

$$n_2(t) = n_1 \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\epsilon}{V_e} \right); \quad (6.10)$$

$$n_{22}(t) = n_{11} \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\epsilon}{V_e} \right); \quad (6.11)$$

$$n_3(t) = n_1 \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\kappa}{V_e} \right); \quad (6.12)$$

$$n_{33}(t) = n_{11} \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\kappa}{V_e} \right); \quad (6.13)$$

$$n_4(t) = n_1 \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\kappa + a_\epsilon}{V_e} \right); \quad (6.14)$$

$$n_{44}(t) = n_{11} \cdot \left(t - 2 \cdot \frac{a_\kappa + a_\epsilon}{V_e} \right). \quad (6.15)$$

Праві частини рівнянь у формі Коші для обраних позначень заносимо до символного вектора H рівняння руху:

$$H(t, x) = \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{1}{m_\epsilon} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\epsilon \cdot (n_{11}(t) + n_{22}(t) - 2 \cdot x_1) + \\ + \mathcal{H}_\epsilon \cdot (n_1(t) + n_2(t) - 2 \cdot x_0) + \\ + \beta_\kappa \cdot (x_5 - x_1 + x_{11} \cdot a_\kappa) + \\ + \mathcal{H}_\kappa \cdot (x_4 - x_0 + x_{10} \cdot a_\kappa) \end{array} \right] \\ x_3 \\ \frac{1}{m_\epsilon} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\epsilon \cdot (n_{33}(t) + n_{44}(t) - 2 \cdot x_3) + \\ + \mathcal{H}_\epsilon \cdot (n_3(t) + n_4(t) - 2 \cdot x_2) + \\ + \beta_\kappa \cdot (x_5 - x_3 + x_{11} \cdot a_\kappa) + \\ + \mathcal{H}_\kappa \cdot (x_4 - x_2 + x_{10} \cdot a_\kappa) \end{array} \right] \\ x_5 \\ \frac{1}{m_{\kappa\gamma\beta}} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\kappa \cdot (x_1 + x_3 - 2 \cdot x_5) + \\ + \mathcal{H}_\kappa \cdot (x_0 + x_2 - 2 \cdot x_4) \end{array} \right] \\ x_7 \\ \frac{a_\epsilon}{J_\epsilon} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\epsilon \cdot (n_{11}(t) - n_{22}(t) - 2 \cdot x_7 \cdot a_\epsilon) + \\ + \mathcal{H}_\epsilon \cdot (n_1(t) - n_2(t) - 2 \cdot x_6 \cdot a_\epsilon) \end{array} \right] \\ x_9 \\ \frac{a_\epsilon}{J_\epsilon} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\epsilon \cdot (n_{33}(t) - n_{44}(t) - 2 \cdot x_9 \cdot a_\epsilon) + \\ + \mathcal{H}_\epsilon \cdot (n_3(t) - n_4(t) - 2 \cdot x_8 \cdot a_\epsilon) \end{array} \right] \\ x_{11} \\ \frac{a_\kappa}{J_{\kappa\gamma\beta}} \cdot \left[\begin{array}{l} \beta_\kappa \cdot (x_1 - x_3 - 2 \cdot x_{11} \cdot a_\kappa) + \\ + \mathcal{H}_\kappa \cdot (x_0 - x_2 - 2 \cdot x_{10} \cdot a_\kappa) \end{array} \right] \end{bmatrix}. \quad (6.16)$$

Для вирішення системи диференціальних рівнянь використовується адаптивний метод з автоматичним вибором кроку:

$$G = Rkadapt(x, 0, T_m, N_1, H), \quad (6.17)$$

де $x = (0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)^T$; $T_m = 4$; $N_1 = 200$.

Цей метод має велику швидкість порівняно з класичним методом Рунге-Кута.

У результаті в матриці G формуються рішення заданої системи у вигляді стовпців. Стовпець з індексом 0 – час, далі – змінні. Для зручності перетворення результатів і побудови графіків доцільно вводити нові змінні. При перетвореннях елементів масивів даних слід використовувати індекси або векторизацію обчислень.

Отримані результати розрахунків слід представити в графічному вигляді, як залежності:

- переміщення від часу (для першого, другого візків і кузова);
- кута повороту від часу (для першого, другого візків і кузова);
- швидкості маси від її лінійного переміщення (фазові діаграми для першого, другого візків і кузова);
- сили в гасителі коливань від швидкості.

Побудовані часові залежності, фазові траєкторії та характеристики роботи гасителів коливань дозволяють комплексно оцінити динамічні властивості екіпажа у вертикальній поздовжній площині. Аналіз отриманих результатів дає можливість визначити амплітуди та частоти коливань окремих елементів екіпажної частини, оцінити ефективність роботи ресорного підвішування й демпфувальних пристроїв, а також виявити можливі режими підвищеної динамічної навантаженості.

Дослідження вертикальних коливань є важливим етапом аналізу динаміки локомотива, однак не дає повного уявлення про особливості його

взаємодії з рейковою колією. Під час руху локомотива поряд із вертикальними виникають також горизонтальні коливання, які істотно впливають на стійкість руху, плавність проходження прямих і кривих ділянок колії, а також на інтенсивність зношування коліс і рейок [17].

Тому завершальним етапом курсової роботи є дослідження бічних коливань жорсткого двовісного візка, що дозволяє оцінити його поведінку під час руху прямою ділянкою колії та проаналізувати умови забезпечення стійкого руху екіпажа.

7 ВИЗНАЧЕННЯ БІЧНИХ КОЛИВАНЬ ЖОРСТКОГО ДВОВІСНОГО ВІЗКА НА ПРЯМІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ

Під час руху рейковим шляхом екіпаж локомотива здійснює не лише вертикальні, а й горизонтальні коливання, характер яких істотно впливає на стійкість руху, безпеку експлуатації та інтенсивність взаємодії коліс із рейками. До найбільш характерних горизонтальних форм руху належать бічне віднесення та виляння візка, які виникають унаслідок особливостей контакту коліс із рейками та кінематики руху колісних пар.

Основною причиною виникнення бічних коливань є конічність поверхонь кочення коліс [3]. При поперечному зміщенні колісної пари змінюються ефективні радіуси кочення лівого і правого коліс, унаслідок чого виникає різниця пройдених ними шляхів. Це призводить до самовільного звивистого руху колісної пари відносно осі колії, який супроводжується появою горизонтальних сил і моментів, що діють на елементи екіпажної частини.

У процесі такого руху в зоні контакту колеса з рейкою виникає пружне проковзування (крип), унаслідок якого формуються поздовжні та поперечні контактні сили [2]. Саме ці сили визначають характер взаємодії екіпажа з

рейковою колією, впливають на стійкість руху, плавність проходження прямих і кривих ділянок колії, а також інтенсивність зношування коліс і рейок.

Для інженерного аналізу бічної динаміки локомотива широко застосовується лінійна теорія крипу, відповідно до якої дотична сила в контакті колеса з рейкою пропорційна швидкості відносного проковзування [7]. Такий підхід забезпечує достатню точність при дослідженні малих відхилень екіпажа від положення рівноваги та є основою більшості математичних моделей бічних коливань.

За лінійною теорією крипу (теорією Картера) дотична сила визначається співвідношенням:

$$F = -K \cdot \frac{u}{v}, \quad (7.1)$$

де F – дотична сила;

K – коефіцієнт крипу;

u – швидкість проковзування колеса по рейці;

v – швидкість руху колісної пари уздовж колії.

Коефіцієнт крипу залежить від нормального навантаження в зоні контакту, пружних властивостей контактуючих поверхонь, умов взаємодії колеса з рейкою та величини відносного проковзування. Для виконання інженерних розрахунків, коли необхідно отримати оцінку динамічних характеристик системи без надмірного ускладнення математичної моделі, широко застосовується спрощена залежність, запропонована Картером,

$$K = 800 \cdot \sqrt{10 \cdot P_k \cdot r_k} \quad (7.2)$$

або формула Мюллера

$$K = 235 \cdot P_{\kappa} - 2,4 \cdot P_{\kappa}^2 + 0,01 \cdot P_{\kappa}^3, \quad (7.3)$$

де K – коефіцієнт криму, кН;

P_{κ} – навантаження від колеса на рейку, кН;

r_{κ} – радіус бандажа по колу кочення при відсутності поперечного і кутового відхилення візка, м.

Рух електричного рухомого складу як багатомасової механічної системи характеризується складною взаємодією її елементів та супроводжується нелінійними процесами, зумовленими насамперед силовою взаємодією коліс із рейковою колією [13]. Побудова математичної моделі такої системи потребує введення певних припущень, які дають змогу зберегти основні закономірності динамічного процесу та водночас забезпечити можливість виконання інженерних розрахунків.

Одним із поширених припущень є вважати зв'язки буксових вузлів із рамою візка абсолютно жорсткими [1]. За такого припущення пружними деформаціями цих елементів можна знехтувати, а сам візок розглядати як жорстке тіло, що рухається прямою ділянкою колії з постійною швидкістю. У цьому випадку його рух у горизонтальній площині описується двома ступенями вільності (рисунок 7.1), що є достатнім для аналізу основних закономірностей виникнення бічних коливань та оцінювання стійкості руху.

Для жорсткого візка з конічними бандажами рух в прямій ділянці колії описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_{\kappa} \cdot \ddot{y} + 4 \cdot \frac{K}{V_e} \cdot \dot{y} + 4 \cdot K \cdot \varphi_{\kappa} = 0; \\ J_z \cdot \ddot{\varphi}_{\kappa} + 4 \cdot \frac{K \cdot (a_{\kappa}^2 + s^2)}{V_e} \cdot \dot{\varphi}_{\kappa} + 4 \cdot \frac{K \cdot s \cdot i_{\kappa}}{r_{\kappa}} \cdot y + \mathcal{K}_{\kappa} \cdot \varphi_{\kappa} = 0, \end{cases} \quad (7.4)$$

де y – поперечне переміщення центру мас візка, м;

φ_θ – кут повороту візка щодо вертикальної осі, рад;

m_θ – маса візка, т;

J_z – момент інерції візка щодо вертикальної осі, $\text{т} \cdot \text{м}^2$;

$2 \cdot a_\theta$ – база візка, м;

$\mathcal{H}_\kappa$ – кутова жорсткість зв'язків візка з кузовом, $\text{кН} \cdot \text{м/рад}$;

i_θ – кут нахилу утворюючої бандажа, $i_\theta = 0,05$ рад;

$2 \cdot s$ – відстань між колами кочення коліс, м;

K – коефіцієнт крипу, кН ;

V_e – швидкість руху екіпажа, м/с .

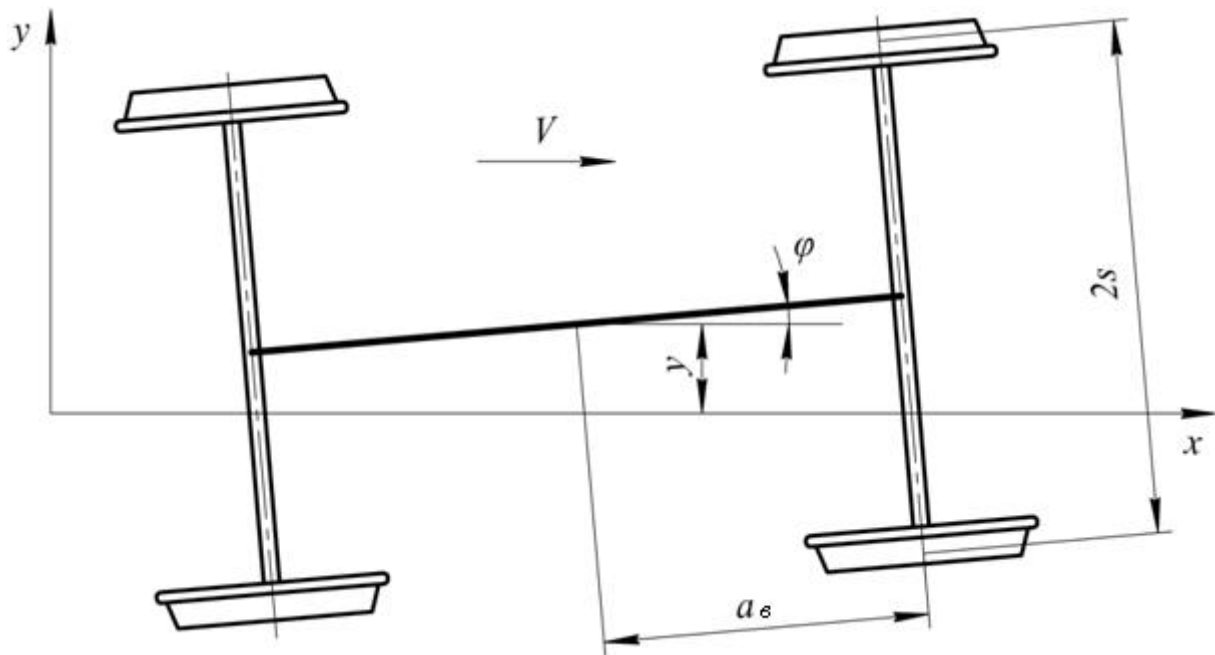


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема руху жорсткого візка
на прямій ділянці колії

Рух даної системи залежить від сил взаємодії колеса і рейки. Кутовий пружний зв'язок візка з кузовом забезпечує цій системі стійкість.

Для чисельного рішення задачі перетворимо систему (7.4) до форми Коші:

$$H(t, y) = \begin{bmatrix} y_1 \\ \frac{4 \cdot K}{m_{\theta}} \cdot \left(\frac{-y_1}{V_e} + y_2 \right) \\ y_3 \\ \frac{-1}{J_z} \cdot 4 \cdot (a_{\theta}^2 + s^2) \cdot K \cdot \frac{y_3}{V_e} + 4 \cdot s \cdot K \cdot i_{\theta} \cdot \frac{y_0}{r_{\kappa}} + \mathcal{K}_{\kappa} \cdot y_2 \end{bmatrix}, \quad (7.5)$$

де t – час, с.

Розв'язок проведемо при ненульових початкових умовах, які відповідають зміщенню візка в поперечному напрямку на 5 мм.

$$G = rkfixed(y, 0, T_{\max}, N_2, H), \quad (7.6)$$

де $T_{\max} = 3$; $N_2 = 1000$;

$$y = \begin{pmatrix} 0,005 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (7.7)$$

У курсовій роботі результати моделювання доцільно подати у вигляді фазових діаграм, що дозволяють оцінити характер коливального процесу, наявність перехідних і усталених режимів, а також зробити висновки щодо стійкості руху системи. Аналіз фазових траєкторій дає можливість якісно визначити поведінку динамічної системи та виявити можливі ознаки нестійких або слабо демпфованих коливань [14].

Отримані результати слід розглядати як узагальнену характеристику бічної динаміки екіпажа на прямій ділянці колії, що враховує вплив сил крипу, інерційних властивостей системи та геометрії контакту «колесо–рейка». Порівняння результатів для різних режимів руху дозволяє оцінити

умови виникнення автоколивальних процесів, а також межі стійкого руху візка.

Таким чином, виконані в курсовій роботі розрахунки охоплюють послідовний аналіз динаміки тягового привода та екіпажної частини локомотива, починаючи від геометричних і силових характеристик передач і та завершуючи дослідженням просторових коливальних процесів. Це дозволяє сформувати цілісне уявлення про взаємозв'язок конструктивних параметрів рухомого складу з його динамічними властивостями та умовами стійкого руху.

ПІДГОТОВКА ДО ЗАХИСТУ ТА ПОРЯДОК ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Після завершення виконання та оформлення курсова робота переплітається (або брошурується) та подається керівнику для перевірки. До захисту допускаються здобувачі вищої освіти, які виконали курсову роботу в повному обсязі відповідно до встановлених вимог та отримали позитивний висновок керівника. Захист курсової роботи проводиться перед комісією у складі двох викладачів кафедри.

До захисту здобувач вищої освіти повинен підготувати стислу доповідь, у якій необхідно чітко, логічно та лаконічно викласти основні положення виконаної роботи. Доповідь за потреби може супроводжуватися презентацією або іншими демонстраційними матеріалами. Особливу увагу доцільно приділити обґрунтуванню актуальності теми, меті, об'єкту, предмету та завданням дослідження, отриманим результатам, сформульованим висновкам і практичним рекомендаціям.

Доцільно заздалегідь підготуватися до можливих уточнюючих запитань, що стосуються фізичної сутності прийнятих у роботі допущень,

вибору розрахункових схем та інтерпретації отриманих результатів. Особливу увагу слід приділити розумінню зв'язку між конструктивними параметрами тягового привода та його динамічними характеристиками.

Рекомендується також повторно переглянути основні розрахункові залежності, графіки та таблиці, щоб впевнено орієнтуватися у матеріалі під час захисту.

Під час виступу важливо дотримуватися регламенту часу та викладати матеріал у логічній послідовності, уникаючи надмірного заглиблення в проміжні математичні викладки. Основний акцент слід робити на постановці задачі, прийнятій моделі та отриманих інженерних результатах.

У разі використання презентації рекомендується забезпечити її наочність, чіткість графічного матеріалу та мінімальну перевантаженість текстом.

Після завершення доповіді здобувач вищої освіти відповідає на запитання членів комісії, демонструючи рівень теоретичної підготовки, уміння аналізувати отримані результати та обґрунтовувати прийняті технічні рішення. Запитання можуть стосуватися як безпосередньо змісту курсової роботи, так і теоретичних положень освітнього компонента «Конструкція та динаміка електричного рухомого складу», принципів роботи, конструктивних особливостей, динамічних процесів та експлуатації електричного рухомого складу.

Під час оцінювання захисту комісія враховує якість виконання та оформлення курсової роботи, зміст і логічність доповіді, повноту та аргументованість відповідей на поставлені запитання, а також рівень професійних знань і компетентностей, продемонстрованих здобувачем вищої освіти. Оцінювання курсової роботи здійснюється відповідно до чинної системи оцінювання результатів навчання із виставленням оцінки за національною чотирибальною шкалою («відмінно», «добре», «задовільно», «незадовільно»), стобальною шкалою та шкалою ECTS.

Список літератури

- 1 Панченко С. В., Бабаєв М. М., Блиндюк В. С., Нерубацький В. П. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу: підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 1. 280 с.
2. Панченко С. В., Бабаєв М. М., Блиндюк В. С., Нерубацький В. П. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу: підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 2. 204 с.
3. Панченко С. В., Бабанін О. Б., Каграманян А. О., Дацун Ю. М. Теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту: підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. 363 с.
4. Далека В. Х., Хворост М. В., Скуріхін В. І., Скуріхін Д. І. Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина: навч. посібник. Харків: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 388 с.
5. Solonenko V. G., Musayev J. S., Makhmetova N. M., Malik A. A., Yermoldina G. T., Akhatov S. T., Ivanovtseva N. V. Dynamic analysis of railway vehicle–track interaction: Modeling elastic–viscous track properties and experimental validation. *Applied Sciences*. 2025. Vol. 15, Iss. 13. 7152. <https://doi.org/10.3390/app15137152>.
6. Khromova G., Mirsalixov B., Zabiyeveva A. Dynamic calculation of a modernized design of a motor carriage subway car with justification of the strength parameters. *Vibroengineering Procedia*. 2025. Vol. 60. 25457. <https://doi.org/10.21595/vp.2025.25457>.
7. Fomin O., Prokopenko P. Assessment of the quality indicators of the carriage movement by directly measuring the forces of interaction between the wheels and rails. *Scientific Letters of the University of Zilina*. 2024. Vol. 26, Iss. 3. P. B155–B166. <https://doi.org/10.26552/com.C.2024.030>.
8. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Korendiy V. Evaluation of the ride smoothness of railway rolling stock with a pneumatic suspension system.

Mechatronic Systems and Materials Proceedings. 2026. Vol. 1. 25361.
<https://doi.org/10.21595/msmp.2025.25361>.

9. Dong W., Sun K., Ding B., Yin J. Exploration and practice of high speed EMU digital train based on digital twin. *High-speed Railway*. 2025. Vol. 3, Iss. 1. P. 54–63. <https://doi.org/10.1016/j.hspr.2025.01.004>.

10. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Royko Y., Hermaniuk Y., Tereshchak Y., Pulariia A. Determining the dynamic indicators of the pneumatic spring for high-speed rolling stock in the zone of a rail joint along a railroad track. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. Vol. 6, No. 7(132). P. 65–74. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.315183>.

11. EN 14363:2016. Railway applications – Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Running behaviour and stationary tests. Brussels : CEN, 2016. 154 p.

12. EN 13749:2011. Railway applications – Wheelsets and bogies – Methods of specifying the structural requirements of bogie frames. Brussels : CEN, 2011. 46 p.

13. UIC Leaflet 505-1. Railway vehicle construction – Gauge – Rolling stock. Paris : International Union of Railways (UIC), 2010. 52 p.

14. UIC Leaflet 518. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality. Paris : UIC, 2009. 93 p.

15. IEC 61373:2010. Railway applications – Rolling stock equipment – Shock and vibration tests. Geneva : International Electrotechnical Commission, 2010. 52 p.

16. EN 15227:2020. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. Brussels : European Committee for Standardization, 2020. 78 p.

17. ISO 3381:2011. Railway applications – Acoustics – Measurement of noise inside railbound vehicles. Geneva, 2011. 33 p.

ДОДАТОК А

Вихідні дані до виконання курсової роботи

Таблиця А.1 – Вихідні дані до виконання курсової роботи

№ вар.	Параметри							
	D_k , м	ζ , мм	m_y , кг	J_y , кг·м ²	β , кН·с/м	L , м	l , м	m_k , кг
1	1,04	0,72	1445	60	90	1,11	1,3	3000
2	1,05	0,75	1450	61	89	1,12	1,4	3020
3	1,06	0,78	1455	62	88	1,13	1,5	3040
4	1,07	0,81	1460	63	87	1,14	1,6	3060
5	1,08	0,84	1465	64	86	1,15	1,7	3080
6	1,09	0,87	1470	65	85	1,16	1,8	3100
7	1,10	0,90	1475	66	84	1,17	1,9	3120
8	1,11	0,93	1480	67	83	1,18	2,0	3140
9	1,12	0,96	1485	68	82	1,19	2,1	3160
10	1,13	0,99	1490	69	81	1,20	2,2	3180
11	1,14	1,02	1495	70	80	1,21	2,3	3200
12	1,15	1,05	1500	71	79	1,22	2,4	3220
13	1,16	1,08	1505	72	78	1,23	2,5	3240
14	1,17	1,11	1510	73	77	1,24	2,6	3260
15	1,18	1,14	1515	74	76	1,25	2,7	3280
16	1,19	1,17	1520	75	75	1,26	2,8	3300
17	1,20	1,20	1525	76	74	1,27	2,9	3320
18	1,21	1,23	1530	77	73	1,28	3,0	3340
19	1,22	1,26	1535	78	72	1,29	3,1	3360
20	1,23	1,29	1540	79	71	1,30	3,2	3380
21	1,24	1,32	1545	80	70	1,31	3,3	3400
22	1,25	1,35	1550	81	69	1,32	3,4	3420

Продовження таблиці А.1

№ вар.	Параметри							
	J_k , кг·м ²	E , Н/мм ²	V_z , км/год	V_k , км/год	$V_{яг}$, м/с	$P_{ог}$, кВт	K_g	D , мм
1	2000	3,0	47,5	89	21	700	120	171
2	2010	3,1	47,6	90	22	705	121	172
3	2020	3,2	47,7	91	23	710	122	173
4	2030	3,3	47,8	92	24	715	123	174
5	2040	3,4	47,9	93	25	720	124	175
6	2050	3,5	48,0	94	26	725	125	176
7	2060	3,6	48,1	95	27	730	126	177
8	2070	3,7	48,2	96	28	735	127	178
9	2080	3,8	48,3	97	29	740	128	179
10	2090	3,9	48,4	98	30	745	129	180
11	2100	4,0	48,5	99	31	750	130	181
12	2110	4,1	48,6	100	32	755	131	182
13	2120	4,2	48,7	101	33	760	132	183
14	2130	4,3	48,8	102	34	765	133	184
15	2140	4,4	48,9	103	35	770	134	185
16	2150	4,5	49,0	104	36	775	135	186
17	2160	4,6	49,1	105	37	780	136	187
18	2170	4,7	49,2	106	38	785	137	188
19	2180	4,8	49,4	107	39	790	138	189
20	2190	4,9	49,6	108	40	795	139	190
21	2200	5,0	49,8	109	41	800	140	191
22	2210	5,1	50,0	110	42	805	141	192

Продовження таблиці А.1

№ вар.	Параметри							
	$m_{\text{в}},$ т	$m_{\text{куз}},$ т	$J_{\text{в}},$ кг·м ²	$J_{\text{куз}},$ кг·м ²	$\mathcal{J}_{\text{в}},$ Н/мм	$\mathcal{J}_{\text{к}},$ Н/мм	$\beta_{\text{в}},$ кН·с/м	$\beta_{\text{к}},$ кН·с/м
1	7,0	54,0	10,0	65,0	2800	2420	15	85
2	7,1	54,2	10,1	65,3	2810	2430	16	86
3	7,2	54,4	10,2	65,6	2820	2440	17	87
4	7,3	54,6	10,3	65,9	2830	2450	18	88
5	7,4	54,8	10,4	66,2	2840	2460	19	89
6	7,5	55,0	10,5	66,5	2850	2470	20	90
7	7,6	55,2	10,6	66,8	2860	2480	21	91
8	7,7	55,4	10,7	67,1	2870	2490	22	92
9	7,8	55,6	10,8	67,4	2880	2500	23	93
10	7,9	55,8	10,9	67,7	2890	2510	24	94
11	8,0	56,0	11,0	68,0	2900	2520	25	95
12	8,1	56,2	11,1	68,3	2910	2530	26	96
13	8,2	56,4	11,2	68,6	2920	2540	27	97
14	8,3	56,6	11,3	68,9	2930	2550	28	98
15	8,4	56,8	11,4	69,2	2940	2560	29	99
16	8,5	57,0	11,5	69,5	2950	2570	30	100
17	8,6	57,2	11,6	69,8	2960	2580	31	101
18	8,7	57,4	11,7	70,1	2970	2590	32	102
19	8,8	57,6	11,8	70,4	2980	2600	33	103
20	8,9	57,8	11,9	70,7	2990	2610	34	104
21	9,0	58,0	12,0	71,0	3000	2620	35	105
22	9,1	58,2	12,1	71,3	3010	2630	36	106

Продовження таблиці А.1

№ вар.	Параметри							
	a_6 , м	a_k , м	V_e , м/с	l_k , м	P_k , кН	r_k , м	J_z , т·м ²	s , м
1	1,20	3,42	26,0	20,0	91	0,58	18,0	0,60
2	1,22	3,44	26,5	20,5	92	0,59	18,2	0,61
3	1,24	3,46	27,0	21,0	93	0,60	18,4	0,62
4	1,26	3,48	27,5	21,5	94	0,61	18,6	0,63
5	1,28	3,50	28,0	22,0	95	0,62	18,8	0,64
6	1,30	3,52	28,5	22,5	96	0,58	19,0	0,65
7	1,32	3,54	29,0	23,0	97	0,59	19,2	0,66
8	1,34	3,56	29,5	23,5	98	0,60	19,4	0,67
9	1,36	3,58	30,0	24,0	99	0,61	19,6	0,68
10	1,38	3,60	30,5	24,5	100	0,62	19,8	0,69
11	1,40	3,62	31,0	25,0	101	0,58	20,0	0,70
12	1,42	3,64	31,5	25,5	102	0,59	20,2	0,71
13	1,44	3,66	32,0	26,0	103	0,60	20,4	0,72
14	1,46	3,68	32,5	26,5	104	0,61	20,6	0,73
15	1,48	3,70	33,0	27,0	105	0,62	20,8	0,74
16	1,50	3,72	33,5	27,5	106	0,58	21,0	0,75
17	1,52	3,74	34,0	28,0	107	0,59	21,2	0,76
18	1,54	3,76	34,5	28,5	108	0,60	21,4	0,77
19	1,56	3,78	35,0	29,0	109	0,61	21,6	0,78
20	1,58	3,80	35,5	29,5	110	0,62	21,8	0,79
21	1,60	3,82	36,0	30,0	111	0,58	22,0	0,80
22	1,62	3,84	36,5	30,5	112	0,59	22,2	0,81

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з освітнього компонента

«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 02.10.2026 р.

Умовн. друк. арк. 3,0. Тираж . Замовлення № .

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

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