

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра автоматизованих систем електричного транспорту**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання курсового проекту  
з дисципліни**

***«КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА ЕРС»***

**Харків - 2014**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри автоматизованих систем електричного транспорту 20 грудня 2012 р., протокол № 6.

Рекомендуються для студентів спеціальності 05070203 “Електричний транспорт” денної та заочної форм навчання.

Укладачі:

доц. Ю.О. Ярошок,  
асист. В.П. Нерубацький

Рецензент

доц. А.Ф. Агулов

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту  
з дисципліни

*«КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА ЕРС»*

Відповідальний за випуск Нерубацький В.П.

Редактор Буранова Н.В.

---

Підписано до друку 20.02.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 50. Замовлення №

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

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “Автоматизовані системи електричного транспорту”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсового проекту

з дисципліни

*“КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА ЕРС”*

Харків 2013

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри автоматизованих систем електричного транспорту 20 грудня 2012 р., протокол № 6.

Рекомендуються для студентів спеціальності 05070203 “Електричний транспорт” денної та заочної форм навчання.

Укладачі:

доц. Ю.О. Ярошок,  
асист. В.П. Нерубацький

Рецензент

доц. А.Ф. Агулов

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Завдання та загальні вказівки до виконання курсового проекту.....	5
2 Геометричний розрахунок тягової зубчастої передачі.....	7
3 Визначення реакцій тягового привода на рушійну колісну пару і на раму візка.....	10
4 Розрахунок гумометалевого амортизатора підвішування ТЕД.....	13
5 Розрахунок амплітудно-частотної характеристики передачі.....	17
6 Визначення динамічних навантажень у зубчастому зачепленні і на підвішуванні.....	24
Список літератури.....	25
Додаток А Варіанти завдання на курсовий проект.....	26

## ВСТУП

Одним з найважливіших завдань технічного прогресу на транспорті є оснащення залізниць України новими, більш потужними локомотивами, підвищення їх економічності та експлуатаційної надійності. Успішне вирішення поставлених завдань залежить не тільки від правильно розроблених конструкцій, технології виготовлення агрегатів та вузлів, але і від існуючої планово-попереджувальної системи технічного обслуговування і ремонту локомотивів.

При проектуванні локомотива необхідно враховувати не тільки вимоги щодо міцності деталей і конструкцій, але й забезпечувати необхідні динамічні якості. У зв'язку з цим необхідно на основі аналізу коливань підресорених мас, зокрема пружно підвішеного тягового двигуна, робити правильний вибір параметрів ресорного підвішування локомотива і параметрів тягового привода.

У курсовому проекті розглядаються питання міцності і динаміки тягового привода вантажного електровоза. Для вирішення поставлених питань використовуються сучасні комп'ютерні засоби.

## **1 ЗАВДАННЯ ТА ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ**

Темою курсового проекту є розрахунок основних параметрів тягового привода електрорухомого складу (ЕРС) та визначення динамічних навантажень у тяговій передачі при русі екіпажу по періодичних нерівностях колії.

Курсовий проект включає в себе такі складові частини:

- 1 геометричний розрахунок тягової зубчастої передачі;
- 2 визначення реакцій тягового привода на рушійну колісну пару і на раму візка;
- 3 розрахунок гумометалевого амортизатора підвішування ТЕД;
- 4 розрахунок амплітудно-частотної характеристики передачі;
- 5 визначення динамічних навантажень у зубчастому зачепленні і на підвішуванні;
- 6 графічна частина проекту, яка видається викладачем кожному студенту індивідуально (викреслюється на форматі А1).

Вихідні дані до виконання курсового проекту наведені в додатку А.

При виконанні курсового проекту необхідно дотримуватися таких положень:

1 Пояснювальна записка до курсового проекту пишеться чорнилами на стандартних аркушах розміром 210×297; на обкладинці пояснювальної записки необхідно зазначити дисципліну, шифр роботи, спеціальність, прізвище, ініціали і шифр групи студента.

2 Пояснювальна записка має бути написана охайно, зрозумілим почерком, без скорочення слів або набрана на комп'ютері.

3 Розрахунки потрібно супроводжувати поясненнями. Розрахункові формули подаються спочатку у загальному вигляді з застосуванням прийнятих літерних позначень, після чого слід підставити у формулу числові величини, а потім проставити результат.

Необхідно навести пояснення величин, що входять у формулу, обов'язково проставляючи для отриманих величин їх розмірності. При виборі необхідних розрахункових величин і параметрів, використанні таблиць, формул, довідкових матеріалів необхідно робити посилання на джерела; використану літературу (автор, назва книги, рік видання) слід подати в кінці пояснювальної записки. Матеріал слід надавати з дотриманням прийнятої в технічній літературі термінології.

4 Графічна частина роботи (ескізи, рисунки, креслення) виконуються відповідно до прийнятих державних стандартів.

5 Сторінки пояснювальної записки, ілюстрації, таблиці і графіки мають бути пронумеровані. Необхідно, щоб таблиці мали назву, ілюстрації та графіки – підписуночі підписи.

6 Курсовий проект обов'язково підписується студентом і ставиться дата його виконання.



## 2 ГЕОМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЯГОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

У проекті розглядається вантажний електровоз, прототипом якого є електровоз ВЛ80 (ВЛ10). Для заданого електровоза необхідно визначити тип підвішування тягового електричного двигуна (ТЕД) і тип тягової передачі.

Частоту обертання колісної пари в годинному режимі можна визначити як

$$n_{кГ} = 5,3 \cdot \frac{V_{Г}}{D_{К}},$$

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

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

$D_{К}$  – діаметр колісної пари, м.

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

$$n_{\max} = 5,3 \cdot \frac{V_{К}}{D_{К}}. \quad (2.2)$$

Передатне число  $\mu$  можна визначити із співвідношення

$$\mu = \frac{n_{яГ}}{n_{кГ}} = \frac{z_{К}}{z_{ш}},$$

де  $z_{К}$  та  $z_{ш}$  – кількість зубів колеса та шестерні відповідно.

Перед початком розрахунку кількості зубів та передатного числа слід за допомогою довідкової літератури визначити, чому на практиці дорівнюють значення  $z_{К}$ ,  $z_{ш}$  та  $\mu$  для електровоза ВЛ80 (ВЛ10).

Частота обертання якоря ТЕД у годинному режимі визначається як

$$n_{яГ} = \frac{V_{яГ} \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot D_{я}},$$

де  $V_{яг}$  – лінійна швидкість якоря при роботі його в годинному режимі,  $V_{яг} = 25 \div 33$  м/с;

$D_{я}$  – діаметр якоря ТЕД, мм, який визначається з виразу

$$D_{я} = K_B \cdot \sqrt{\frac{P_{дг}}{V_{яг}}},$$

де  $P_{дг}$  – годинна потужність ТЕД, кВт (обирається за довідковою літературою відповідно до заданого типу електровоза).

Для ізоляції класу  $B$  приймають  $K_B = 120 \dots 150$ .

Модуль передачі  $m$  можна визначити за графіком, поданим на рисунку 2.1, залежно від величини крутного моменту  $M_{яг}/K$ , що передається одним кінцем вала якоря.

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

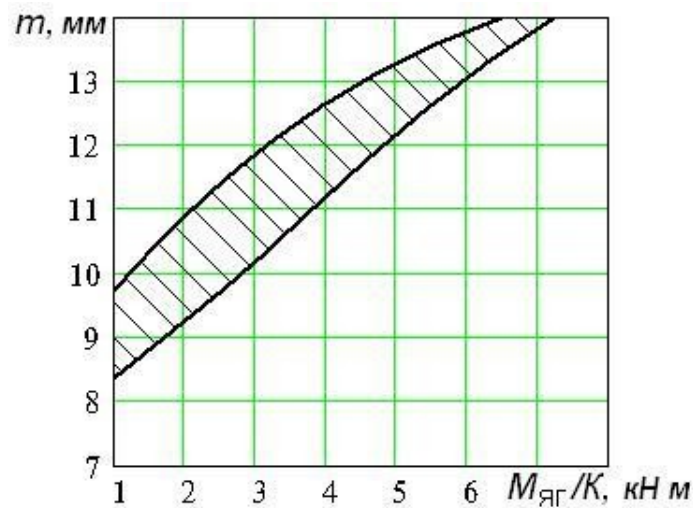


Рисунок 2.1 – Залежність модуля передачі від крутного моменту

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

$$M_{яг} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_{дг}}{n_{яг}}. \quad (2.6)$$

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

$$z_{Kmax} = \frac{D_K - 2 \cdot (h + S_K + h_X + \Delta_{K3})}{m},$$

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

$S_K$  – товщина кожуха,  $S_K \geq 5$  мм;

$h_X$  – висота головки зуба,  $h_X = m$ ;

$\Delta_{K3}$  – зазор між кожухом та головкою зуба,  $\Delta_{K3} \geq 5$  мм.

При остаточному визначенні кількості зубів  $z_{III}$  та  $z_K$  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

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

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

$$Ц = \frac{m}{2} \cdot (z_{III} + z_K) + 0,5 \cdot m,$$

де 0,5 – корекція зачеплення для малої шестерні.

Значення формули (2.9) має задовольняти практичну рекомендацію виразу (2.8). Приблизне значення радіуса  $R$  зубчастого колеса знаходиться як відповідна частка централі  $Ц$  з формули (2.9)

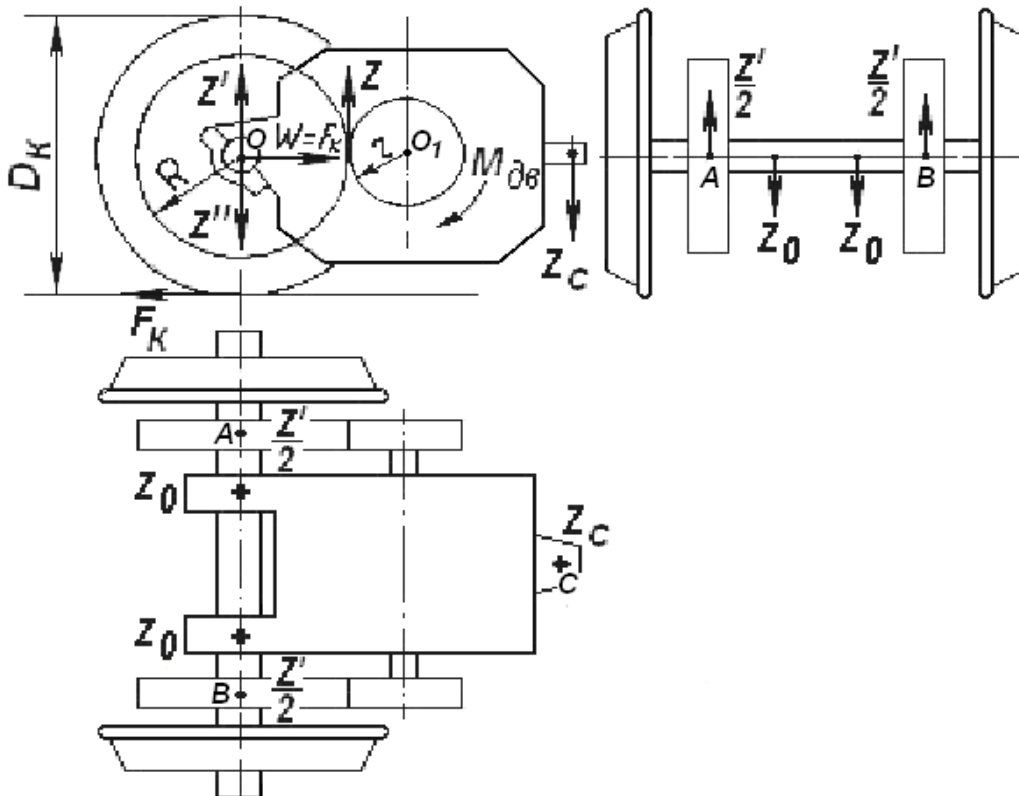
$$R = \frac{m}{2} \cdot z_K + 0,25 \cdot m.$$

(2.10)

### **3 ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ ТЯГОВОГО ПРИВОДА НА РУШІЙНУ КОЛІСНУ ПАРУ І НА РАМУ ВІЗКА**

При роботі привода відбувається перерозподіл навантажень від ваги тягового двигуна, що передається на точки опори: вісь

колісної пари та раму візка (при опорно-осьовому підвішуванні ТЕД), (рисунок 3.1).



Сили, спрямовані донизу, позначені хрестиком, а вгору – крапкою

Рисунок 3.1 – Схема опорно-осьового підвішування тягового двигуна

Сила тяги, що реалізується колісною парою в годинному режимі:

$$F_K = 3,6 \cdot \frac{P_{ДТ}}{V_T} \cdot \eta_{зп}, \quad (3.1)$$

де 3,6 – коефіцієнт, що враховує одиниці виміру величин;  
 $\eta_{зп} = 0,97 \dots 0,98$  – ККД зубчастої передачі тягового привода.

На колісну пару діє обертальний момент:

$$M = \frac{F_K \cdot D_K}{2}.$$

З іншого боку, цей момент дорівнює:

$$M = Z \cdot R.$$

Отже,

$$Z = |Z'| = \frac{M}{R},$$

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

Прикладемо до осі колісної пари дві однакові і 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  $F_k$ . Сила, що лишилась неврівноваженою, передається на вісь колісної пари в точках  $A$  та  $B$  зубчастих коліс.

Дія сили на зуб шестірні на валу двигуна завдяки електромагнітному зв'язку між якорем та корпусом двигуна розподіляється в усталеному режимі між носиком корпусу 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:

$$Z_{\text{стяг}} = \frac{R}{L} \cdot Z' = \frac{M}{L},$$

де  $L$  – база підвішування ТЕД, м.

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

$$Z_{\text{отяг}} = \frac{L - R}{2 \cdot L} \cdot Z' = \frac{M}{2 \cdot R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L}\right). \quad (3.6)$$

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 ТЕД  $G_d$  розподіляється між трьома точками опори приблизно таким чином: на  $1/4$   $G_d$  припадає на кожен опорний підшипник  $O_1$  та  $O_2$  і  $1/2$   $G_d$  – на носик  $C$ .

$$G_d = (m_k + m_y) \cdot g. \quad (3.7)$$

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

$$Z_c = \frac{G_d}{2} \mp Z_{\text{стяг}}.$$

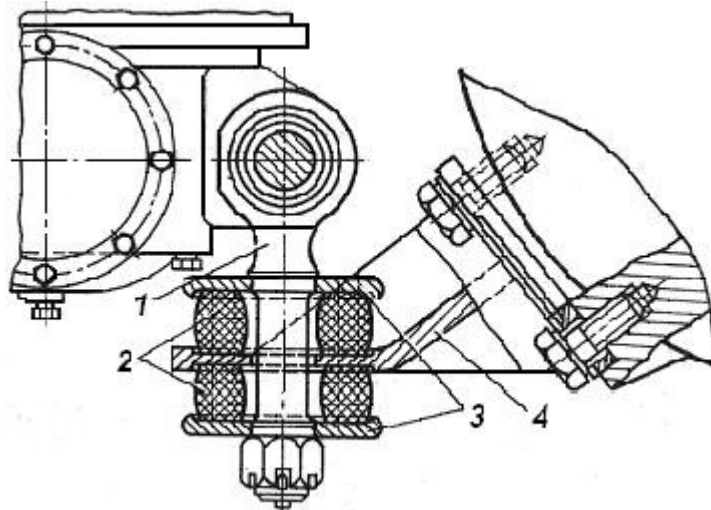
Сумарне навантаження осі, що передається через кожен опорно-осьовий підшипник:

$$Z_{01} = Z_{02} = \frac{G_d}{4} \pm Z_{\text{отяг}}.$$

Верхній з подвійних знаків формул відповідає розташуванню ТЕД ззаду рушійної осі, а нижній знак – розташуванню ТЕД попереду осі.

#### **4 РОЗРАХУНОК ГУМОМЕТАЛЕВОГО АМОРТИЗАТОРА ПІДВІШУВАННЯ ТЕД**

В прийнятій нами розрахунковій схемі амортизатор підвішування є єдиним пружним елементом і його параметри в значній мірі визначають перебіг коливального процесу. Жорсткість  $\mathcal{J}$  та коефіцієнт демпфірування  $\beta$  гумових елементів залежать від марки гуми, температури навколишнього середовища та конструкції амортизатора. Загальний вигляд гумометалевого амортизатора (ГМА) підвішування показаний на рисунку 4.1.



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

Рисунок 4.1 – Пружна підвіска тягового двигуна

Метою розрахунку гумометалевого амортизатора є побудова силової характеристики пружної підвіски ТЕД і визначення еквівалентного коефіцієнта жорсткості  $\omega$  лінійної залежності між навантаженням і деформацією амортизатора.

Коефіцієнт форми гумової шайби:

$$k_{\phi} = 1 + 4,67 \cdot \frac{D - d}{4 \cdot h_{uu}}, \quad (4.1)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр шайби, мм;

$d$  – внутрішній діаметр шайби, мм;

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

Геометричні параметри ( $D$ ;  $d$ ;  $h_{uu}$ ) гумових шайб підвіски ТЕД слід узяти з довідкової літератури відповідно до заданого типу електровоза.

Площа перетину шайби визначається як

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

Силова характеристика  $P(\Delta)$  гумової шайби є нелінійною:

$$P(\Delta) = E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot \frac{\Delta}{h_u - \Delta} \cdot 10^{-3}, \quad (4.3)$$

де  $P(\Delta)$  – сила стискання, кН;

$E$  – модуль пружності гуми (марки 7-2462);

$\Delta$  – деформація шайби, мм.

За формулою (4.3) необхідно побудувати графік силової характеристики гумової шайби, тобто залежність сили стискання від деформації.

Щоб унеможливити «розкриття амортизатора», коли тягове навантаження спрямоване донизу, треба забезпечити попередній натяг верхньої гумової шайби саме на величину сили  $Z_{СТЯГ}$  (див. вираз (3.5)).

Деформацію попереднього натягу верхньої шайби  $\Delta_B$  можна визначити із формули (4.3) за умови  $P(\Delta_B) = Z_{СТЯГ}$ .

$$\Delta_B = \frac{Z_{СТЯГ} \cdot h_u}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + Z_{СТЯГ}}. \quad (4.4)$$

Деформація попереднього натягу нижньої шайби  $\Delta_H$  буде більшою за рахунок ваги двигуна (при навантаженні  $Z_{Cmax}$  (див. формулу (3.8)):

$$\Delta_H = \frac{Z_{Cmax} \cdot h_u}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + Z_{Cmax}}. \quad (4.5)$$

Для побудови в єдиній координатній системі силових характеристик кожної шайби та спільної характеристики комплекту з двох шайб треба вибрати початок відліку деформацій  $\Delta$  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:

- верхньої гумової шайби:

$$P_B(\Delta) = P(\Delta + \Delta_B);$$

- нижньої гумової шайби:



$$P_H(\Delta) = -P(\Delta_H - \Delta); \quad (4.7)$$

- спільна характеристика підвіски:

$$P_\Sigma(\Delta) = P_B(\Delta) + P_H(\Delta).$$

Приклад графіків силових характеристик верхньої, нижньої шайб та спільної характеристики ГМА наведені на рисунку 4.2. За межами діапазону  $-\Delta_B \leq \Delta \leq \Delta_H$  ці характеристики не працюють, бо відбувається «розкриття амортизатора».

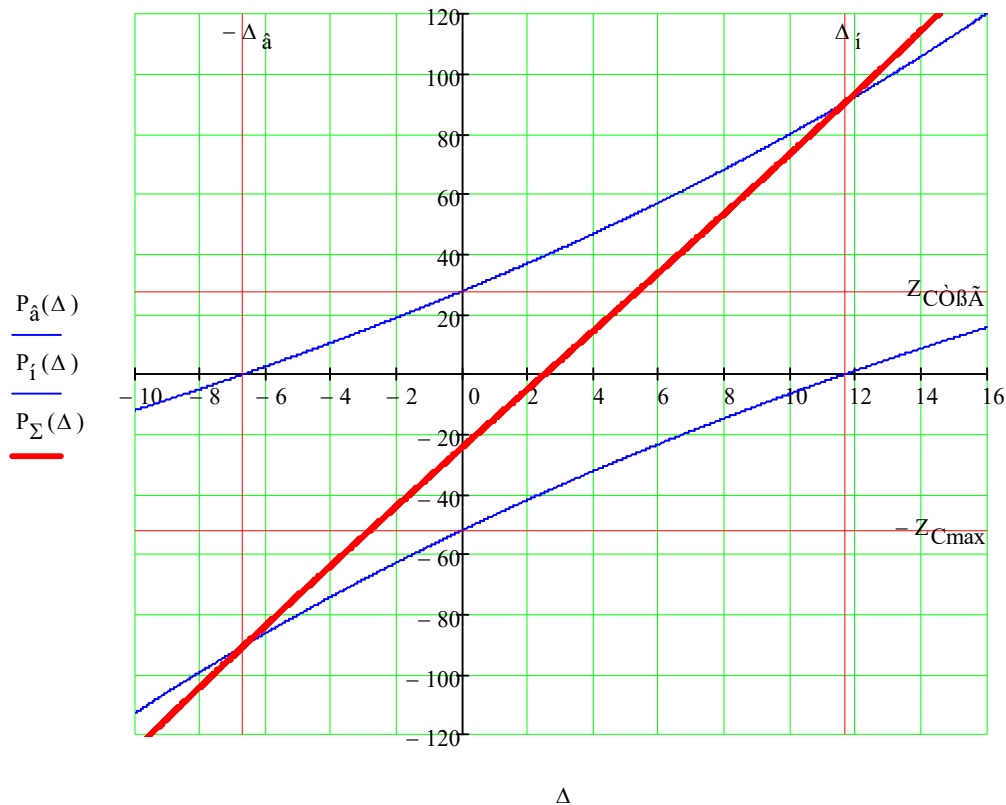


Рисунок 4.2 – Силові характеристики кожної шайби та спільна характеристика комплекту з двох шайб

Коефіцієнт жорсткості підвіски може бути визначений як тангенс нахилу кута силової характеристики:

$$j_c = \frac{2 \cdot P(\Delta_H + \Delta_B) \cdot 10^3}{\Delta_H + \Delta_B}. \quad (4.9)$$

## 5 РОЗРАХУНОК АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧІ

Амплітудно-частотна характеристика системи являє собою залежність амплітуди коливань від частоти дії збурюючого фактора. Вона дає можливість визначити реакцію системи на зовнішні збурення і, таким чином, розрахувати додаткові навантаження, що супроводжують коливальний процес.

Розрахункова схема наведена на рисунку 5.1.

Скористаємось рівняннями рівноваги, складеними згідно з принципом Даламбера. За цим принципом рівняння руху можна записувати за тими ж правилами, що і рівняння статички, якщо до зовнішніх силових факторів і реакцій зв'язків додати інерційні сили та моменти, що діють при прискореному русі мас системи. Наша система має один степінь вільності. Узагальненою координатою, яка визначає положення корпусу ТЕД у коливальному процесі, призначимо кут  $\varphi$  повороту корпусу ТЕД навколо осі колісної пари (точки  $O$  на рисунку 5.1). Складемо одне рівняння «рівноваги» моментів усіх сил, що діють на корпус ТЕД, відносно точки  $O$ :

$$M_K + M_J + M_A = 0,$$

де  $M_K$  – момент сил інерції корпусу;

$M_J$  – момент сил інерції якоря;

$M_A$  – момент сили, докладеної до корпусу ТЕД через амортизатор.

Прискореному повороту корпусу навколо точки  $O$  протидіє інерційний момент:

$$M_K = (J_K + m_K \cdot C^2) \cdot \ddot{\phi} , \quad (5.2)$$

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

$m_K$  – маса корпусу тягового двигуна та кожухів зубчастих передач,  $\text{кг}$ .

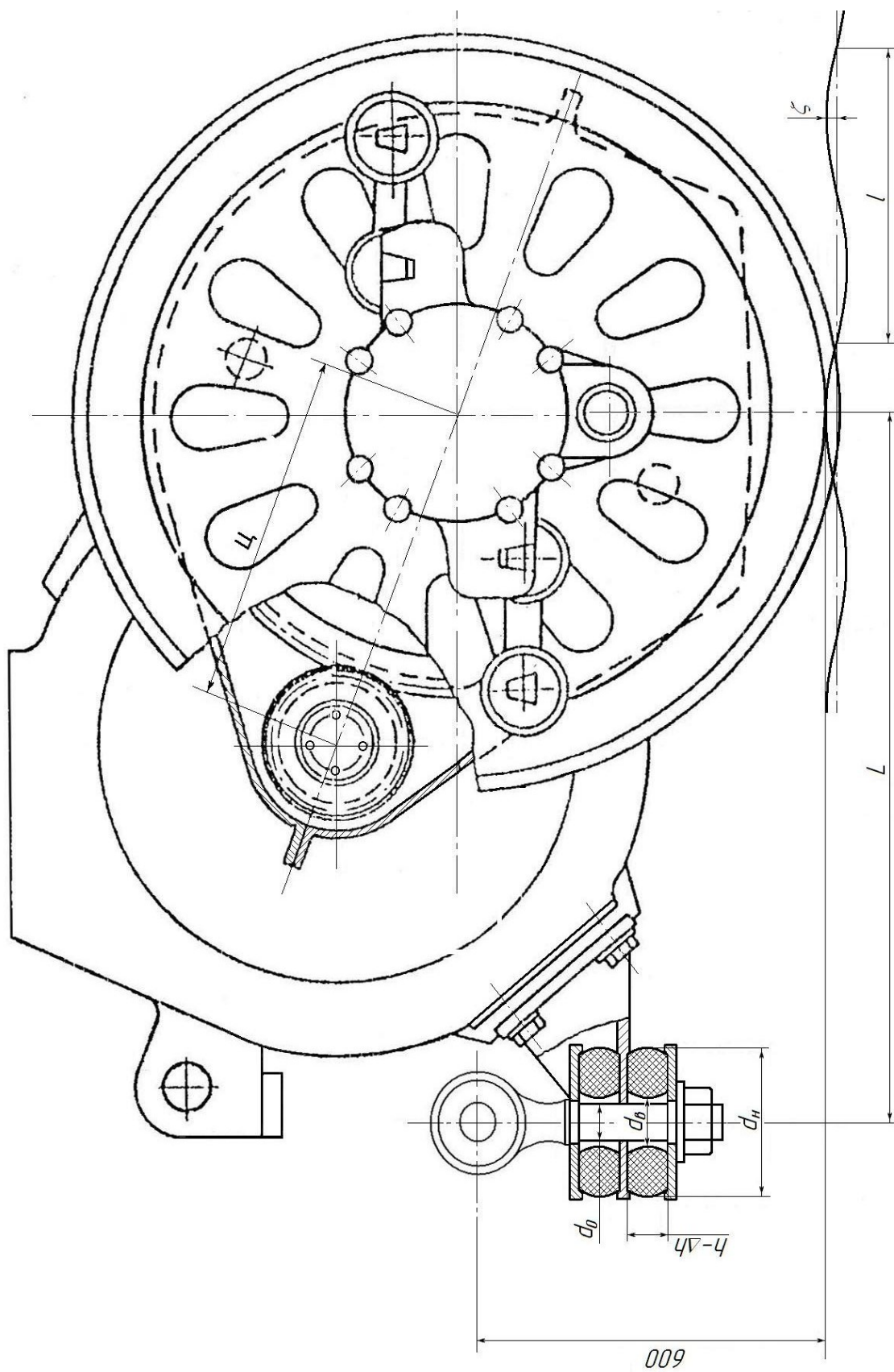


Рисунок 5.1 – Опорно-осьове підвішування тягового двигуна

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

$$M_{я} = [J_{я} \cdot (1 + \mu)^2 + m_{я} \cdot \Pi^2] \cdot \ddot{\phi},$$

де  $J_{я}$  – момент інерції якоря з шестернями відносно його осі обертання, кг·м<sup>2</sup>;

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

Вираз у квадратних дужках формули (5.3) 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 ([1], с. 286).

Величина  $M_A$  визначається пружними та непружними силами на амортизаторі, тобто параметрами  $\varepsilon$  та  $\beta$ , а також величиною та швидкістю деформації шайб. Якщо  $z_A$  – величина деформації,  $\dot{z}_A$  – швидкість деформації, то:

$$\begin{aligned} M_A &= L \cdot (\varepsilon \cdot z_A + \beta \cdot \dot{z}_A) = \\ &= L \cdot \varepsilon \cdot (-z_0 + L \cdot \phi) + L \cdot \beta \cdot (-\dot{z}_0 + L \cdot \dot{\phi}), \end{aligned}$$

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

$\beta$  – параметр демпфірування гуми амортизатора.

Рівняння (5.1) після підстановки в нього виразів (5.2), (5.3), (5.4) отримаємо у вигляді диференційного рівняння другого порядку, яке описує змушені коливання в приводі:

$$J \cdot \ddot{\phi} + L^2 \cdot \beta \cdot \dot{\phi} + L^2 \cdot \varepsilon \cdot \phi = f(t), \quad (5.5)$$

де коефіцієнт  $J$  – приведений момент інерції коливальної системи:

$$J = J_K + J_{я} \cdot (1 + \mu)^2 + (m_K + m_{я}) \cdot \Pi^2,$$

Права частина рівняння (5.5), тобто функція  $f(t)$ , визначається нерівностями рейкової колії і швидкістю руху – це функція кінематичного збурення:

$$f(t) = L \cdot [\beta \cdot \dot{z}_0(t) + \varepsilon \cdot z_0(t)],$$

Диференціальне рівняння (5.5) можна розглядати як математичну модель змушених коливань опорно-осьового ТЕД.

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.

З теорії коливань [4] відомо, що сили опору (демпфірування) практично не впливають на власні частоти, точніше цим впливом можна у більшості випадків нехтувати. Рівняння вільних коливань ТЕД тільки за рахунок деформацій ГМА та без урахування демпфірування гуми має вигляд

$$J \cdot \ddot{\varphi} + L^2 \cdot \varepsilon \cdot \varphi = 0, \quad (5.8)$$

а власна частота визначається формулою

$$\kappa = \sqrt{\frac{L^2 \cdot \varepsilon}{J}}. \quad (5.9)$$

Для спрощення задачі аналізу змушених коливань та можливості отримати аналітичним шляхом розв'язок диференціального рівняння (5.5) приймемо умовне припущення, що нерівності колії є гармонічними по координаті  $x$  з довжиною хвилі  $l$  і амплітудою  $\zeta$  (див. рисунок 5.1). За такого припущення, а також за умови руху електровоза з постійною швидкістю  $V$  можна записати закон вертикальних переміщень осі колісної пари у вигляді

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

де  $\omega = \frac{2\pi \cdot V}{l}$  – частота кінематичного збурення, тобто частота вертикальних коливань колісної пари, під впливом яких здійснює кутові коливання корпус ТЕД.

Функція кінематичного збурення (5.7) може бути записана у вигляді

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

де  $\theta = \arctg(\beta \omega / \varkappa)$  – початковий фазовий зсув.

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

Сталому режиму змущених коливань відповідає таке розв’язання диференційного рівняння (5.5) [4]:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \frac{\zeta}{L} \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varkappa}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{k}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varkappa}\right)^2}} \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi) = \\ &= \Phi \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi). \end{aligned} \quad (5.12)$$

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

$$\Phi_0 = \frac{\zeta}{L}. \quad (5.13)$$

Запишемо формулу коефіцієнта  $\varkappa$  динамічного підсилення амплітуди, тобто відношення амплітуди коливань  $\Phi$  при довільному значенні  $\omega$  до статичного значення  $\Phi_0$ :

$$\chi = \frac{\Phi}{\Phi_0} = \frac{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon c}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{k}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{\varepsilon c}\right)^2}} \cdot \quad (5.14)$$

В курсовому проекті необхідно побудувати амплітудно-частотну характеристику коливальної системи, тобто залежність  $\chi(\omega)$  (5.14). На цьому ж рисунку пунктирною лінією слід зобразити швидкість руху електровоза

$$V(\omega) = 3,6 \cdot l \cdot \omega / 2\pi \cdot \quad (5.15)$$

Приклад такого графіка наведено на рисунку 5.2.

Зазначимо, що будь-яка точка цього графіка відповідає сталому режиму змушених коливань ( $V = const$ ;  $\omega = const$ ).

З графіка видно, що при  $\omega \approx k$ , тобто при збігу частоти збурення з власною частотою, коливання мають резонансний характер. Оскільки частота кінематичного збурення визначається швидкістю руху електровоза, то можна розрахувати резонансну швидкість  $V_P$  при заданих параметрах гармонічних нерівностей колії.

В нашій спрощеній схемі з одним ступенем вільності амплітудно-частотна характеристика має один максимум (резонанс), у реальній системі таких максимумів декілька. В області нижчих частот амплітуда зростає через коливання візка, в області вищих частот з'являються коливання, пов'язані з більшою, але не безмежною жорсткістю інших елементів передачі, частково вала якоря та зубів зубчастої пари.



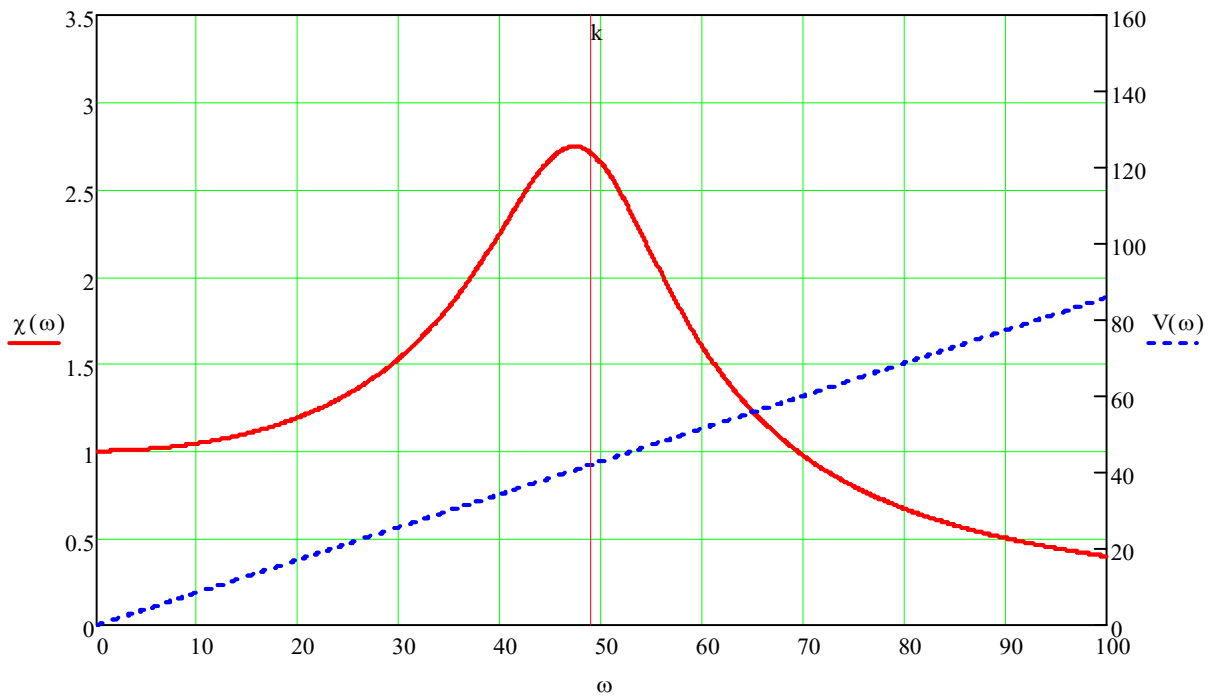


Рисунок 5.2 – Амплітудно-частотна характеристика кутових коливань ТЕД

## 6 ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ І НА ПІДВІШУВАННІ

Змушені коливання у тяговому приводі призводять до нерівномірного обертання якоря ТЕД. При цьому на якір ТЕД та на зубчасті колеса тягового редуктора діють додаткові динамічні

(інерційні) навантаження, пропорційні моменту інерції якоря та його кутовому прискоренню.

З урахуванням введених позначень і формули (5.13) закон кутових коливань корпусу двигуна має вигляд

$$\varphi(t) = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi). \quad (6.1)$$

Кутове прискорення корпусу – це друга похідна від  $\varphi$ :

$$\varepsilon(t) = \ddot{\varphi}(t) = -\Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi), \quad (6.2)$$

відповідно амплітуда прискорення корпусу дорівнює

$$\Phi_\varepsilon = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2. \quad (6.3)$$

Амплітуда кутового прискорення якоря:

$$\Phi_{\varepsilon_\varepsilon} = \Phi_\varepsilon \cdot (1 + \mu) = \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot (1 + \mu). \quad (6.4)$$

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

$$M_d(\omega) = J_\varepsilon \cdot \Phi_0 \cdot \chi \cdot \omega^2 \cdot (1 + \mu). \quad (6.5)$$

За формулою (6.5) необхідно побудувати графік амплітуди динамічного моменту  $M_d(\omega)$ .

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
- 2 Калинин, В.К. Электровозы и электропоезда [Текст] / В.К. Калинин. – М.: Транспорт, 1991 – 480 с.
- 3 Магистральные электровозы: Общие характеристики, механическая часть [Текст] / В.И. Бочаров и др. – М.:

Машиностроение, 1991. – 224 с.

4 Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит-ры изд-ва «Наука», 1971. – 240 с.

## ДОДАТОК А

### Варіанти завдання на курсовий проект

Таблиця А.1 – Вихідні дані до курсового проекту

Параметри	$L$ , м	1,18	1,20	1,22	1,20	1,22
	$l$ , м	1,5	2,0	2,5	3,0	1,5
	$m_k$ , кг	3000	3200	3400	3600	3400

				$J_k, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	2000	2100	2200	2300	2300
				$E, \text{Н}/\text{мм}^2$	3,5	4,0	4,2	4,5	5,0
$D_k,$ М	$\zeta,$ ММ	$m_{я},$ КГ	$J_{я},$ КГ·М <sup>2</sup>	$\beta,$ кН·с/М	Номер варіанта				
1,05	1,0	1450	70	60	01	02	03	04	05
1,22	0,75	1500	60	70	06	07	08	09	10
1,25	1,5	1550	80	80	11	12	13	14	15
1,05	1,0	1500	60	90	16	17	18	19	20
1,22	0,75	1450	70	80	21	22	23	24	25
1,25	1,5	1550	90	70	26	27	28	29	30