МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВОЗА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового та дипломного проектування з дисципліни

«***ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ***»

Харків – 2014

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 5 червня 2012 р., протокол № 29.

Методичні вказівки відповідають програмі дисципліни “Теорія та конструкція локомотивів” спеціальності “Локомотиви та локомотивне господарство”.

Розглянуто методику виконання курсового проекту, наведено вихідні дані, наведено приклади розрахунків окремих вузлів тепловозу.

Методичні вказівки призначені для студентів усіх форм навчання, які вивчають дисципліну “Теорія та конструкція локомотивів», а також для викладачів, які ведуть цю дисципліну.

Укладачі:

доц. А.Ф. Агулов,
асист. В.І. Коваленко

Рецензент

доц. Ю.О. Ярошок

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВОЗА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового та дипломного проектування
з дисципліни

«*ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ*»

Відповідальний за випуск Коваленко В.І.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 25.08.12 р.

Формат паперу 60х84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,75. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

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

ЗМІСТ

Вступ……. 5
1 Завдання на курсовий проект…….. 7
2 Визначення основних параметрів локомотива…….. 12
2.1 Дотична потужність локомотива…….. 12
2.2 Зчіпна вага локомотива……. 12
2.3 Розрахунок і побудова тягової характеристики локомотива…… 14
2.4 Вибір діаметра коліс локомотива……. 17
2.5 Розрахунок параметрів тягового редуктора……. 17
3 Визначення основних розмірів екіпажної частини…… 21
3.1 Визначення розмірів візка локомотива…… 21
3.2 Визначення розмірів локомотива…….. 24
4 Компонування локомотива…….. 26
4.1 Розміщення основного та допоміжного обладнання локомотива……. 26
4.2 Побудова та робота основних вузлів екіпажної частини локомотива…… 26
5 Розрахунок ресорного підвішування……... 27
5.1 Вибір схеми і розрахунок на міцність пружних елементів ресорного підвішування……. 27
5.1.1 Розрахунки на міцність листової ресори…….. 27
5.1.2 Розрахунок на міцність гвинтової пружини……. 30
5.1.3 Розрахунки на міцність гумового амортизатора.. 32
5.1.4 Визначення жорсткості та статичного прогину ресорного підвішування……... 35
5.2 Визначення частоти коливань підресореної маси….. 41
5.3 Визначення критичної швидкості руху…… 43
5.4 Розрахунок демпфірування коливань……... 44
6 Вписування локомотива в криву…….. 47
6.1 Геометричне вписування методом параболічної діаграми……. 47
6.2 Динамічне вписування локомотива в криву…… 50
6.2.1 Загальні питання……. 50
6.2.2 Складання рівнянь рівноваги сил і моментів…... 54

6.2.3 Визначення сил, що входять до рівнянь рівноваги…… 57
6.2.4 Визначення сумарних моментів сил тертя і повертальних моментів…… 59
6.2.5 Оцінка динамічних якостей проектованого тепловоза…… 65
6.2.6 Приклади динамічного вписування…….. 67
Список літератури…… 73

Вступ

У курсовому проекті необхідно виконати розрахунок основних параметрів екіпажної частини локомотива, характеристик ресорного підвішування, тягових і динамічних показників при вписуванні його в криву заданого радіуса.

Курсовий проект складається з пояснювальної записки обсягом 40-45 сторінок формату А4 та графічної частини.

Структура пояснювальної записки курсового проекту повинна бути такою:

- титульний аркуш;
- реферат, у якому коротко викладається тема, якій присвячений даний курсовий проект; у рефераті повинно бути зазначено: обсяг пояснювальної записки (аркушів тексту), кількість таблиць, рисунків і найменувань списку використаних джерел;
- зміст;
- вступ;
- вихідні дані у відповідності з варіантом завдання;
- основна частина відповідно до завдання;
- висновок, в якому повинні бути коротко викладені основні результати, отримані в курсовому проекті;
- список використаних джерел;
- додатки (розрахунки на ПЕОМ, специфікації та інше).

Всі розрахунки необхідно супроводжувати поясненнями. Розрахункові формули наводяться у загальному вигляді, з застосуванням прийнятих літерних позначень, а потім слід навести опис даних позначень із зазначенням одиниць виміру; після цього окремим рядком наводиться обчислення шуканої величини з підстановкою числових значень відомих величин. У результаті обчислення повинні бути одиниці виміру шуканої величини.

Приклад. Дотична корисна потужність локомотива, яка реалізована на ободі коліс за умови сталого руху, визначається за формулою

$$N_k = Ne * \beta * \eta_n,$$

де N_e - ефективна потужність дизеля, кВт;

β - коефіцієнт, що враховує витрату потужності на обслуговування локомотива, β = 0,95;

η_n - коефіцієнт корисної дії передачі.

$$N_k=2000*0,95*0,86=1627,8 \text{ кВт.}$$

При виборі розрахункових величин і параметрів, використанні таблиць, довідкових матеріалів необхідно посилатися на відповідні джерела, згадані у відповідному списку (дивись структуру курсового проекту).

Сторінки пояснювальної записки повинні бути пронумеровані. Рисунки і таблиці повинні бути пронумеровані (окрема нумерація для рисунків і окрема для таблиць) відповідно до номера розділу і номера по порядку проходження в розділі і повинні мати відповідні найменування.

Графічна частина курсового проекту включає:

- компонувальну схему локомотива з розміщенням основного і допоміжного обладнання, яка виконується на аркуші формату А1 (594 х 840);

- креслення індивідуального вузла відповідно до завдання, яке виконується на аркуші формату А1 (594 х 840);

- ескізи основних вузлів екіпажної частини локомотива згідно з цими методичними вказівками, що виконуються на аркуші формату А4 (297 х 210).

До креслення загального вигляду вузла необхідно надати специфікацію, яка наводиться в додатку пояснювальної записки.

Перед виконанням курсового проекту необхідно вивчити конструкцію локомотива-зразка та виписати його основні дані.

При виконанні курсового проекту необхідно використовувати літературу, наведену в кінці методичних вказівок.

Розрахунки по можливості виконувати в табличній формі.

Інші вимоги до оформлення курсового проекту відповідно до вимог студентської звітної документації.

1 Завдання на курсовий проект

Курсовий проект вважається виконаним у повному обсязі, якщо в ньому розглянуті з відповідними розрахунками розділи проектування локомотива, які наведені нижче.

У курсовому проекті необхідно виконати розрахунки за такими розділами:

1 Визначення основних параметрів локомотива

1.1 Визначення дотичної потужності

1.2 Визначення зчіпної ваги локомотива

1.3 Розрахунок і побудова тягової характеристики тепловоза

1.4 Визначення передаточного числа зубчастої передачі

2 Визначення основних розмірів екіпажної частини

2.1 Визначення розмірів візка локомотива

2.2 Визначення розмірів локомотива

3 Компонування локомотива

3.1 Розміщення основного та допоміжного обладнання локомотива

3.2 Побудова та робота основних вузлів екіпажної частини локомотива

4 Розрахунок ресорного підвішування

4.1 Вибір схеми і розрахунок на міцність пружних елементів ресорного підвішування

4.2 Визначення частоти коливань підресореної маси

4.3 Визначення критичної швидкості руху

4.4 Розрахунок демпфірування коливань

5 Вписування локомотива в криву

5.1 Геометричне вписування методом параболічної діаграми

5.2 Динамічне вписування локомотива в криву

По кожному з основних розділів необхідно зробити аргументований висновок, підкріплений конкретними результатами виконаних розрахунків.

Вихідними на виконання курсового проекту є:

- рід служби;
- ефективна потужність дизеля Ne, кВт;
- максимальне навантаження на вісь 2П, кН;

- конструкційна швидкість Vк, км/год;
- розрахункова швидкість Vр, км/год;
- радіус кривої для геометричного вписування Rг, м;
- радіус кривої для динамічного вписування Rд, м;
- геометричні розміри елементів ресорного підвішування.

Основні вихідні дані наведені в таблицях 1.1 – 1.5. Варіант завдання обирається за останньою та передостанньою цифрами навчального шифру студента. Дані, які відсутні, можливо приймати по локомотиву – зразку.

Схеми ресорного підвішування локомотивів наведено на рисунках 1.1, 1.2.

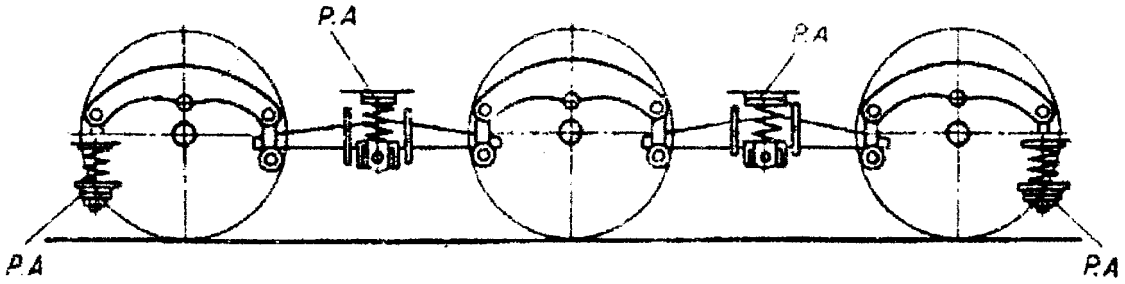

Рисунок 1.1 - Схема збалансованого ресорного підвішування.

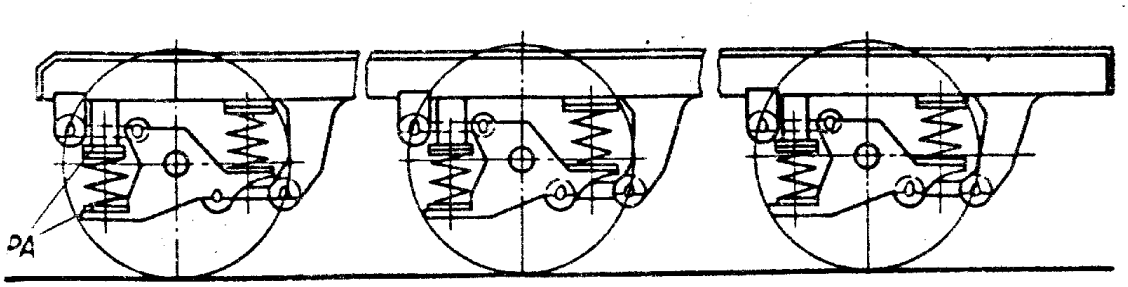

Рисунок 1.2 - Схема індивідуального ресорного підвішування.

Таблиця 1.2 - Розрахункова швидкість руху локомотивів

Остання цифра навчального шифру	Передостання цифра навчального шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Розрахункова швидкість руху, км/год									
1	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2, 3, 4, 5, 6, 7, 8	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
9, 0	50	51	52	53	54	55	56	57	58	60

Таблиця 1.3 - Найменування вузлів для розроблення

Передостання цифра навчального шифру	Найменування вузла локомотива
1	Опорно-осьове підвішування ТЕД локомотивів ТЕМ2, 2М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ВЛ8, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ11, 2ЕЛ4, 2ЕЛ5, ДЕ1 з моторно – осьовими підшипниками
2	Схема та вузли масляної системи тепловоза ТЕМ2, 2М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП70, ЧМЕ3
3	Схема та вузли паливної системи тепловоза ТЕМ2, 2М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП70, ЧМЕ3
4	Схема та вузли водяної системи тепловоза ТЕМ2, 2М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП70, ЧМЕ3
5	Система повітропостачання ТЕМ локомотива (тепловоз або електровоз)
6	Буксовий вузол з повідковим зв’язком і пружними елементами
7	Збалансоване ресорне підвішування з листовими ресорами ТЕМ2, ВЛ8, ВЛ60, 2М62
8	Опорно-повертальний пристрій і шворневий вузол тепловоза 2ТЕ116, ВЛ80, ВЛ11
9	Колісна пара з бандажами та зубчастим колесом
0	Індивідуальне ресорне підвішування 2ТЕ116, ТЕП70, 2ТЕ10М, ВЛ11, ВЛ80, ТЕП150, ДЕ1, 2ЕЛ4, 2ЕЛ5

2 Визначення основних параметрів локомотива

2.1 Дотична потужність локомотива

Дотична корисна потужність локомотива, кВт, яка реалізована на ободі коліс за умови сталого руху, визначається за формулою

$$N_k = N_e * \beta * \eta_n, \quad (2.1)$$

де N_e - ефективна потужність дизеля, кВт;

β - коефіцієнт, що враховує витрату потужності на обслуговування локомотива, β = 0,88 – 0,92 залежно від допоміжного обладнання та його привода;

η_n - коефіцієнт корисної дії передачі.

Для тепловоза з електричною передачею постійного або постійно-змінного струму

$$\eta_n = \eta_г * \eta_g * \eta_{зп} * \eta_{ву}, \quad (2.2)$$

де $\eta_г$ - к.к.д. головного генератора, $\eta_г$ = 0,93-0,95;

$\eta_{тед}$ - к.к.д. тягових електродвигунів, $\eta_{тед}$ = 0,91-0,94;

$\eta_{зп}$ - к.к.д. зубчастої передачі, $\eta_{зп}$ = 0,975 – 0,985;

$\eta_{ву}$ - к.к.д. випрямної установки (якщо є), $\eta_{ву}$ = 0,99.

2.2 Зчіпна вага локомотива

Зчіпна вага локомотива, кН, характеризує його здатність розвивати необхідну силу тяги без прослизання коліс по рейках:

$$Р_{СЦ} = 2П * z , \quad (2.3)$$

де 2П - навантаження від осі на рейки, кН;

z - кількість зчіпних осей тепловоза;

Кількість зчіпних осей визначається виходячи з дотичної потужності тепловоза N_k і номінальної потужності тягового електродвигуна $P_{ТЕД}$:

$$z = N_k / P_{ТЕД} . \quad (2.4)$$

Номінальна потужність тягового електродвигуна приймається за даними тепловоза-прототипу (таблиця 2.1). Отримана за формулою (2.4) кількість осей округляється до найближчого парного числа: 4, 6, 8.

Таблиця 2.1 - Основні характеристики тягових електродвигунів тепловозів

Характеристика ТЕД	Тип електродвигуна					
	ЕД121А	ЕД120	ЕД118А ЕД118Б	ЕД125Б	ТЕ006	ЕД108А
Серія тепловоза	ТЕП70	ТЕМ7	2ТЕ116 ТЕ10У ТЕ10М М62 ТЕМ2	ТЕП70А	ЧМЕ3 ЧМЕ3Т ЧМЕ3Е	ТЕП60 2ТЕП60
Потужність, кВт	413	135	305	411	123	305
Тривалий струм, А	830	800	720	900	522	700
Напруга U_∞ / U_{max}, В	542/750	205/360	463/700	536/750	197/283	475/635
Частота обертання n_∞ / n_{max}, $хв^{-1}$	704/2320	245/1890	585/2290	652/2320	295/1660	610/1880
Маса, кг	2950	3000	3100	3250	2540	3350
Передаточне число	3,12	4,41	4,41	3,12	5,06	2,32
ККД	91,8	83,0	91,5	91,1	91,7	91,5
Крутний момент M_∞, Нм	5570	3085	4950	5970	3960	4750

Приклад. Дано: N_e = 2200 кВт; 2П = 225 кН.

Розв'язання: Приймаємо $\eta_г$ = 0,95; $\eta_{тед}$ = 0,915; $\eta_{зп}$ = 0,980; $\eta_{ву}$ = 0,99; β = 0,9.

N_k = 2200*0,9*0,95*0,915*0,980*0,99 = 1670 кВт.

Приймаємо за даними таблиці 1.1 $P_{ТЕД}$ = 307 кВт

z = 1670/307 = 5,4; Остаточно приймаємо z = 6; $P_{сц}$ = 225*6 = = 1376 кН

Округляємо $P_{сц}$ = 1380 кН.

2.3 Розрахунок і побудова тягової характеристики локомотива

Сила тяги локомотива, кН, при зрушенні з місця і до порогової швидкості (обмеження сили тяги за зчепленням) визначається за формулою

$$F_{k\,зч} = \psi_{зч} * P_{зч}, \quad (2.5)$$

де $\psi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

Коефіцієнт зчеплення коліс з рейками:

- для тепловозів ТЕ10 та 2ТЕ10Л

$$\psi_{зч} = 0{,}118 + \frac{4}{22 + V}; \quad (2.6)$$

- для всіх інших тепловозів

$$\psi_{зч} = 0{,}118 + \frac{5}{27{,}5 + V}. \quad (2.6, а)$$

де V - швидкість руху тепловоза, км/год.

Для інших серій локомотивів значення $\psi_{зч}$ приймається відповідно до Правил виконання тягових розрахунків [23].

Для визначення значень $\psi_{зч}$ і потім $F_{k\,зч}$ необхідно задатися значеннями швидкостей від 0 до 30 км/год.

Результати розрахунків зводяться в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 – Розрахунок обмеження сили тяги за зчепленням

V км/год	0	5	10	15	20	25	30
$\Psi_{зч}$							

$F_{к\,зч}$, кН							

Сила тяги локомотива, кН, при використанні повної потужності дизеля визначається за формулою

$$F_k = 3{,}67 * N_к / V \,, \qquad (2.7)$$

де N_k - дотична потужність тепловоза, кВт;

V - швидкість тепловоза, км/год;

$F_к$ - дотична сила тяги, кН.

Приймаємо значення V від 10 км/год до конструкційної, з інтервалом через 10 км/год, обчислюємо значення $F_к$. Результати розрахунків вносимо до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок тягової характеристики тепловоза

V, км/год	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$F_к$, кн.												

Визначаємо швидкість порога $V_п$, тобто швидкість, при якій локомотив виходить на повне використання потужності і силу тяги при цій швидкості.

Швидкість порога визначається з рівності

$$F_{ксц} = F_к,$$

звідки

$$1000\frac{2Ï\ *z}{g}\left(0{,}25+\frac{8}{20*V+100}\right)=\frac{367*N_K}{V}. \qquad (2.8)$$

Після перетворень отримаємо квадратне рівняння для визначення $V_п$

$$V_П^2-\left(14{,}4\frac{N_K}{2П*z}-6{,}6\right)*V_П-72\frac{N_K}{2П*z}=0\,, \qquad (2.9)$$

звідки знаходиться величина $V_п$, км/год, і за формулою (2.7) визначається $F_{кп}$, кН.

За даними таблиць 2.2 та 2.3 будується тягова характеристика, яка має вигляд графіка (рисунок 2.1.).

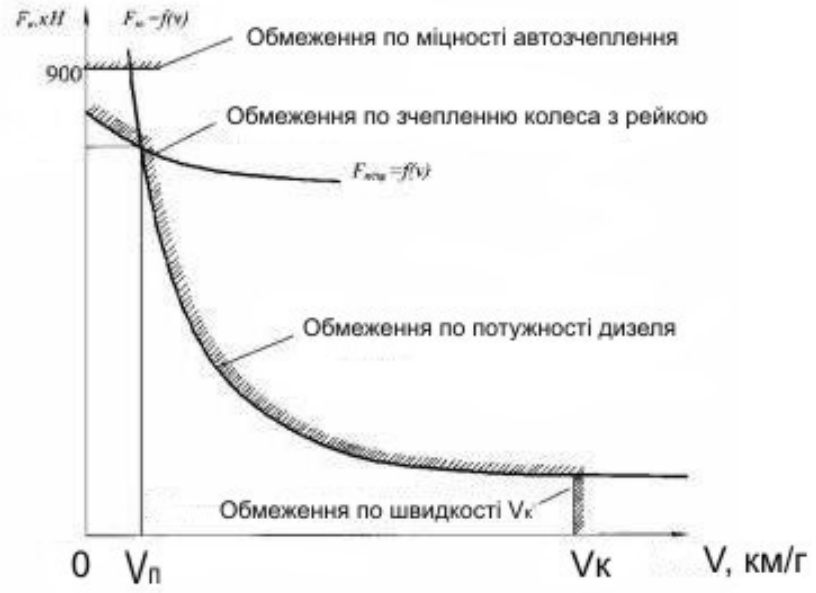

Рисунок 2.1 – Тягова характеристика локомотива

Приклад. Дано: тепловоз 2ТЕ116.
Розв'язання: При V = 0 км/год.
$\psi_{зч}$ = 0,118 + 5/(27,5 + 0) = 0,3; $F_{ксц}$ =0,3*1380 = 406 кН.
При V = 10 км/год.
F_k =3,67*1670/10 = 613 кН;
$V_П^2$ – (14,4*1670/225/6-6,6)*$V_П$ – 72*1670/225/6 = 0.
Звідки $V_П$ = 16,6 км/год.

2.4 Вибір діаметра коліс локомотива

Вибір діаметра колеса визначається величиною допустимих контактних напружень. Практично необхідний діаметр колеса підраховуємо за такою емпіричною формулою:

$$D_к = 2П / P, \quad (2.10)$$

де $D_к$ - діаметр колеса, м;

2П - навантаження на вісь, кН;

Р - допустиме питоме навантаження в розрахунку на 1 мм діаметра колеса, яке приймається в межах 0,2 – 0,22 кН/мм; максимальне значення 0,27 кН/мм.

Діаметр колеса округляється до найближчого стандартного розміру. Для тепловозів діаметри коліс за стандартом мають бути 950, 1050, 1220 мм при товщині бандажа 70 мм, а також 980, 1250, 1350 мм при товщині бандажа 90 мм. Бандажі товщиною 70 мм встановлюють на колісні пари локомотивів з осьовим навантаженням до 210 кН. При великих навантаженнях використовують бандажі товщиною 90 мм.

Приклад. Дано: 2П = 225 кН. Приймаємо допустиме навантаження на 1 мм діаметра колеса Р = 0,22 кН/мм.

Розв’язання. $D_к = 225/0,22 = 1023$ мм. Остаточно $D_к = 1050$ мм.

2.5 Розрахунок параметрів тягового редуктора

Крутний момент вала тягового електродвигуна на колісну пару передається через зубчастий одноступінчатий циліндричний редуктор.

Основним параметром, що впливає на тягові властивості колісно-моторного блока в цілому, є передаточне відношення зубчастої передачі цього редуктора.

$$i = z_2 / z_1 , \quad (2.11)$$

де z_2-кількість зубів веденого зубчастого колеса;

z_1-кількість зубів ведучої шестірні, $z_1 \geq 15$.

Передаточне відношення тягового редуктора визначається після вибору тягового електродвигуна (таблиця 2.1) і розрахунку діаметра тягових коліс.

Передаточне число i являє собою також відношення крутного моменту на ободі колеса до моменту на валу тягового електродвигуна (ТЕД) яке визначається при тривалому режимі роботи колісно-моторного блока (КМБ) за умови руху поїзда із заданою швидкістю $V_р$ на розрахунковому підйомі за формулою

$$i = \frac{M_{\hat{E}}}{M_{\ddot{a}\infty}} = \frac{F_{\ddot{a}\infty} D_{\hat{E}}}{2\grave{I}_{\ddot{A}\infty}}, \qquad (2.12)$$

де $F_{\partial\infty}$ - тривала сила тяги КМБ, кН;
$M_{\partial\infty}$ - тривалий крутний момент ТЕД, кН. м;
D_k - діаметр колеса, м.
Величини $M_{\partial\infty}$ і $F_{\partial\infty}$ можуть бути визначені з виразів

$$F_{\ddot{a}\infty} = \frac{3{,}6Đ_{\ddot{a}\infty}}{V_{\partial}}; \qquad (2.13)$$

$$M_{\ddot{a}\infty} = \frac{9{,}5Đ_{\ddot{a}\infty}}{n_{\ddot{a}\infty}}, \qquad (2.14)$$

де $P_{\partial\infty}$ - потужність одного ТЕД, кВт;
V_p – розрахункова швидкість руху тепловоза, км/год;
$n_{\partial\infty}$ - тривала частота обертання якоря ТЕД, хв$^{-1}$

$$n_{\partial\infty} = n_{\partial\max}\frac{V_p}{V_{кон}}, \qquad (2.15)$$

де $n_{\partial max}$ – максимально допустима частота обертання якоря ТЕД (приймаємо в розрахунках рівною 2200 – 2300 хв$^{-1}$)

Підставляючи вирази (2.13), (2.14) у формулу (2.12) одержимо

$$i_1 = 0{,}19\frac{n_{\partial\max} D_к}{Vк}, \qquad (2.16)$$

де $V_к$ – конструкційна швидкість руху тепловоза, км/год, відповідно до завдання.

Передаточне відношення i_1 , яке визначено за формулою (2.16), не тільки забезпечує параметри $F_{д\infty}$, $M_{д\infty}$ при тривалому режимі, що відповідає тривалій швидкості руху локомотива, але і забезпечує умови міцності ТЕД, частота обертання якоря якого при конструкційній швидкості не перевищить допустимого значення $n_{дmax}$.

Кінцеве значення передаточного відношення встановлюється з урахуванням прийнятої довжини централі А, мм, що показує відстань між осями якоря ТЕД і колісної пари:

$$A = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}, \qquad (2.17)$$

де m – модуль зубчастого зачеплення;

Z_1, Z_2 – кількість зубів ведучої і веденої шестірень.

Для тепловозів ТЕП70 і ТЕП70У довжина централі приймається рівною 520 мм, для інших серій тепловозів – 468,8 мм.

Для локомотивних тягових передач модуль зубчастого зачеплення, що являє собою відношення діаметра ділильного кола до кількості зубів шестірні, може прийматися в межах m= 9 – 11 залежно від моменту, який передається. У курсовому проекті можливо прийняти відповідно до тепловоза-зразка.

Кількості зубів ведучої шестірні Z_1 і веденого зубчастого колеса Z_2 визначаються зі спільного розв'язання двох рівнянь:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2A}{m}; \\ \frac{z_2}{z_1} = i_1. \end{cases} \qquad (2.18)$$

Після округлення кількостей зубів Z_1 і Z_2 до цілих значень Z_1' і Z_2' остаточно встановлюється передаточне відношення зубчастої тягової передачі i_2.

$$i_2 = \frac{z_2'}{z_1'}. \qquad (2.18,а)$$

Враховуючи, що КМБ має габаритні обмеження, варто перевірити можливість розміщення в нижній частині габариту

рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом за формулою, мм,

$$\Delta = \frac{D_к - (d_2 + 2c)}{2} \geq 120 - 130 \text{ мм}, \qquad (2.19)$$

де c – відстань від торця зубів веденого колеса до нижньої поверхні кожуха (c = 18-25 мм);

d_2 - діаметр ділильного кола веденого колеса, мм.

$$d_2 = m\, Z_2, \qquad (2.20)$$

де m – модуль зачеплення.

Якщо тяговий редуктор не вписується в заданий габарит, то необхідно змінити параметри тягового редуктора, наприклад модуль зубчастого зачеплення.

Приклад. Дано: $V_к$ = 110 км/год; $D_к$ = 1,05 м. Приймаємо $n_{дmax}$ = 2300 хв$^{-1}$;

А = 468,8 мм; m = 10; с = 20 мм.

Розв'язання. 0,19*2300*1,05/110 = 4,17.

Отримаємо систему рівнянь $z_1 + z_2$ =2*468,8/10;

$z_2 / z_1 = 4{,}17$.

Звідси z_1 = 18,1; z_2 = 75,6; остаточно приймаємо z_1' = 18; z_2' = 76.

Тоді i_2 = 76/18 = 4,22; d_2 = 10*76 = 760 мм.

Δ = (1050-(760+2*20))/2 = 125 мм > 120 мм. Умова виконується.

3 Визначення основних розмірів екіпажної частини

3.1 Визначення розмірів візка локомотива

При проектуванні локомотива необхідно враховувати, що локомотив або його секція виконуються за такими осьовим формулами: 2_0-2_0, 3_0-3_0, 2_0 +2_0-2_0 +2_0.

Екіпажна частина локомотива повинна містити прогресивні конструктивні технічні рішення, застосовані в даний час у конструкціях вітчизняних і закордонних локомотивів, які рекомендується використовувати в даному курсовому проекті. Усі конструктивні рішення, які відрізняються від конструкцій екіпажної частини тепловоза-прототипу, повинні бути обґрунтовані.

При конструкційних швидкостях до 120 км/год застосовується опорно-осьове підвішування тягових двигунів, при більш високих швидкостях опорно-рамне підвішування.

База візка визначається головним чином компонуванням тягового привода. Для тривісних візків при опорно-осьовому підвішуванні тягових двигунів розмір бази 3700-4200 мм, а при опорно-рамному підвішуванні 4400-4600 мм.

Основними геометричними параметрами візка, що підлягають визначенню, є:

- a - відстань між осями колісних пар, мм;
- n - орієнтовні розміри поперечних скріплень рами до її боковин, мм;
- t - відстань від осі крайньої колісної пари до торця кінцевої поперечної балки рами візка, мм;
- I - довжина рами візка, мм (рисунки 3.1, 3.2).

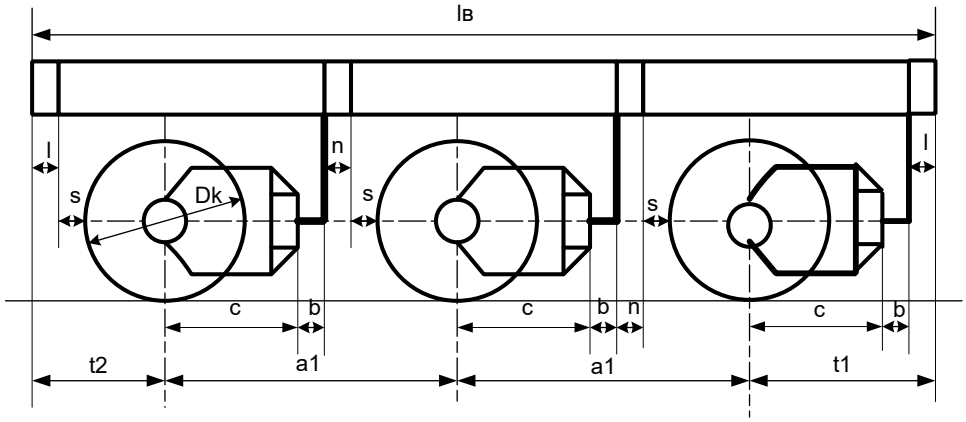

Рисунок 3.1 - Однобічне розташування ТЕД у візку

При однобічному розташуванні ТЕД у візку (рисунок 3.1) відстань між осями колісних пар визначається за формулою мм,

$$a_1 = c + n + b + D_k / 2 + S, \qquad (3.1)$$

де c - відстань від осі колісної пари до крайньої точки носика ТЕД, мм;

n - ширина поперечних скріплень рами до її боковин, мм:

n = 400-500 мм - для конструкції візка із жорстким шворнем,

n = 500-650 мм - для конструкції візка із шворнем, який допускає поперечні переміщення візка (пружний шворінь),

n = 300-400 мм - для конструкції візка із маятниковими опорами;

S - відстань між гребенем бандажа колісної пари і поперечним кріпленням рами, мм, S = 50-300 мм;

b - зазор між опорним кронштейном ТЕД і поперечним кріпленням рами візка до її боковин, мм:

b = 20-25 мм - при опорно-осьовому підвішуванні ТЕД,

b = 40-50 мм - при опорно-рамному.

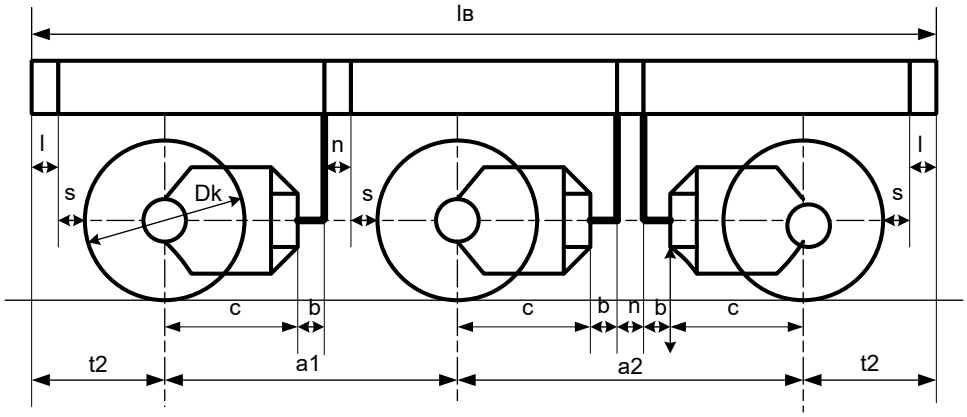

Рисунок 3.2 – Двобічне розташування ТЕД у візку

При двобічному розташуванні ТЕД у візку відстань між осями колісних пар визначається за формулою, мм,

$$a_2 = 2c + n + 2b. \qquad (3.2)$$

Відстань від осі колісної пари до торця кінцевого поперечного кріплення рами візка, мм:

- ТЕД повернутий у бік кінцевої балки:

$$t_1 = c + в + I, \qquad (3.3)$$

де I = 60 - 250 мм - ширина кінцевого поперечного кріплення рами візка;

- ТЕД повернутий у бік, протилежний кінцевому поперечному кріпленню:

$$t_2 = D_k / 2 + S + I . \quad (3.4)$$

Довжина рами візка мм,

$$L_в = a_1 + a_2 + t_1 + t_2. \quad (3.5)$$

Довжина рами візка залежить від конструкції підвішування ТЕД, у зв'язку з цим можливі такі рівності: $a_1 = a_2$ або $t_1 = t_2$, внаслідок чого формула (3.5) набуває вигляду

При однобічному розміщенні ТЕД у візку

$$L_B = 2a_1 + t1 + t2 \quad (3.6)$$

При двобічному розміщенні ТЕД у візку

$$L_B = a_1 + a_2 + 2t_2 . \quad (3.7)$$

Приклад. Приймаємо однобічне розміщення ТЕД у візку; c = 600 мм; n = 600 мм; b = 25 мм; S = 100 мм; I = 125 мм.

Розв'язання. $a_1 = a_2 = c + n + b + D_K/2 + S = 600 + 600 + 25 + +1050/2 + 100= = 1850$ мм.

$t_1 = c + b + I = 600 + 25 + 125 = 750$ мм.

$t_2 = D_k / 2 + S + I = 1050/2 + 100 + 125 = 750$ мм.

$L_B = 2*1850 + 750 + 750 = 5200$ мм.

При двобічному розміщенні ТЕД у візку

$a_2 = 2c + n + 2b = 2*600 + 600 + 2*25 = 1850$ мм.

$L_В = 1850 + 1850 + 2*750 = 5200$ мм.

3.2 Визначення розмірів локомотива

Довжина локомотива, мм, по осях автозчеплень встановлюється в процесі його компонування. Попередньо ця довжина визначається залежно від величини потужності дизеля N_e за емпіричними формулами

1) при N_e <1100 кВт $L = N_e (27 - 0{,}0011\ N_e)$; (3.8)

2) при N_e = 1100-3000 кВт, $L = N_e (10 - 0{,}0012\ N_e)$; (3.9)

3) при N_e> 3000 кВт, $L = 7N_e (1 - 0{,}0001\ N_e)$. (3.10)

Остаточно значення довжини локомотива коректується відповідно до локомотива–зразка.

Співвідношення між довжиною локомотива L і його базою $L_б$ повинно задовольняти умови проходження локомотивом кривих, що мають радіуси 80 м або 125 м.

Для локомотивів з тривісними візками і довжиною до 20 м при потужності дизеля локомотива до 2200 кВт відношення $L_б/L = 0{,}5 – 0{,}52$; у разі застосування двовісних візків $L_б/L = 0{,}48$; для більш потужних локомотивів (Ne> 2200 кВт) з довжиною 20 м і більше відношення $L_б/L = 0{,}57 – 0{,}6$.

База локомотива визначається за формулою мм,

$$L_б = L^* (L_б/L). \quad (3.11)$$

Основні геометричні розміри екіпажної частини локомотивів наведено на рисунку 3.3.

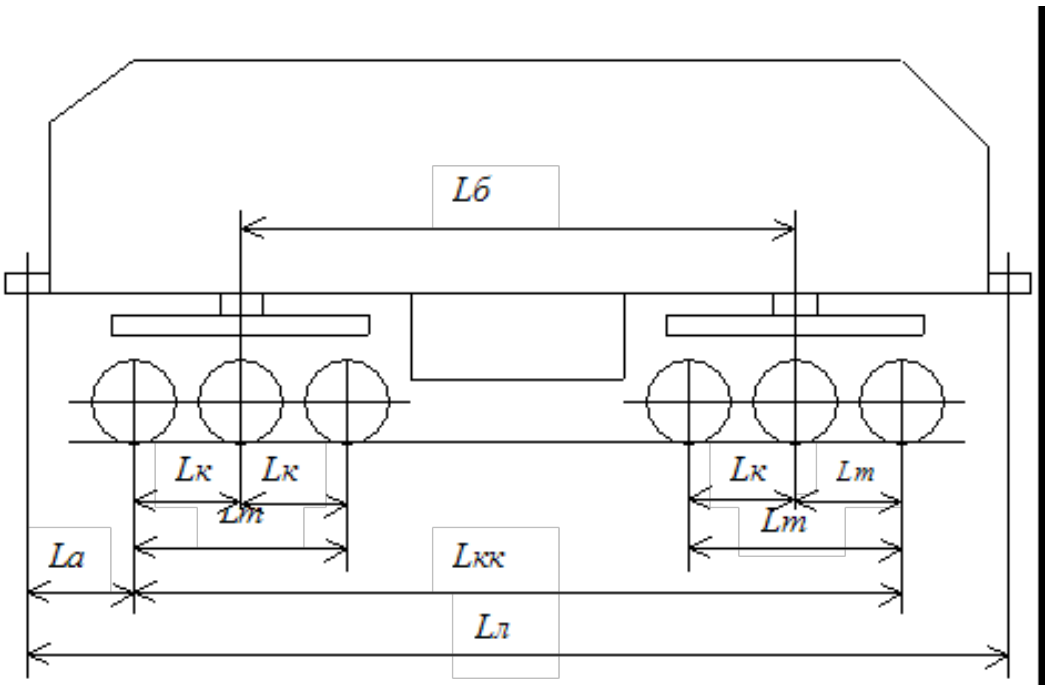

Рисунок 3.3 – Основні геометричні розміри екіпажної частини локомотивів

Приклад. Дано: N_e = 2200 кВт.

Розв'язання. $L_Л$ = 2200(10 - 0,0012*2200) = 16200 мм.

Приймаємо за тепловозом-зразком $L_Л$ = 18150 мм.

Приймаємо $L_Б/L$ = 0,5. Маємо $L_Б$ = 0,5*18150 = 9075 мм.

Приймаємо за тепловозом-зразком $L_Б$ = 8600 мм.

4 Компонування локомотива

4.1 Розміщення основного та допоміжного обладнання локомотива

У даному розділі курсового проекту необхідно коротко описати компонування локомотива, тобто розміщення основного та допоміжного обладнання. Коротко описати обладнання локомотива: дизель, тяговий генератор, машини допоміжного обладнання з зазначенням функцій кожної з них, систему

охолодження дизеля. Потрібно також згадати про конструкцію кузова (вказати його тип) тепловоза. Необхідно посилатися на виконане креслення локомотива із зазначенням позицій у специфікації.

Особливу увагу надати розміщенню обладнання допоміжних систем локомотива, а також розміщенню обладнання в кабіні машиніста.

4.2 Будова та робота основних вузлів екіпажної частини локомотива

У цьому розділі курсового проекту більш докладно необхідно описати конструкцію і детально подати такі вузли:

- опорно-повертальний пристрій;
- шворневий вузол або інший пристрій для передачі тягового зусилля;
- повідковий зв’язок букси з рамою візка;
- схеми та елементи ресорного підвішування.

Також потрібно описати тяговий привод, де вказати його клас, елементи, що входять до його складу.

Необхідно описати механізми передачі вертикальних навантажень від підресореної маси тепловоза на колісні пари і передачі тягового зусилля від колеса до автозчеплення тепловоза.

По кожному вузлу надати призначення вузла, його конструкцію та роботу.

При описі вищенаведених вузлів необхідно посилатися на креслення вузлів із зазначенням позицій.

5 Розрахунок ресорного підвішування

5.1 Вибір схеми і розрахунок на міцність пружних елементів ресорного підвішування

5.1.1 Розрахунки на міцність листової ресори

Визначення кількості листів ресори, які задовольняють умову їх міцності при статичному навантаженні

При розрахунках на міцність ресор слід прийняти допустиме напруження згину ресори під статичним навантаженням $[\sigma_H]_{доп}$ = 550 – 650 МПа.

$$[\sigma_H]_{доп} \le \frac{M}{nW}, \tag{5.1}$$

де $M = \frac{P_{ст} \cdot l}{4}$ - момент від статичного навантаження, Нм;

$W = \frac{b \cdot h^2}{6}$ - момент опору листа ресори, м^3;

n – загальна кількість листів ресори.

Довжину ресори l, ширину b і товщину h листа ресори в метрах і статичне навантаження $P_{ст}$ вибирають за таблицею 1.4 завдання. Тоді кількість листів ресори

$$n = \frac{3P_{ст}l}{2bh^2(n+1)}. \tag{5.2}$$

Перевірка міцності ресори при динамічному навантаженні

Допустиме напруження згину ресори під динамічним навантаженням $[\sigma_H]_{\max} = 1000\ ÌÏà$.

Ресори перевіряють за допустимим напруженням згину при динамічному навантаженні $P_{дин}$ з урахуванням впливу хомута за формулою, МПа,

$$[\sigma_H]' = \frac{3P_{дин}l}{2bh^2(n+1)}. \tag{5.3}$$

Динамічне навантаження на ресору, Н.

$$P_{äèí} = P_{ñò}(1 + K_Ä), \tag{5.4}$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки визначають за емпіричною формулою

$$K_Д = 0{,}1 + 0{,}2\frac{V_к}{f_{ст}} \qquad (5.5)$$

де $V_к$, $f_{ст}$–відповідно конструкційна швидкість, $км/год$ і статичний прогін ресорного підвішування локомотива-зразка, мм (таблиця 1.4).

Ресора задовольняє умову міцності при динамічному навантаженні, якщо

$$[\sigma_H]' < [\sigma_H]_{\max} \qquad (5.6)$$

Визначення статичного прогину (деформації) листової ресори

Статичний прогин листової ресори, мм,

$$f_P = \frac{6P_{CT}\left(\ell/2 - a/6\right)^3}{E\,в\,h^3(3n_K + 2n_C)}, \qquad (5.7)$$

де: $E = 2{,}05\cdot 10^5$ МПа - модуль пружності для ресорно-пружинної сталі;

a – ширина хомута ресори (таблиця 1.4);

n_K – число корінних листів ресори ($n_K = 2$);

$n_C = n - n_K$ – кількість листів ступінчатої частини ресори.

Приклад.

Дано:

$P_{CT} = 8\cdot 10^4\ H; \ell = 1{,}15\ м; h = 0{,}016\ м; в = 0{,}12\ м; a = 0{,}11\ м; V_к = 100км/год;$
$f_{ст} = 100мм$

Розв'язання. $W = \frac{0{,}12\cdot 0{,}16^2}{6} = 5{,}12\cdot 10^{-6}\ м^3$;

$$n = \frac{8\cdot 10^4\cdot 1{,}15}{4\cdot 5{,}12\cdot 10^{-6}\cdot 650\cdot 10^6} \approx 7 \text{ листів } (n_K = 2; n_C = 5);$$

$$K_Д = 0{,}1 + 0{,}2\frac{100}{100} = 0{,}3; \qquad P_{ДИН} = 8\cdot 10^4(1 + 0{,}3) = 10{,}4\cdot 10^4\ H;$$

$$[\sigma_H]' = \frac{3 \cdot 10{,}4 \cdot 10^4 \cdot 1{,}15}{2 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}016^2 \cdot 8} = 730 \cdot 10^6 = 730 \text{ МПа}$$

$730\ МПа < 1000\ МПа$ – умова міцності для листової ресори виконується.

$$f_P = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^4 \left(1{,}15/2 - 0{,}116/6\right)^3}{2{,}05 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}016^3 (3 \cdot 2 + 2 \cdot 5)} = \frac{8{,}3 \cdot 10^4}{1{,}6 \cdot 10^6} = 0{,}052 = 52\ мм.$$

5.1.2 Розрахунок на міцність гвинтової пружини

Визначення діаметра пружини

Пружини на міцність розраховуються за допустимою дотичною напругою при динамічному навантаженні $[\tau]_{\max} = 650\,МПа$.

Діаметр прутка пружини визначається з рівняння, мм,

$$[\tau]_{\max} = \frac{8kP'_{дин} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{5.8}$$

звідки

$$d = \sqrt[3]{\frac{8kP'_{дин} \cdot D}{\pi \cdot [\tau]_{\max}}}, \tag{5.9}$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення дотичної напруги в перерізі на внутрішній поверхні витка пружини за рахунок її кривизни та інших факторів. Величина коефіцієнта залежить від індексу пружини $c = \frac{D}{d}$.

При розрахунках можна прийняти $k = 1{,}25 \div 1{,}3$;

D – діаметр пружини, м;

$P'_{дин}$ – динамічне навантаження на пружину, Н. Приймається $P'_{дин} = 0{,}5P_{дин}$ - для збалансованої системи ресорного підвішування.

Для індивідуальної системи ресорного підвішування буксовий комплект складається з трьох гвинтових пружин одна в одній. Тому для такої системи необхідно виконати розрахунок трьох пружин за умови, що навантаження між пружинами розподіляється наступним чином:

зовнішня пружина – 65 %;

середня пружина – 23 %;

внутрішня пружина – 12 % від загального навантаження комплекту.

Статичне навантаження на два буксових комплекти приймається за таблицею 1.5. Динамічне навантаження розраховується так, як для листової ресори (п. 5.1.1).

Визначення кількості витків пружини

Кількість робочих витків визначають із рівняння деформації пружини

$$f_{пр} = \frac{8D^3 \cdot n_p \cdot P'_{CT}}{d^4 G}, \qquad (5.10)$$

звідки

$$n_p = \frac{f_{пр} \cdot d^4 \cdot G}{8D^3 \cdot P'_{CT}}, \qquad (5.11)$$

де $f_{пр}$ – прогин пружини (прийняти відповідно до завдання);

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа - модуль зсуву для сталі;

P'_{CT} – статичне навантаження на пружину, прийняти $P'_{CT} = 0{,}5P_{CT}$ (для збалансованої системи ресорного підвішування).

Для індивідуального ресорного підвішування статичне навантаження приймається за таблицею 1.5 за умови розподілу його на три пружини.

Приклад.

Дано. $D = 0{,}2м; P'_{дин} = 5{,}2 \cdot 10^4 Н; P'_{CT} = 4 \cdot 10^4 Н; f_{CT} = f_{пр} = 100мм = 0{,}1м$.

Розв'язання.

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1{,}3 \cdot 5{,}2 \cdot 10^4 \cdot 0{,}2}{3{,}14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{10{,}8 \cdot 10^4}{2200 \cdot 10^6}} = 0{,}037м = 37мм$$

$$n_p = \frac{0{,}1 \cdot 0{,}037^4 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6}{8 \cdot 0{,}2^3 \cdot 4 \cdot 10^4} \approx 6 \text{ витків.}$$

Приймаючи кількість опорних витків 1,5, отримаємо загальну кількість витків 7,5.

5.1.3 Розрахунки на міцність гумового амортизатора

Загальні положення

У цьому пункті студент повинен підібрати гуму необхідної твердості, яка забезпечує міцність гумового амортизатора під статичним навантаженням. Гумові амортизатори ресорного підвішування можуть мати форму диска, кільця або прямокутника і встановлюються як опори пружин і ресор.

При розрахунку гумових амортизаторів стиску абсолютна деформація під статичним навантаженням приймається

$$\Delta H = (0{,}1 \div 0{,}15) H \tag{5.12}$$

де H - початкова висота амортизатора.

При більших значеннях ΔH гума швидко руйнується. Характеристика гумового амортизатора в межах $\varepsilon \le 0.2$ приймається лінійного і виражається за допомогою закону Гука:

$$\sigma = E_P \cdot \varepsilon \tag{5.13}$$

де σ – напруга стиску МПа,

E_P – розрахунковий модуль пружності гуми, МПа

Оскільки $\sigma = \frac{p}{F}$ та $\varepsilon = \frac{\Delta H}{H}$,

де F – площа амортизатора,

то

$$\Delta H = f_{ра} = \frac{HP}{E_P \cdot F} \qquad (5.14)$$

Якщо амортизатор (у вигляді диска, кільця або прямокутника) зазнає деформації стиску, то його жорсткість буде залежати від вільної поверхні випинання гуми та від стану опорних площин. Розрахунковий модуль пружності амортизатора визначається за формулою, МПа

$$E_P = E(1 + \alpha \Phi) \qquad (5.15)$$

де E – модуль пружності гуми, МПа;

α – коефіцієнт, який враховує стан опорних поверхонь. При міцному скріпленні опорних поверхонь гуми до металевих прокладок $\alpha = 4{,}67$;

Φ – коефіцієнт форми, який є відношенням площі опорної поверхні (однієї) амортизатора до його повної бокової поверхні (поверхні випинання).

Модуль пружності E пов'язаний з модулем зсуву гуми G_P виразом

$$E = 3G_P \qquad (5.16)$$

Основним показником, який оцінює властивості гуми, є її твердість. Перехід від числа твердості h до G_P здійснюється згідно з емпіричною формулою

$$G_P = \left(\frac{h}{61{,}64}\right)^2. \qquad (5.17)$$

В формулі (5.17) G_P виражається в мегапаскалях. Напруга стиску $\sigma_{СТИСК.}$ і коефіцієнт форми Φ кільцевого амортизатора визначається за формулами

$$\sigma_{СТИСК.} = \frac{P'_{СТ}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \qquad (5.18)$$

де D і d – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри амортизатора, мм

$$\Phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D+d)} = \frac{D-d}{4H}. \qquad (5.19)$$

Таким чином, за габаритними розмірами амортизатора D, d, H (таблиці 1.4 або 1.5) і навантаженням P'_{CT} можна визначити напругу стиску, модуль пружності, модуль зсуву, а потім необхідну твердість гуми, яка забезпечує допустиму деформацію амортизатора.

Приклад.
Дано. D = 0,22 м; d = 0,07 м; H = 0,03 м; $P_{ст.}$ = 82,5 кН.
Розв'язання.

$$\sigma_{CT} = \frac{82{,}5 * 10^3 * 0{,}5 * 4}{3{,}14 * (0{,}22^2 - 0{,}07^2)} = 1208260{,}1 \frac{H}{м^2} \qquad \Phi = \frac{0{,}22 - 0{,}07}{0{,}03} = 5.$$

Приймаємо ε = 0,2, а α = 4,67;

$$Å_ä = \frac{1208260{,}1}{0{,}2} = 6041300{,}5 \frac{Í}{ì^2};$$

$$E = \frac{603}{1 + \frac{4{,}67}{5}} = 3130207{,}5 \frac{Í}{ì^2};$$

$$G_Ð = \frac{3130207{,}5}{3} = 1043402{,}5 \frac{Í}{ì^2} = 1{,}043 ÌÏà \quad ;$$

$$h = \sqrt{61{,}64^2 \cdot 1{,}043} = 62{,}95.$$

5.1.4 Визначення жорсткості та статичного прогину ресорного підвішування

Основною пружною характеристикою ресорного підвішування візка є жорсткість, що показує величину навантаження, kH, яке викликає статичний прогин ресорного підвішування в один міліметр.

Геометричні розміри пружних елементів, до яких належать пружини, листові ресори і гумові амортизатори, необхідно взяти із розділів, де виконано їх розрахунок на міцність.

Жорсткість пружних елементів, $\frac{кН}{мм}$, визначиться з таких формул:

-листової ресори $Ж_Р = \frac{Евв^3(3n_К + 2n_С)}{6(\ell_к/2 - a/6)}$; (5.20)

-резинового амортизатора $Ж_{Р.А.} = \frac{E_Р \cdot F}{H}$; (5.21)

-циліндричної пружини $Ж_{ПР} = \frac{d^4 G}{8n_Р D^3}$. (5.22)

Пояснення величин, які входять у ці формули наведено у пунктах 5.1.1-5.1.3.

Можна прийняти розміри пружин, листових ресор, гумових амортизаторів за локомотивом – зразком.

Сумарна жорсткість ресорного підвішування залежить від способу навантаження пружних елементів: паралельного, послідовного і змішаного.

Жорсткість групи пружних елементів у загальному випадку визначається на основі прирівнювання роботи, необхідної для осадки всієї ресорної системи, до суми робіт, витрачених на прогін окремих елементів.

При навантаженні декількох пружних елементів, наприклад пружини і ресори, робота, необхідна на стиск системи, дорівнює сумі робіт на стиск цих елементів.

$$\frac{P_{заг} \cdot f_{заг}}{2} = \frac{P_Р F_Р}{2} + \frac{P_{ПР} f_{ПР}}{2}. \quad (5.23)$$

Введемо заміну у формулі (5.23)

$$f_{заг} = \frac{P_{заг}}{Ж_{заг}}; f_Р = \frac{P_Р}{Ж_Р}; f_{ПР} = \frac{P_{ПР}}{ж_{ПР}}.$$

Отримаємо

$$\frac{P_{çàã}^2}{Æ_{çàã}} = \frac{Ð_Ð^2}{Æ_Ð} + \frac{Ð_{ÏÐ}^2}{Æ_{ÏÐ}}. \qquad (5.23,а)$$

При послідовному навантаженні елементів (рисунок 5.1) $P_{заг} = P_Р = P_{ПР}$, тоді маємо

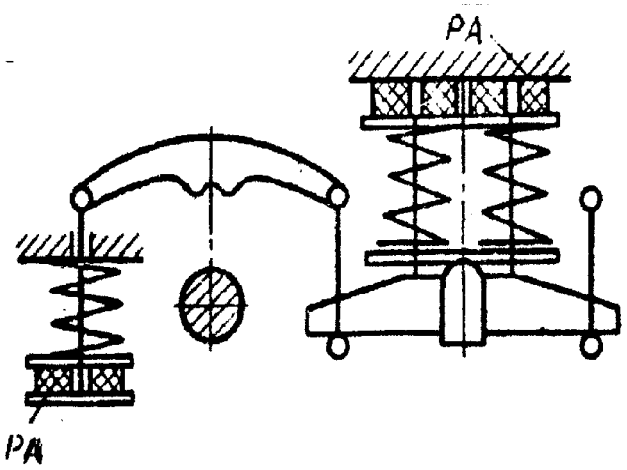

Рисунок 5.1 - Схема навантаження елементів ресорного підвішування

$$\frac{1}{Ж_{заг}} = \frac{1}{Ж_Р} + \frac{1}{Ж_{ПР}} \text{ або } Ж_{заг} = \frac{Ж_Р \cdot Ж_{ПР}}{Ж_Р + Ж_{ПР}}. \qquad (5.24)$$

Слід студенту запам’ятати, що при послідовному навантаженні елементів складаються величини, зворотні жорсткості, які називаються гнучкістю.

При паралельному навантаженні елементів (рисунок 5.1).

$$P_{заг} = Ж_{заг} \cdot f_{заг};$$

$$P_Р = Ж_Р \cdot f_Р; P_{ПР} = Ж_{ПР} \cdot f_{ПР}.$$

Після підстановки у формулу (5.23, а) отримаємо

$$Ж_{заг} \cdot f_{заг}^2 = Ж_Р \cdot f_Р^2 + Ж_{ПР} \cdot f_{ПР}^2.$$

Оскільки при паралельному навантаженні $f_{заг} = f_Р = f_{ПР}$, то маємо, кН/мм.

$$Ж_{заг} = Ж_Р + Ж_{ПР}. \qquad (5.25)$$

При паралельному навантаженні елементів їх жорсткості складаються.

Знання цього принципу легко дозволяє визначати сумарну жорсткість будь – якої складної системи.

Загальна жорсткість збалансованого ресорного підвішування (рисунок 1.1) трьохвісного візка $\frac{кН}{мм}$,

$$Ж_Т = \frac{36Ж_{Р.У} + Ж_{КУ}}{Ж_{Р.У} + 4Ж_{КУ}}, \qquad (5.26)$$

де $Ж_{Р.У}$ – жорсткість пружин і ресори ресорного вузла, $\frac{кН}{мм}$;

$Ж_{КУ}$ – жорсткість пружин кінцевого вузла, $\frac{кН}{мм}$.

Жорсткість пружних елементів ресорного вузла

$$Ж_{Р.У} = \frac{1}{\frac{1}{Ж_Р} + \frac{1}{2Ж_{Р.А}} + \frac{1}{Ж_{ПР}}}, \qquad (5.27)$$

де $Ж_Р, Ж_{Р.А.}, Ж_{ПР}$ – відповідно жорсткості ресори, гумового амортизатора та пружини, $\frac{кН}{мм}$

Жорсткість кінцевого вузла, $\frac{кН}{мм}$

$$Æ_{ÊÓ} = \frac{Æ_{ÏÐ} \cdot Æ_{ÐÀ}}{Æ_{ÏÐ} + Æ_{ÐÀ}} \qquad (5.28)$$

Загальна жорсткість індивідуального ресорного підвищування, $\frac{кН}{мм}$ з урахуванням жорсткості буксових повідків (рисунок 1.2).

$$Ж_Т = 12\frac{Ж_{ПР} \cdot Ж_{РА}}{Ж_{ПР} + Ж_{РА}} + \sum Ж_{ПВ}, \qquad (5.29)$$

Жорсткість двох буксових повідків прийняти 0,3 $\frac{кН}{мм}$. Сумарна жорсткість буксових повідків тривісного візка

$$\sum Ж_{ПВ} = 6Ж_{ПВ} = 6 \cdot 0{,}3 = 1{,}8 \ \frac{кН}{мм}.$$

Жорсткість ресорного підвішування візка, яка віднесена до колеса, $\frac{кН}{мм}$, визначиться як

$$Ж_К = \frac{Ж_Т}{К},$$

де K – кількість осей у візку.

Статичний прогин ресорного підвішування $f_{СТ}$, показує величину осадки пружних елементів під дією статичного навантаження.

Якщо $Ж_Т = \frac{P_{СТ}}{f_{СТ}}$, то $f_{СТ} = \frac{P_{СТ}}{Ж_Т}$.

Статичне навантаження на візок, *кН*, приблизно визначиться виходячи з навантаження на вісь, яке приведене у завданні.

$$P_{СТ} = 2П \cdot k \qquad (5.30)$$

де k – кількість осей у візку;
$2П$ – навантаження на одну вісь, kH.

Приклад. Розрахунок жорсткості кінцевого вузла
Дано:

$$Ж_{ПР} = 0{,}48 \ kH/мм; Ж_{Р.А.} = 11{,}5 \ kH/мм;$$

Розв'язання.

$$Ж_{КУ} = \frac{0{,}48 \cdot 11{,}5}{0{,}48 + 11{,}5} = 0{,}46 \ kH/мм.$$

Приклад. Розрахунок жорсткості ресорного вузла

Дано:

$$Ж_{ПР} = 1{,}0 \ {kH}/{мм}; Ж_{Р} = 1{,}77 \ {kH}/{мм};$$

Розв'язання.

$$Ж_{Р.У.} = \frac{1}{\frac{1}{1{,}77} + \frac{1}{2 \cdot 11{,}5} + \frac{1}{2 \cdot 1{,}0}} = 0{,}91 \ {kH}/{мм} .$$

Загальна жорсткість візка буде

$$Ж_{Т} = \frac{36 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}46}{0{,}91 + 4 \cdot 0{,}46} = 5{,}5 \ {kH}/{мм} .$$

5.2 Визначення частоти коливань підресореної маси

Коливання підресорених мас, які виникають внаслідок дії випадкової жорсткості нерівності шляху і які залежать від жорсткості системи і величини підресореної маси, називаються вільними (власними) коливаннями системи. Вони показують кількість повних періодів коливань в одиницю часу, *Гц*,

$$H_{C} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ж_{Т}}{m_{Т}}}, \qquad (5.31)$$

де $m_{Т}$ – підресорена маса, яка припадає на візок, *кг*.

Якщо прийняти $Æ_{Ò} = \frac{Ð_{ñò}}{f_{ñò}}, m_T = \frac{Ð_{ñò}}{g}$, то отримаємо найбільш просту формулу для визначення частоти власних коливань підресореної маси локомотив, *Гц*.

$$H_c \approx \frac{5}{\sqrt{f_{ñò}}}, \tag{5.32}$$

При користуванні формулою (5.32) статичний прогин $f_{ñò}$ слід підставляти тільки в сантиметрах.

З урахуванням впливу сил тертя у листових ресорах і внутрішнього тертя в гумовометалевих амортизаторах формула (5.32) уточнюється, *Гц*:

$$H_c \approx \frac{6}{\sqrt{f_{ñò}}}. \tag{5.33}$$

Між круговою та лінійною частотами коливань є співвідношення, c^{-1}:

$$\omega_c = 2\pi H_c. \tag{5.34}$$

Власні коливання системи протікають з приблизно постійною частотою. Для сучасних локомотивів частота власних коливань знаходиться в межах:

$$H_c = 1{,}8 \div 2{,}2 \ \ Ãö;$$

$$\omega_ñ = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}0 = 12{,}56, \quad ñ^{-1}.$$

У варіантах, де за тепловоз–зразок приймається тепловоз ТЕП70, пружні елементи розміщуються у двох ступінях – між буксами і візками і між візками та кузовом. Надресорна будівля має дві ступені вільності і дві частоти вільних коливань, які можуть бути визначені за наступною формулою, $с^{-1}$;

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{Æ_1 + Æ_2}{M_1} + \frac{Æ_2}{M_2}\right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{Æ_1 + Æ_2}{M_1} + \frac{Æ_2}{M_2}\right)^2 - \frac{Æ_1}{M_1} \cdot \frac{Æ_2}{M_2}}, \tag{5.35}$$

де $Ж_1$ – жорсткість підвішування першої ступені (буксової), $\frac{кН}{мм}$;

M_1 – підресорна маса двох візків, *кг;*

$Ж_2$ – жорсткість підвішування другої ступені (кузовної) $\frac{кН}{мм}$;

M_2 – підресорна маса кузова, *кг*.

Жорсткість підвішування першої ступені дорівнює жорсткості підвішування двох візків $Ж_1 = 2Ж_В$. Жорсткість підвішування візків тепловозів ТЕП70 визначається з формул, які наведені вище для індивідуального підвишування з урахуванням жорсткості буксових повідків.

Розрахунок жорсткості кожного із пружних елементів другої ступені підвішування студентом не виконується. Вихідні дані, які дозволяють визначити загальну жорсткість підвішування другої ступені $Ж_2$, можуть бути прийняті за локомотивом-зразком.

Загальна жорсткість другої ступені підвішування тепловоза може бути легко визначена студентом після вияснення схеми навантаження пружних елементів і способу їх з'єднання (паралельне, послідовне). Вага кузова з обладнанням, підресорена вага двох візків приймаються за локомотивом-зразком. Відповідна підресорна вага $M = \frac{P_{Cm}}{g}$ (g – прискорення вільного падіння g=9,81$\frac{м}{с^2}$). Підставляємо отримані дані у вихідне рівняння, отримаємо два значення частот вільних коливань ω_1 *і* ω_2, які повинні бути додатними. Менше з них являє собою частоту першого головного коливання (візок і кузов коливаються синфазно). Більш висока частота відповідає другому головному коливанню (кузов і візок рухаються назустріч один одному).

5.3 Визначення критичної швидкості руху

Ресорне підвішування являє собою складну коливальну систему, на яку періодично діють збурення з боку шляху, які породжують так звані вимушені коливання.

Частота вимушених коливань, $с^{-1}$

$$\omega_В = \frac{2\pi V}{L}, \qquad (5.36)$$

де V-швидкість руху тепловоза, $^{м}/_{с}$;

L – довжина рейкових ланок, $м$.

Явище резонансу може статися, коли частота власних коливань буде дорівнювати частоті вимушених коливань. Швидкість руху, *км/год*, при якій настає це небезпечне явище, що призводить іноді до сходу коліс з рейок, називається критичною.

Вона знаходиться зі співвідношення

$$\omega_c = \omega_B; \frac{2\pi V_{KP}}{L} = \sqrt{\frac{Ж_T}{m_T}}, \qquad (5.37)$$

де $V_{кр}$ - критична швидкість руху локомотива, $^{м}/_{с}$,

звідки

$$V_{KP} = \frac{\omega_C}{2\pi} \cdot L = \frac{5L}{\sqrt{f_{Cm}}}. \qquad (5.38)$$

Отримане значення критичної швидкості слід порівняти з заданою конструкційною швидкістю. Для того, щоб запобігти явищу резонансу і небажаним явищам, пов’язаних з ним, критична швидкість руху локомотива повинна бути вище конструкційної.

Розрахунок критичної швидкості зробити для двох значень довжин рейкових ланок:

$$L_1 = 12{,}5\,м \; і \; L_2 = 25\,м.$$

5.4 Розрахунок демпфірування коливань

У ресорному підвішуванні тепловозів демпфірування (гасіння коливань) здійснюється за допомогою гасників сухого тертя (фрикційних), або листових ресор. В окремих випадках використовуються гідравлічні гасники, які ненадійно працюють у буксовій ступені через дію на них ударних (імпульсних)

навантажень. Тому гідрогасники частіше використовуються в другій ступені ресорного підвішування (ТЕП70), в якій від дії ударних навантажень вони захищені пружністю буксової ступені підвішування.

У дослідній експлуатації використовуються пневматичні гасники, робочим тілом яких є стиснуте повітря. Такі гасники надійно працюють в обох ступенях ресорного підвішування.

Демпфіруючий вплив на систему мають гумові амортизатори, у яких є внутрішнє тертя.

Демпфірування в ресорному підвішуванні прийнято вважати задовільним, якщо робота тертя, утворена демпферами, складає 3-6% роботи пружних сил підвішування в цілому. Ця величина носить назву коефіцієнта відносного тертя.

Робота пружних сил підвішування візка

$$A_{ПР} = 4 f_{ст} Ж_Т Z_1, \qquad (5.39)$$

де $f_{ст}$ – статичний прогин підвішування, $мм$;

$Ж_Т$ – жорсткість підвішування візка, $кН/мм$;

Z_1 – величина відхилення рами візка при коливаннях (динамічний прогин).

При розрахунках слід задатись величиною динамічного прогину

$$Z_1 = 15 \div 25 \quad мм.$$

Робота сил тертя в підвішуванні візка, яка утворена фрикційними гасниками, Дж

$$W_Ф = 4 F_{ТР} Z_1 n, \qquad (5.40)$$

де $F_{ТР}$ – сила тертя одного гасника, кН,

$F_{ТР} = 5 \div 6$ кН; n – число гасників ($n = 6$).

Коефіцієнт відносного тертя

$$\varphi_Т = \frac{W_Ô}{A_{ÏÐ}} = \frac{F_{ТР} \cdot n}{f_{ст} Æ_Ò} \geq 00{,}3 \div 0{,}06.$$

За необхідності слід збільшити силу тертя, яка утворена фрикційним демпфером.

Робота сил в'язкого тертя гідрогасників візка, Дж,

$$W_{\tilde{A}} = \pi C_T \omega_c Z_1^2, \qquad (5.41)$$

де C_T – сумарний коефіцієнт опору гасників візка, $kH \cdot c/мм$,

$$C_T = \lambda C_{KP}, \qquad (5.42)$$

де λ – коефіцієнт відносного демпфірування рекомендує значення $\lambda = 0{,}28 \div 0{,}3$);

C_{KP} – критичний коефіцієнт опору, при якому коливання практично відсутні, $kH \cdot c/мм$,

$$C_{KP} = 2\sqrt{Ж_T \cdot m_T}, \qquad (5.43)$$

де $Ж_T$ – жорсткість підвішування візка, *кН/мм*;

m_T – вага підресореного вантажу, *кН*.

Коефіцієнт відносного тертя ресорного підвішування візка з листовими ресорами визначається за формулою

$$\varphi_T = \frac{\varphi_P n_л \alpha^2}{Ж_P} \cdot Ж_T, \qquad (5.44)$$

де φ_P – коефіцієнт відносного тертя листової ресори;

$n_л$ - кількість листових ресор у візку;

α – частина навантаження на кожну ресору.

Частина навантаження на листову ресору при збалансованому підвішуванні тривісного візка $\alpha = 1/6$.

У візка є чотири листових ресори: $n_л = 4$.

Коефіцієнт відносного тертя ресори

$$\varphi_P = 2\mu(n-1)\frac{h}{L}, \qquad (5.45)$$

де μ – коефіцієнт тертя між листами ресори; приймаємо в умовах недостатнього змащення рівним 0,4;

h – товщина листа, мм;

L – довжина ресори, мм;

n – загальна кількість листів у ресори.

Розміри листової ресори визначені або прийняті вище.

6 Вписування локомотива в криву

6.1 Геометричне вписування методом параболічної діаграми

Щоб забезпечувати рух локомотива по кривій ділянці шляху, доводиться враховувати особливості такого руху як при укладанні рейок, так і при конструюванні локомотивного екіпажа. При великій жорсткій базі локомотива може відбутися заклинювання гребенів бандажів у середині рейкової колії кривих малого радіуса. Для того щоб цього не сталося, криві малого радіуса укладають зі збільшеною шириною колії.

Для полегшення вписування локомотивного екіпажа в криві малого радіуса застосовують поворотні візки і роблять осьовий розбіг колісних пар.

Для оцінки доцільності застосування заходів, що забезпечують проходження локомотива по кривих, необхідно перш за все розглянути геометричні співвідношення між розмірами рейкової колії і локомотивного екіпажа. Вирішення цих питань становить предмет розрахунків геометричного вписування у криві. При цьому вирішуються такі завдання:

- чи вписується локомотив з даною жорсткою базою в криву заданого радіуса;

- визначається необхідний осьовий розбіг;

- визначається кут набігання колісних пар на зовнішню рейку при найбільшому перекосі екіпажа;

- визначаються максимальні відхилення кінців і середин рам екіпажа відносно рейкового шляху в кривій.

Через відмінності в розмірах кривої, бази екіпажа і зазора в кривій застосування звичайного масштабу для розв'язання задач геометричного вписування графічним способом неможливо. Щоб використовувати графічний метод вписування, доводиться вдаватися до спеціальних прийомів.

Якщо для поперечних і поздовжніх напрямів обрати різні, не пов'язані один з одним масштаби, то коло, що зображує кругову криву рейкової колії, перетворюється в еліпс, який на ділянці, де вписується локомотив (при вершині еліпса), з великим ступенем точності може бути замінений параболою. Цей спосіб вписування називається параболічним.

Порядок вписування:

1 Викреслюється база локомотива в масштабі $m_X=1/n$, при цьому можна прийняти n рівним 25-50.

2 Знаходять ординати рейкових шляхів. Ординати зовнішньої рейки визначають за формулою

$$y = \frac{m_Y}{2Rm_X^2}x^2, \qquad (6.1)$$

де x - поточні абсциси бази локомотива (креслярські),

R - заданий радіус кривої, мм;

m_y - масштаб по вертикалі, який зазвичай приймають рівним 1:1 або 1:2.

Для більш точної побудови параболи необхідно брати більше значень x. Розрахунок координат точок параболи зводять у таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 - Розрахунок координат точок параболи

X	X_1	X_2	X_3	……	X_n
X^2	$(X_1)^2$	$(X_2)^2$	$(X_3)^2$	……	$(X_n)^2$
y	y_1	y_2	y_3	……..	y_n

За обчисленими значеннями y будують параболу, яка зображує зовнішню рейку (рисунок 6.1).

Зображення внутрішньої рейки буде отримано, якщо параболу зовнішньої рейки зрушити паралельно самій собі уздовж осі y на величину

$$y'' = (2\delta + \Delta)m, \qquad (6.2)$$

де 2σ - сумарний зазор між гребенем бандажа і рейкою на прямій ділянці колії, мм;

Δ - розширення рейкової колії в кривій, мм.

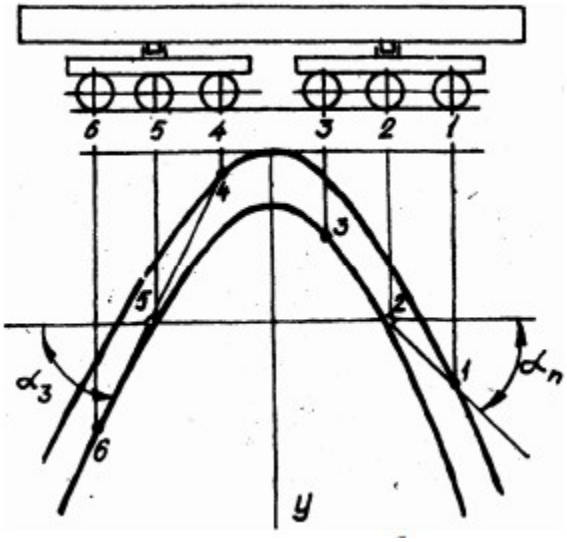

Рисунок 6.1 - Вписування тепловоза в криву параболічним методом

Схема екіпажа зображується в масштабі m_X так, щоб поздовжня вісь кузова була паралельна осі O_x.

При m_X і будь-якому m_Y стріла у вертикальному напрямку буде в натуральну величину.

При параболічному методі всі зазори і відхилення повинні вимірюватися тільки вертикально. Кути зображуються у спотвореному вигляді і визначаються з виразу

$$\alpha_{Д} = \frac{m_X}{m_Y}\alpha_{КРЕСЛ} \qquad (6.3)$$

При геометричному вписуванні досліджуються такі положення екіпажа:

-положення притиснення до зовнішньої рейки (установлення по хорді або динамічне);

-положення найбільшого перекосу;

-притиснення до внутрішньої рейки;

-проміжне положення;

При всіх досліджених положеннях визначаються:

-потрібні розбіги колісних пар;

-величини зазорів між гребенем бандажа та рейкою;

-кути набігання колісних пар;

-кути між осями кузова та візків.

6.2 Динамічне вписування локомотива в криву

6.2.1 Загальні питання

Номер розрахункової схеми для проведення динамічного вписування студент обирає згідно з завданням. Розрахункові схеми наведені на рисунках: 6.2, 6.3, 6.4, 6.5. Вони повинні відповідати тепловозу – зразку, вказаному в завданні.

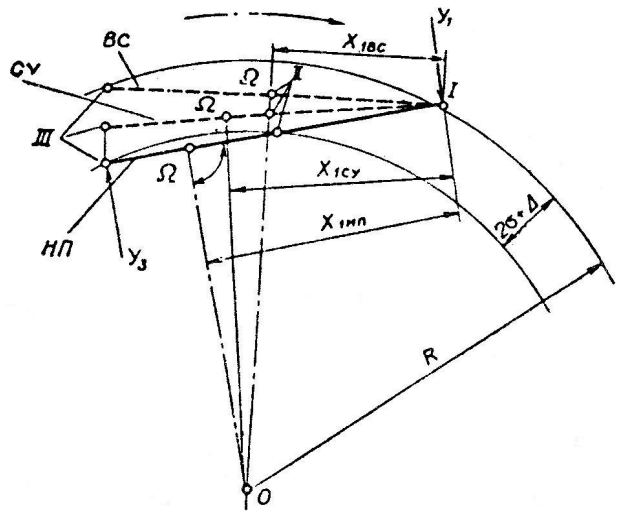

Рисунок 6.2 - Схема встановлення візка в кривій

Розв’язування задач динамічного вписування передбачає визначення максимальної швидкості руху локомотива у кривій, при якій забезпечується безпека руху і комфортабельність для обслуговуючого персоналу і пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величини бокових зусиль на рейки і пружний стиск рейок під дією цих зусиль. Надмірна величина бокового зусилля може привести до наповзання колеса на рейку і сходу, а більша величина тиску – до розшивання шляху.

Критерієм комфортабельності є величина непогашеного прискорення $\alpha_н$. Його величина не повинна бути більше $0{,}7\ {}^{м}/_{с^2}$.

Це – максимальне прискорення, при якому людина не відчуває дискомфорту при входженні екіпажа до кривої.

При динамічному вписуванні визначаються горизонтальні зусилля, які передаються колесами локомотивного екіпажа (візка) на голівки рейок. На локомотив, що рухається у кривій, діє безліч сил, весь комплекс яких урахувати не завжди вдається. Тому задачі динамічного вписування виконують з деякими припущеннями, оскільки враховуються тільки такі сили:

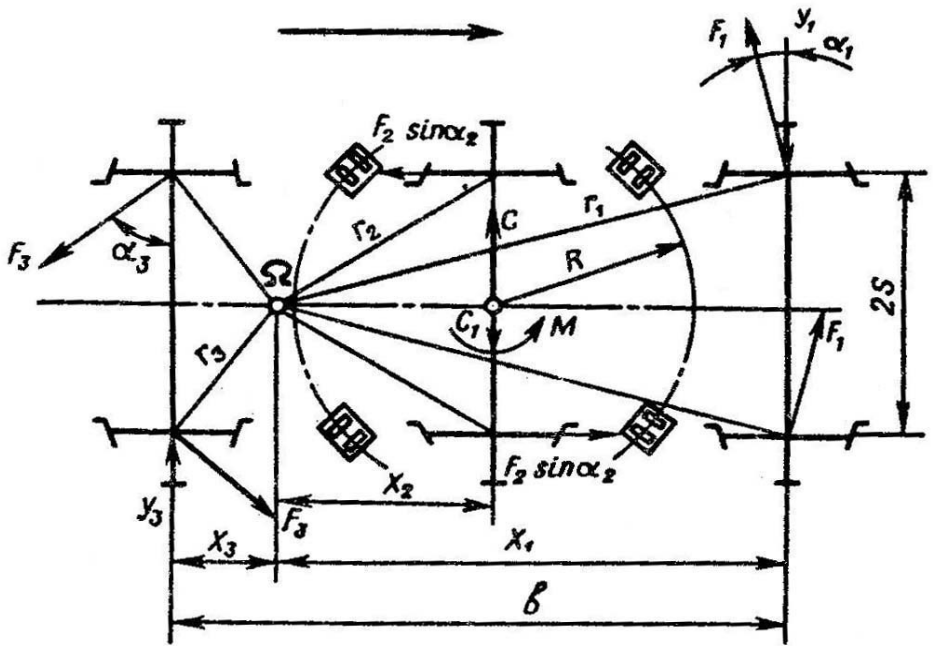

Рисунок 6.3 - Схема вписування візка в криву з жорстким шворнем

а) горизонтальні складові сили тертя бандажів об рейки $F_1 - F_6$;

б) відцентрова сила локомотива C;

в) горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від підняття зовнішньої рейки у кривій C_1;

г) бокові реакції з боку рейок від дії на них коліс (напрямні зусилля) $Y_1 - Y_6$;

д) бокові тиски коліс на голівки рейок $Y_1' - Y_6'$; які є різницею між напрямними зусиллями і силами тертя бандажів об рейки;

е) повертальні сили і моменти за наявності в екіпажі повертальних пристроїв, а також моменту тертя в опорах.

Реакції з боку голівок рейок є зовнішніми силами, які направляють рух екіпажа у кривій. Цей рух може бути поданий у вигляді безперервної суми двох рухів: прямолінійного вздовж осі екіпажа і того, що обертається навколо точки, яка називається центром повороту або полюсом візка Ω. Відстань від осей колісних пар до центра повороту візка називають полюсної відстанню x_i.

При динамічному вписуванні локомотива в криву будується його горизонтально-динамічний паспорт, який являє собою залежності

$$Y_1 = f(v),\ Y_3 = f(v) \text{ і } Y'_1 = f(v).$$

Перпендикуляри, які опущені з центра кривої на лінії баз візків, дають положення центрів повороту останніх. Зауважимо, що полюсна відстань зі збільшенням швидкості зменшується до *b/2*.

Залежно від швидкості руху тепловоза у кривій візок може зайняти або положення найбільшого перекосу, коли перша колісна пара притиснута до зовнішньої рейки, а задня колісна пара не передає зусилля на рейки (лінія СУ), або положення високих швидкостей (установлення по хорді), коли обидві колісні пари притиснуті до зовнішньої рейки (лінія ВС).

Перпендикуляри, опущені із центра кривої на лінії баз візка, дають положення центрів повороту останнім. Зазначимо, що полюсна відстань x_1 із збільшенням швидкості зменшується до $в/2$.

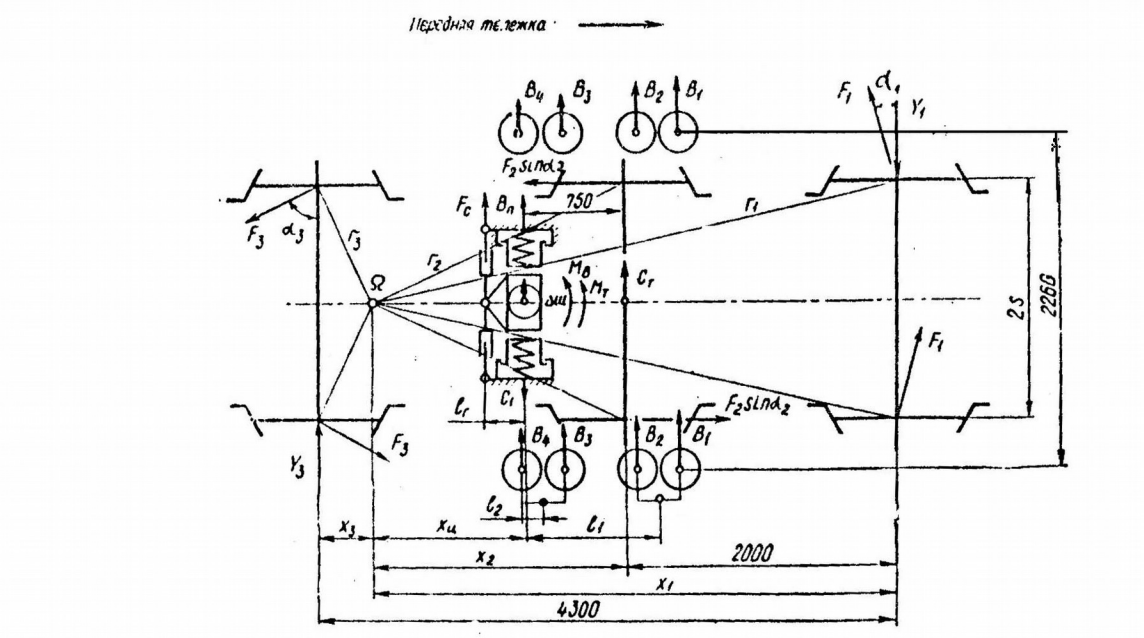

Рисунок 6.5 - Схема вписування візка в криву тепловоза ТЕП 70

6.2.2 Складання рівнянь рівноваги сил і моментів

Як згадувалося вище, при динамічному вписування оцінюються силові фактори, що діють на екіпажну частину локомотива в кривій. Для оцінки динамічних якостей локомотива необхідно визначити зовнішні сили (напрямні зусилля Y1 і Y3), що врівноважують сили і моменти прикладені до переднього візка локомотива по ходу руху.

Залежність напрямних зусиль $V_1 = f(V)$ і бокового тиску $V_1' = f(V)$ звичайно називають динамічним паспортом локомотива в горизонтальній площині.

Для побудови цього паспорта необхідно розв'язати систему рівнянь рівноваги візка для різних її положень у кривій, зумовлених швидкістю руху локомотива. Візок знаходиться у рівновазі, якщо сили і моменти, які прикладені до нього, вирівнюються зовнішніми силами, тобто реакціями рейок. Для переднього візка (рисунок 6.3) реакціями рейок є напрямні зусилля Y_1 і Y_3.

Почати слід з накреслення схеми візка тепловоза і усвідомленого нанесення на неї всіх основних сил і моментів, діючих на візок. Для нанесення на схему центра повороту Ω треба припустити, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (напрямної) колісної пари знаходиться за формулою

$$x_1 = \frac{в}{2} + \frac{R_d}{в}(2\sigma + \Delta), \qquad (6.4)$$

де $в$ – база візка, $м$;

R_d – радіус кривої для динамічного вписування, $м$ (дано в завданні);

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

Ширину колії зазорів $2\sigma + \Delta$ при динамічному вписуванні слід прийняти мінімальну з урахуванням допущених відхилень від номінальних розмірів. Згідно з ПТЕ на прямих ділянках колії і на кривих радіусом 350 $м$ і більше:

$2\sigma = 1520 \pm \frac{6}{4} - (1440 \pm \frac{3}{3} + 2 \cdot 33\frac{0}{-8})$ $мм$ – при швидкості руху локомотивів до $120\,км/год$.

$2\sigma = 1520 \pm \frac{6}{4} - (1440 \pm \frac{3}{3} + 2 \cdot 33\frac{0}{-5})$ $мм$ – при швидкості руху локомотивів від $121 до 140\,км/год$.

Згідно з ПТЕ:

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

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

Полюсна відстань другої і третьої колісних пар знаходиться за схемами (рисунки 6.3, 6.4, 6.5).

Для схем з жорстким шворнем (рисунок 6.3) (М62, 2М62, ТЕМ2, ТЕМ5) рівняння рівноваги мають вигляд

$$\left.\begin{array}{l} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1\cos\alpha_1 - 2F_3\cos\alpha_3 = 0; \\ Y_1X_1 - CX_2 + C_1X_2 + Y_3X_3 - (M_A + M_{TP}) - 2F_1r_1 - 2F_2\sin\alpha_2 S - 2F_3r_3 = 0. \end{array}\right\} \quad (6.5)$$

У цих рівняннях: Y_1, Y_3 – напрямні зусилля від рейок, які забезпечують поворот візка у кривій; C – відцентрова сила від ваги тепловоза, яка припадає на візок; C_1 – горизонтальна сила, яка виникає від піднімання зовнішньої рейки h у кривій (рисунок 6.6); $(M_B + M_{TP}) = M$ – сумарний момент від повертальних сил і сил тертя в опорно - зворотних пристроях при повороті візка навколо центрального шворня; F_1, F_2, F_3 – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно до променів r_1, r_2, r_3;

$S = 0{,}8\,м$ – оловина відстані між кругами кочення бандажів коліс.

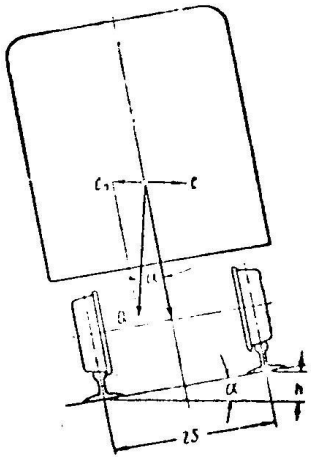

Рисунок 6.6 – Сема нахилення екіпажа в кривій

Рівняння рівноваги для схеми з пружним зв’язком між кузовом і візками тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10В (М), 2М62У, ТЕП70 мають вигляд:

– для переднього візка тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10В (М), 2М62У (рисунок 6.4)

$$\left.\begin{array}{l} -Y_1 + C - C_1 + 2F_1\cos\alpha_1 + 2F_3\cos\alpha_3 + Y_3 = 0; \\ Y_1X_1 - CX_o - 2F_1r_1 - 2F_2\sin\alpha_2 S - 2F_3r_3 - M_A - M - Y_3r_3 = 0; \end{array}\right\} \quad (6.6)$$

для переднього візка тепловозів ТЕП70 (рисунок 6.5)

$$\left.\begin{array}{l} -Y_1 + C - C_1 + 2F_1\cos\alpha_1 - 2F_3\cos\alpha_3 + Y_3 = 0; \\ Y_1X_1 - CX_o + C_1X_o - 2F_1r_1 - 2F_2\sin\alpha_2 S - 2F_3r_3 - M_A - M_T - Y_3x_3 = 0. \end{array}\right\} \quad (6.7)$$

Слід мати на увазі, що від положення центра повороту візка Ω залежить знак сили $F_3\cos\alpha_3$: якщо центр повороту знаходиться за задньою віссю, то ця сила додатна якщо між другою і третьою осями – від'ємна. Залежно від положення Ω змінюється і знак моменту від сили Y_3.

6.2.3 Визначення сил, що входять до рівнянь рівноваги

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

$$2F_i = 2\Pi f_{TP}, \quad (6.8)$$

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

f_{TP} – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами (приймається $f_{TP} = 0{,}25$).

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає ± 14 *мм*, тому перша складова від сили F_2, що дорівнює $2F_2\cos\alpha_2$, на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги сил ця складова не враховується, при складанні рівняння рівноваги моментів враховується тільки друга, діюча вздовж рейок, складова сила F_2, що дорівнює $2F_2\sin\alpha_2$.

Відцентрова сила, яка припадає на візок (рисунок 6.6)

$$C = \frac{G\upsilon^2}{3{,}6^2 gR_g}. \quad (6.9)$$

Сила від піднімання зовнішньої рейки (рисунок 6.6)

$$C_1 = \frac{Gh}{2S}. \qquad (6.10)$$

У формулах (6.9) і (6.10) G – частина ваги тепловоза, яка припадає на візок, kH; $g = 9{,}81\ {}^{м}/_{с^2}$ – прискорення вільного падіння; R_g – радіус кривої для динамічного вписування, м (задано); h – підйом зовнішньої рейки у кривій (задано), $м$.

Значення $\cos\alpha_i, r_i$ визначаються за допоміжними кривими $\cos\alpha_i = f(x_i), r_i = f(x_i)$, наведеним на рисунку 6.7.

У рівняннях (6.5), (6.6), (6.7), (6.8) невідомими є три величини: напрямні зусилля першої Y_1 і третьої Y_3 колісних пар, і відцентрова сила C. Для розв'язування цих рівнянь слід задатися одною з них.

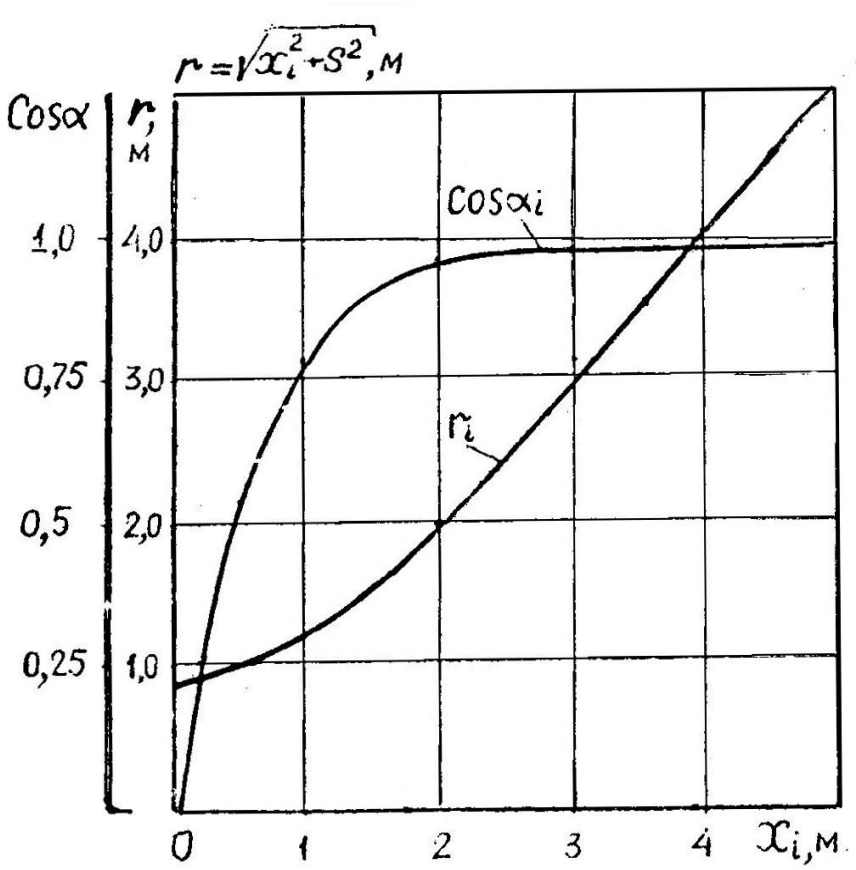

Рисунок 6.7 - Допоміжні криві для розв'язування рівнянь рівноваги

6.2.4 изначення сумарних моментів сил тертя і повертальних моментів

Всі наведені в завданні локомотиви мають візкові екіпажні частини, які складається з двох тривісних візків. Наявність візків, які мають можливість повертатись на деякий кут відносно кузова, дозволяє локомотиву успішно проходити криві ділянки колії при значній довжині його бази. Крім того; середні колісні пари візків мають вільний розбіг у рамі візка (звичайно ± 14 *мм*), який покращує проходження візка у кривих малого радіуса. Для зниження динамічних бокових зусиль на рейки крайні колісні пари мають з рамою візка пружний зв'язок або за допомогою пружинних осьових упорів (М62 та ТЕМ2), або за допомогою буксових повідків з гумовими амортизаторами (2ТЕ116, 2ТЕ10В, ТЕП70, ТЕМ7).

За типом зв'язку з кузовом візки можна поділити на дві групи: з жорстким шворнем і з пружним шворневим пристроєм.

До першої групи належать візки тепловозів 2М62, М62, ТЕМ2 та інші. Візки другої групи (тепловози 2М62У, 2ТЕ10В, 2ТЕ116, ТЕП70) мають пружний зв'язок з кузовом, при якому забезпечується як поворот візка відносно кузова, так і поперечне пересування останнього відносно візка. Пружний зв'язок візка з кузовом у тепловозів різних серій має свої особливості. Ці особливості полягають у розташуванні опорно – повертальних пристроїв на візку, їх конструкції, а також конструкції шворневого або безшворневого зв'язку кузова з візками.

Візки тепловозів 2М62 та М62 (рисунок 6.3) щелепні з центральним жорстким шворнем. База візка $в = 4{,}2$ *м*. Колісні пари і роликові опорно – повертальні пристрої розташовані симетрично. Радіус встановлення опорно – повертальних пристроїв $R = 1{,}365$ *м*. При поверненні візка навколо шворня за рахунок набігання роликів на похилі поверхні опорних плит створюється повертальний момент M_B і за рахунок повороту опор відносно кузова – момент тертя M_{TP}. У тепловозів 2М62 при куті нахилу опорних плит $\alpha = 3^0 30$ $M_B = 31{,}30$ $kH \cdot м$ і куті повороту опор $\beta = 1.5^0$ $M_{TP} = 21.6$ $kH \cdot м$, сумарний момент який перешкоджає повороту візка, $M = 31{,}75$ $kH \cdot м$, у тепловоза М62 при $\alpha = 2^0$

$M_B = 17{,}95\ kH \cdot м$, при $\beta = 5^0$ $M_{TP} = 13{,}80\ kH \cdot м$, сумарний момент $M = 31{,}75\ kH \cdot м$.

У тепловоза ТЕМ2 візок відрізняється від описаного вище опорами тертя. Зворотний момент відсутній. Після виходу тепловоза із кривої повернення візка у співвісне з кузовом положення виконується за рахунок напрямних гребенів бандажів колісних пар. Момент тертя визначається як добуток сил тертя у опорах на відстані R від центру шворня до осі опори. При навантаженні на опори $380\ kH$ і коефіцієнті тертя $f_{TP} = 0{,}1\ M_{TP} = 38 kH \cdot м$.

Візки тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10В, 2М62У (рисунок 6.4) безщелепні з симетричним розташуванням колісних пар. База візка $в = 3{,}7\ м$. Кузов опирається на візок через чотири комбіновані гумово - роликові опори, які представляють собою набір з семи гумових елементів діаметром $280 мм$ і товщиною $35\ мм$ з привулканізованими до них пластинами товщиною $2\ мм$ кожна і роликову опору (рисунок 6.4 перерізи $А - А$ і $Б - Б$).

На рамі візка опори встановлені таким чином, щоб ролики перекочувались по дотичній до кола, описаного із центра шворня радіусом, що дорівнює міжцентровій відстані опори і шворня. Для передніх опор цей радіус $R_1 = 1632\ мм$, а для задніх $R_2 = 1232\ мм$. При повороті візка відносно кузова ролики перекочуються по похилих поверхнях опор (кут нахилу 2^0), створюючи повертальний момент M_B. Окрім зворотного моменту повороту візка перешкоджає момент тертя M_{TP} у рухомих деталях опор. Цей момент необхідний для демпфірування коливань виляння візка відносно шворня. Експериментальна залежність сумарного моменту $(M = M_B + M_{TP})$ від кута повороту візка приведена на рисунку 6.8.

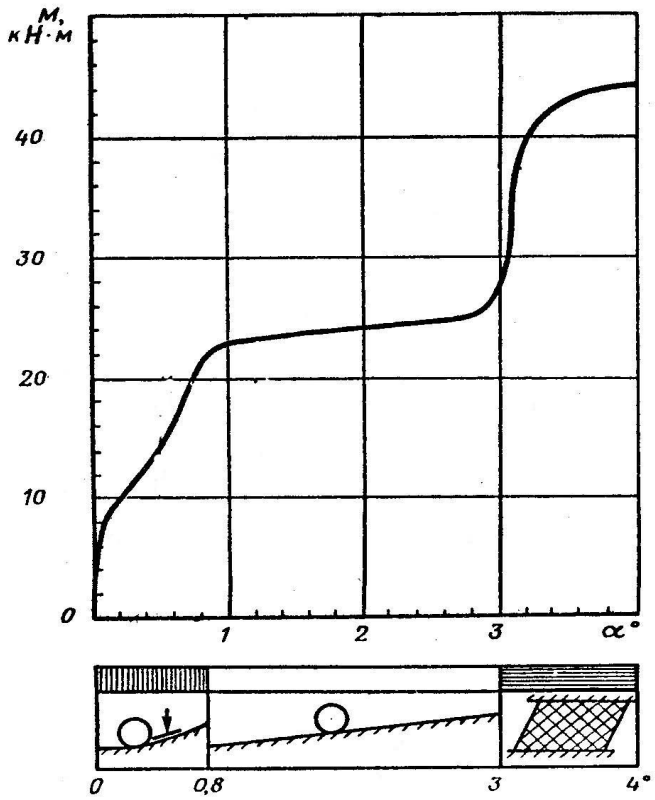

Рисунок 6.8 - Залежність сумарного повертального моменту від кута повороту візка

Поворот візка починається після подолання початкового моменту тертя (близько $4{,}0\ kH \cdot м$). При повороті на кут до $0{,}8^{o}$ момент лінійно зростає до $21{,}0\ kH \cdot м$, далі, при повороті до 3^{o}, він досягає $24-25\ kH \cdot м$. При куті повороту 3^{0} кутовий рух візка обмежується корпусом опори і подалі забезпечується пружною деформацією гумово-металічних опор.

Сумарний момент M, який перешкоджає повороту візка, знаходиться за графіком (рисунок 6.8). Спочатку кут повороту візка для положення її найбільшого перекосу визначається за формулами:

– *для переднього візка*

$$tg\alpha_{n} = \frac{\frac{L}{2} - x_{2}}{R_{\partial}}; \qquad (6.11)$$

– *для заднього візка*

$$tg\alpha_n = \frac{\frac{L}{2} - x_2}{R_\partial}; \qquad (6.12)$$

де L – база тепловоза, м

R_∂ – радіус кривої, при якому визначаються кути повороту візка, м.

Кути α_n, α_3 отримуються в радіанах і повинні бути переведені у градуси $1_{рад} = 57^0 3'$.

Повертальний момент M_B, *кНм*, який з'являється внаслідок різниці повертальних зворотних сил, які створюються передніми $2B_{P1}$ і задніми $2B_{P2}$ опорами, визначається за формулою

$$M_B = B_{P1}\ell_1 - B_{P2}\ell_2, \qquad (6.13)$$

Оскільки опори (передні (індекс 1) і задні (індекс 2)) розташовуються на різній відстані від поперечної осі візка ($\ell_1 = 1230$ *мм* і $\ell_2 = 615$ *мм*), то при повороті останнього відхилення обох пар опор будуть різними. Для визначення повертальних сил B_{P1} і B_{P2} необхідно знати відхилення передніх d_1 і задніх d_2 опор візка. Вони визнаються за формулами:

– *для переднього візка*

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d + \alpha_n \ell_1 \\ d_2 &= d - \alpha_n \ell_2 \end{aligned}\right\} \qquad (6.14)$$

– *для заднього візка*

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d + \alpha_з \ell_1 \\ d_2 &= d - \alpha_з \ell_2 \end{aligned}\right\} \qquad (6.15)$$

Значення кутів повороту візка визначається в положеннях найбільшого їх перекосу за формулами (6.11) і (6.12), величиною ж віднесення кузова d слід задатись. Можна допустити, що її значення буде дорівнювати величині вільного ходу шворневого пристрою, тобто $d = 20$ *мм*. Таке припущення призведе до приблизного розв'язування задачі, яке потім треба уточнити.

Визначивши для отриманих значень відхилення опор повертальні сили за графіком (рисунок 6.9) і підставивши їх у формулу (6.13), знайдемо приблизне значення моменту M_B, котрий можна прийняти постійним для всіх етапів динамічного вписування.

У тепловоза ТЕП70 починаючи з восьмого номера (рисунок 6.5), кузов спирається на візок восьома циліндричними пружинами розташованими на боковинах рами візка (по чотири з кожного боку). Шворневий пристрій розташований за середньою віссю на відстань $0{,}750\ м$ і дозволяє кузову переміщатись в поперечному напрямку на $60\ мм$ від своєї осі.

При боковому віднесенні кузова пружини займають похиле положення. Після вибору вільного ходу ($20\ мм$) у роботу вступає і пружина шворневого пристрою. Разом із пружиною шворня бокові пружини, відхилені від вертикального положення, створюють повертальну силу, яка намагається повернути кузов у своє початкове положення. Оскільки пружини розташовані на різному віддаленні від осі шворня, то при повороті візка їх відхилення буде різним, як різною буде і повертальна сила. Внаслідок цього виникає додатковий повертальний момент $M_в$.

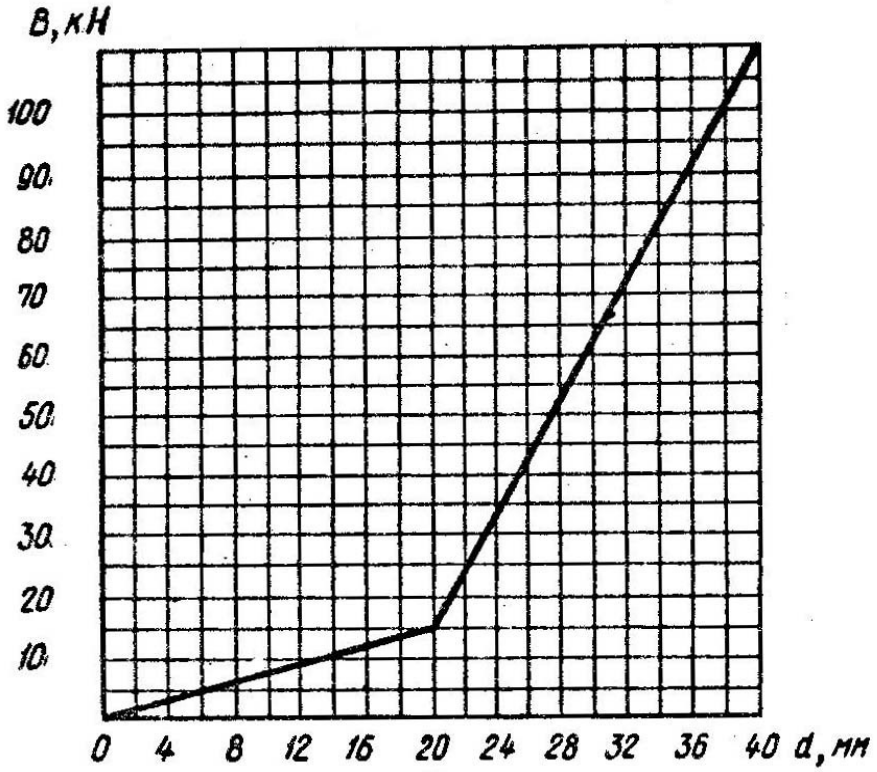

Рисунок 6.9 - Залежність повертальної сили від відхилення опор

Повертальний момент візка, кНм,

$$M_B = 2\alpha_n Ж_{ПР}(\ell_1^2 + \ell_2^2), \qquad (6.16)$$

де $Ж_{ПР}$ – жорсткість бокової пружини при поперечній деформації, $Н/_{мм}$ (приблизно можна прийняти $Ж_{ПР} = 250\frac{Н}{мм}$);

ℓ_1, ℓ_2 – плечі дії повертальних сил ($\ell_1 = 1{,}05\ м$, $\ell_2 = 0{,}15\ м$).

Момент тертя, створений силами опору гасників, Нм

$$M_{TP} = 2F_C\ell_r \qquad (6.17)$$

де F_C – сила опору гасників (можна прийняти $F_C = 7000 \div 9000\ Н$);

ℓ_r – плече дії сили ($\ell_r = 0{,}1\ м$).

6.2.5 Оцінка динамічних якостей проектованого тепловоза

За результатами розрахунків, які наведені вище, необхідно побудувати залежності $Y_1 = f(\upsilon), Y_3 = f(\upsilon)$, за якими для допустимої швидкості визначити величину напрямного зусилля Y_1.

Найбільша (допустима) швидкість руху локомотива у кривій визначається із умови комфортабельності за найбільшою величиною непогашеного прискорення $\alpha_n = 0{,}7\ м/с^2$,

$$V_{ДОП} = \sqrt{R_o(0{,}08h + 0{,}13\alpha_H)}, \qquad (6.18)$$

де h – підвищення зовнішньої рейки, $мм$;

α_H – непогашене прискорення, $м/с^2$.

Якщо ця швидкість вище конструкційної, то за допустиму швидкість слід прийняти конструкційну.

Боковий тиск колеса на рейку менше напрямного зусилля на величину сили тертя у контакті колеса з внутрішньою рейкою, тобто

$$Y_1 = Y_1 - F_1 . \qquad (6.19)$$

Рамний тиск, тобто зусилля, яке передається колісною парою на величину сил тертя обох коліс

$$Y_P = Y_1 - 2F_1 . \qquad (6.20)$$

Рейкова крива має різні нерівності у плані, тому рух локомотива у кривий має динамічний характер, який врахований коефіцієнтом горизонтальної динамічності.

Для букс без пружних упорів коефіцієнт можна визначити за формулою:

$$K_{ГД} = 1 + 0{,}006V . \qquad (6.21)$$

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

$$K_{ГД} = 1 + 0{,}002V . \qquad (6.22)$$

Боковий тиск колеса на рейку з врахуванням $K_{ГД}$

$$Y'_{iД} = (Y_1 - F_1)K_{ГД} . \qquad (6.23)$$

Далі на планшеті з графіками напрямних зусиль $Y_1 = f(V), Y_3 = f(V)$ слід побудувати графік залежності бокового тиску колеса на рейку від швидкості.

$$Y'_{iД} = f(V) .$$

Згідно з технічними вимогами на проектовані локомотиви розрахункове значення бокового тиску не повинно перевищувати $100\ kH$ (для високошвидкісних локомотивів при конструкційній

швидкості $200\ {км}/{год}$ і більше - $70\ kH$, а величина рамного тиску - $0{,}6\,Y_1$).

6.2.6 Приклади динамічного вписування.

Приклад. Візки з центральним жорстким шворнем

Дано: $R_o = 500\ м, h = 127\ мм,$ рейки $P65$, база візка $в = 4{,}2\ м$, база тепловоза $L = 8{,}6\ м$, $M_B + M_{TP} = 33{,}7\ kH \cdot м$, статичний тиск від колісної пари на рейки $2П = 210\ kH$, вага тепловоза $2G = 1260\ kH$, конструкційна швидкість $V_{КОН} = 100\ {км}/{год}$.

Розв'язання. За формулою (6.18) визначимо допустиму швидкість у кривій:

$$V_{ДОП} = \sqrt{500(0{,}08 \cdot 127 + 13 \cdot 0{,}7)} = 98 \quad {км}/{год}.$$

Для візка у положенні найбільшого перекосу за формулою (6.4) полюсна відстань

$$x_1 = \frac{4.2}{2} + \frac{500}{4{,}2} \cdot 0{,}014 = 3{,}66 \quad м.$$

Використавши спрощену схему візка (рисунок 6.3), знайдемо відстань від другої і третьої осей до центра повороту візка Ω: $x_2 = 1{,}56\ м,\ x_3 = 0{,}54\ м$.

Величини $r_i, \cos\alpha_i$ за графіками (рисунок 6.7):

$$r_1 = 3{,}8\ м; \qquad r_2 = 1{,}75\ м; \qquad r_3 = 0{,}95\ м;$$
$$\cos\alpha_1 = 0{,}98;\text{'} \qquad \sin\alpha_2 = 0{,}436;\text{'} \qquad \cos\alpha_3 = 0{,}55;\text{'}$$

Припустивши, що $Y_3 = 0$, рівняння (6.5) запишемо так:

$$-Y_1 + C - C_1 + 2F_1\cos\alpha_1 - 2F_3\cos\alpha_3 = 0;$$
$$Y_1X_1 - CX_2 + C_1X_2 - 2F_1r_1 - 2F_2\sin\alpha_2 S - 2F_3r_3 - (M_{\acute{A}} + M_{TP}) = 0.$$

Величини, які входять до рівняння: за формулою (6.10)

$$C_1 = \frac{630 \cdot 0{,}127}{1.6} = 50 \ \ kH ;$$

за формулою (6.8) $2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 210 \cdot 0{,}25 = 52{,}5 \ kH$.

Розв'язання рівнянь відносно Y_1 і C дає

$$Y_1 = 126 \ \ kH , \qquad C = 154 \ \ kH .$$

Швидкість, яка відповідає відцентровій силі $C = 154 \ \ kH$, із формули (6.9)

$$V = \sqrt{\frac{3.6^2 \cdot 9.81 \cdot 500 \cdot 154}{630}} = 125 \ \ ^{êì}\!/_{ãîä} .$$

Отримана швидкість вище конструкційної. Дослідження положень візків у вільному розташуванні по хорді дасть ще більше значень швидкостей, тому дослідження цих положень не ведемо.

Для положення найбільшого перекосу у випадку, коли задня колісна пара візка притиснута до внутрішньої рейки $Y_3 \neq 0$, задамося трьома значеннями швидкостей - $100, 80, 60 \ \ ^{êì}\!/_{ãîä}$. За формулою (6.9) відцентрові сили, відповідні цим швидкостям: $C_{100} = 99 \ \ kH, C_{80} = 64 \ \ kH, C_{60} = 36 \ \ kH$.

Розв'язання рівнянь (6.5) відносно Y_3 і Y_1 дає:

при $V = 100 \ \ ^{км}\!/_{год}, Y_1 = 99 \ \ kH, Y_3 = 27 \ \ kH$;

при $V = 80 \ \ ^{км}\!/_{год}, Y_1 = 82 \ \ kH, Y_3 = 45 \ \ kH$;

при $V = 60 \ \ ^{км}\!/_{год}, Y_1 = 67{,}5 \ \ kH, Y_3 = 58{,}5 \ kH$.

За отриманими даними будується залежності $Y_1 = f(V), Y_3 = f(V)$ і знаходимо за ними величини напрямних зусиль для $V_{ДОП} = 98 \ \ ^{км}\!/_{год}$: $Y_1 = 97{,}5 \ \ kH, \ Y_3 = 28 \ \ kH$.

Розрахункові значення бокового і рамного тиску і коефіцієнта $K_{ГД}$ за формулами (6.19), (6.20), (6.21), (6.23):

$$Y_1' = 71\ kH,\ Y_P = 45\ kH, K_{ГД} = 1{,}2, Y_{1Д}' = 85\ kH\ .$$

Приклад. Візки з пружним шворневим пристроєм.

Дано: $R_o = 750\ м, h = 115\ мм,$ рейки $P65$, $в = 3{,}7\ м$, база тепловоза $L = 9{,}6\ м$, $2П = 210\ кН$, відстань від центра повороту візка до опор візка $\ell_1 = 1{,}23\ м,\ \ell_2 = 0.615\ м, (2\delta + \Delta) = 0{,}014\ м$.

Розв'язання: Полюсна відстань у положенні найбільшого перекосу візка

$$x_1 = \frac{3.7}{2} + \frac{750}{3{,}7} \cdot 0{,}014 = 4{,}69\ \ м\ .$$

Використовуючи розрахункову схему (рисунок 6.4) і допоміжний графік (рисунок 6.7), визначимо:

$$x_1 = 4{,}69\ м;\ \ x_2 = 2{,}84\ м;\ \ x_3 = 0{,}99\ м;\ \ x_Ц = 2{,}655\ м;$$

$$r_1 = 4{,}76\,i\ , \qquad r_2 = 2{,}95\,i\ , \qquad r_3 = 1{,}27\,i\ ,$$
$$\cos\alpha_1 = 0{,}98, \qquad \sin\alpha_2 = 0{,}27, \qquad \cos\alpha_3 = 0{,}78.$$

Для x_1 рівняння рівноваги

$$-Y_1 + C - C_1 + 2F_1\cos\alpha_1 + 2F_3\cos\alpha_3 + Y_3 = 0;$$
$$Y_1X_1 - CX_{ö} + C_1X_{Ö} - 2F_1r_1 - 2F_2\sin\alpha_2 S - 2F_3r_3 - M_{Á} - M - Y_3r_3 = 0\ .$$

Визначимо сили, які входять до рівняння рівноваги:

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 210 \cdot 0{,}25 = 52{,}5\ kH\ .$$

$$C_1 = \frac{630 \cdot 0{,}115}{1{,}6} = 45{,}3\ \ kH\ .$$

За графіком (рисунок 6.8) для $\alpha_1 = \dfrac{9{,}6/2 - 2.84}{750} = 0{,}00261\ рад$ або $\alpha_1 = 0{,}15^0$. Визначимо сумарний момент: $M = 8\ kH/м$. Приймаємо

величину відхилення кузова $d = 20\ мм$, визначаємо відхилення передніх і задніх опор:

$$d_1 = 20 + 2{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 1230 = 23{,}2\ мм;$$
$$d_2 = 20 + 2{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 615 = 18{,}4\ мм.$$

За графіком (рисунок 6.9) визначаємо повертальні сили:

$$2B_{P1} = 27{,}5\ kH; 2B_{P2} = 14{,}0\ kH.$$

Повертальний момент

$$M_B = 27{,}5 \cdot 1{,}23 - 14{,}0 \cdot 0{,}615 = 25{,}2\ kH \cdot м.$$

Значення Y_1, отримане із першого рівняння рівноваги, підставляємо у друге рівняння, після перетворення з урахуванням раніше знайдених сил і моментів маємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} Y_1 = C + Y_3 + 47{,}1; \\ Y_3 = \dfrac{-2{,}03C + 19{,}9}{3{,}7}. \end{cases}$$

Відцентрова сила

$$C = \frac{650V^2}{3{,}6^2 \cdot 9{,}81 \cdot 750} = 68{,}1 \cdot 10^{-4} V^2. \qquad (6.24)$$

Для прикладу визначимо значення $Y_1,\ Y_3,\ Y_1',\ Y_P$ для швидкості руху $V = 80\ {км}/{год}$:

$$C_{80} = 68{,}1 \cdot 10^{-4} \cdot 80^2 = 42{,}3\ kH,$$

$$Y_3^{(80)} = \frac{-2{,}03 \cdot 42{,}3 + 19.9}{3{,}7} = -17{,}8\ kH;$$

$$Y_1^{(80)} = 42{,}3 + (-17{,}8) + 47{,}1 = 71{,}6\ kH;$$

$$Y_1'^{(80)} = 71{,}6 - 26{,}25 = 45{,}4\ kH;$$

$$Y_p^{(80)} = 71{,}6 - 2 \cdot 26{,}25 = 19{,}5\ kH.$$

Результати розрахунку динамічного паспорта наведені у таблиці 6.2. Приклад динамічного паспорта тепловоза за результатами розрахунку наведено на рисунку 6.10.

Таблиця 6.2 – Розрахунок динамічного паспорту тепловоза

V, км/год	C, кН	Y_3, кН	Y_1, кН	Y_1^1, кН	Y_p, кН
1	2	3	4	5	6
100	66,0	-31,0	82,0	55,9	29,5
80	42,3	-17,9	71,5	45,3	19,5
60	24,0	-7,8	63,3	37,0	10,8
40	11,0	-0,67	57,4	31,2	4,9
39	10,05	-0,148	57,0	30,8	4,5
38	9,54	0,131	56,8	30,5	4,3
30	5,94	2,11	55,0	28,9	2,5
20	2,64	3,93	53,7	27,4	1,2
10	0,66	5,0	52,8	26,5	0,3
5	0,165	5,28	52,6	26,3	0,1

Від’ємні значення Y_3 свідчать про те, що візок розташовується у положенні високих швидкостей.

Отримані дані слід порівняти з допустимими нормами і зробити відповідний висновок.

При виконанні курсового проекту розділ динамічного вписування тепловоза може бути виконано на ЕОМ за допомогою розроблених на кафедрі програм.

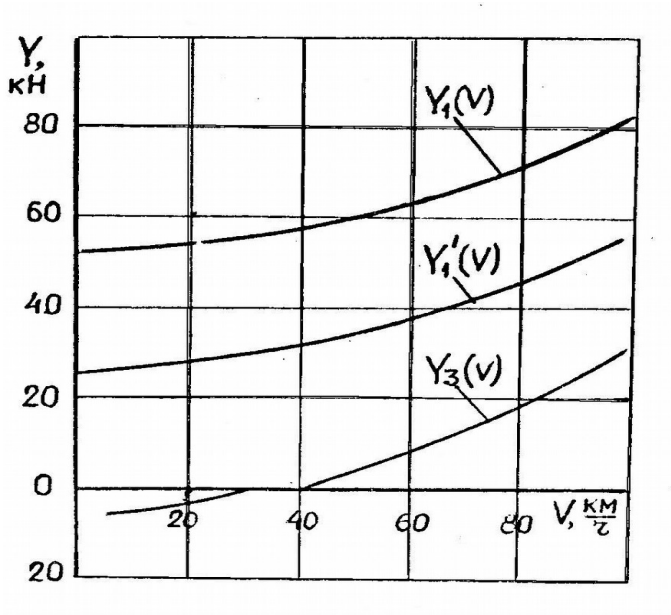

Рисунок 6.10 - Динамічний паспорт тепловоза (приклад)

Список літератури

1 Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учеб. для студентов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение» / А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др.; Под. ред А.А. Камаева.- М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

2 Камаев В.А., Никитин С.В. Системы локомотивов. – Тула: ТПИ, 1978. – 53 с.

3 Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. В.И. Иванова. – 2 – е изд., доп. – М.: Транспорт, 1974. – 335 с.

4 Магистральные электровозы: Общие характеристики. Механическая часть / В.И. Бочаров, И.Ф. Кодинцев, А.И. Кравченко и др.- М.: Машиностроение, 1991. – 224 с.

5 Пассажирский тепловоз ТЭП70 / В.Г. Быков, Б.Н. Морошкин, Е.Г. Серделевич и др. – М.: Транспорт, 1976. – 232 с.

6 Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Под ред. С.М. Куценко. – Харьков. Высшая школа, 1978. – 95 с.

7 Пойда А.А., Хуторянский Н.М., Кононов В.Е. Механическое оборудование тепловозов. – М.: Транспорт, 1988. – 320 с.

8 Тепловозы 2ТЭ10М, 3ТЭ10М: Устройство и работа / С.П. Филонов, А.Е. Зиборов, В.В. Ренкунас и др.- М.: Транспорт, 1986. – 288 с.

9 Тепловозы. Конструкция, теория и расчет / Под ред. Н.И. Панова. – М.: Машиностроение, 1976. – 544 с.

10 Тепловоз 2ТЭ10В: Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1975. – 432 с.

11 Тепловоз М62 / С.П. Филонов, В.І. Биденко, А.Е. Зиборов и др. М.: Транспорт, 1977. – 280 с.

12 Тепловоз 2ТЭ116 / С.П. Филонов, А.И. Гибалов, Е.А. Никитин и др. – 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Транспорт, 1996. – 334 с.

13 Тепловоз ТЭМ2. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1983. – 239 с.

14 Тепловоз ТЭМ7 / А.В. Балашов, И.И. Зеленов, Ю.М. Козлов и др. Под ред. Г.С. Меликджанова. – М.: Транспорт, 1989. – 295 с.

15 Иванов В.В., Кононов В.Е., Скалин А.В., Шаров В.Д. Колесные пары современных локомотивов. – М.: ВЗИИТ, 1981. – 63 с.

16 Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчеты: Справочник Под ред. П.Т. Гребенюка.- М.: Транспорт, 1987. – 272 с.

17 Теория и конструкция локомотивов: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Г.С. Михальченко, В.Н. Кашников, В.С. Коссов, В.А. Симонов; Под ред. Г.С. Михальченко.- М.: Маршрут, 2006. – 584 с.

18 Механическая часть тягового подвижного состава: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова.- М.: Транспорт, 1992. – 440 с.

19 Развитие локомотивной тяги / Н.А. Фуфрянский, А.Н. Долганов, А.С. Нестрахов и др.; Под ред. Н.А. Фуфрянского и А.Н. Бевзенко.- 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Транспорт, 1988. – 344 с.

20 Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. проф. Б.Є. Боднара. – Д.: Літера ЛТД, 2008. – 372 с.

21 Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Б.Є. Боднар та ін. – Д.: Літера ЛТД, 2009. – 284 с.

22Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. проф. Б.Є. Боднара. – Д.: Літера ЛТД, 2010. – 358 с.

23 Калинин В.К. Электровозы и электропоезда. – М.: Транспорт, 1991. – 480с.

24 Теорія та конструкція локомотивів: Навч. посібник. Ч. 1. Загальні характеристики та будова локомотивів / Е.Д. Тартаковський, А.Ф. Агулов, Г.Г. Басов, А.П. Фалендиш.- Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 77 с.

25 Теорія та конструкція локомотивів: Навч. посібник. Ч. 2: Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів / Е.Д. Тартаковський, А.Ф. Агулов, А.П. Фалендиш.- Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 152 с.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для курсового проекту

Найменування даних	Умовні позна-чення	Одиниця вимірю-вання	Остання цифра навчального шифру									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Ефективна потужність	P_e	кВт	880	1470	1470	2200	2200	1470	2200	2400	2200	2940
Навантаження на колісну пару	2П	кН	210	220	230	240	245	230	225	215	230	215
Діаметр колеса	$D_К$	м	1,05	1,05	1,05	1,05	1,25	1,05	1,05	1,05	1,22	1,22
Конструкційна швидкість	$V_{кон}$	км/год	90	95	100	105	110	115	110	120	150	160
Радіус кривої	R	М	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Підйом зовнішньої рейки	h	мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
Номер розрахункової схеми для динамічного вписування	-	-	Рис. 9	Рис. 9	Рис. 10	Рис. 9	Рис. 10	Рис. 9	Рис. 10	Рис. 10	Рис. 11	Рис. 11
Тепловоз - зразок	-	-	ТЕМ 2	М62	2М62 У	2ТЕ10 В	2ТЕ10 М	2М62	2ТЕ11 6	2ТЕ116У П	ТЕП7 0	ТЕП70 У
Схема ресорного підвішування і тип гасника	-	-	Рис. 1.1 Р	Рис. 1.1 Р	Рис. 1.2 Ф	Рис. 1.2 Ф	Рис. 1.2 Ф	Рис. 1.1 Р	Рис. 1.2 Ф	Рис. 1.2 Ф	Рис. 1.2 Г	Рис. 1.2 Г

Примітка. Р – ресора, Ф – фрикційний демпфер, Г – гідравлічний демпфер

Таблиця 1.4 - Вихідні дані для розрахунку збалансованого ресорного підвішування

Параметр	Передостання цифра навчального шифру студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Довжина ресори l, м	1,15	1,15	1,2	1,2	1,05	1,05	1,2	1,2	1,15	1,15
Ширина листа ресори b, м	0,12	0,12	0,13	0,13	0,11	0,12	0,12	0,11	0,13	0,13
Товщина листа ресори h, м	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
Ширина хомута ресори a, м	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Статичне навантаження $P_{CT,}$ кН	82,5	85	87,5	90	92,5	95	97,5	100	102,5	80
Статичний прогин f_{CT}, мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	85
Діаметр пружини D, м	0,2	0,2	0,205	0,196	0,2	0,204	0,205	0,204	0,205	0,196
Зовнішній діаметр гумового амортизатора D, м	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,23
Внутрішній діаметр гумового амортизатора d, м	0,07	0,06	0,06	0,07	0,08	0,06	0,07	0,08	0,06	0,06
Висота гумового амортизатора H, м	0,03	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03

Таблиця 1.5 - Вихідні дані для розрахунку індивідуального ресорного підвішування

Параметр	Передостання цифра навчального шифру студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Діаметр зовнішньої пружини D, м	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,23
Діаметр середньої пружини D, м	0,19	0,192	0,194	0,193	0,205	0,195	1,188	0,196	0,198	0,20
Діаметр внутрішньої пружини D, м	0,130	0,132	0,134	0,136	0,138	0,140	0,142	0,144	0,146	0,148
Статичне навантаження $P_{CT,}$ кН	82,5	85	87,5	90	92,5	95	97,5	100	102,5	80
Статичний прогин f_{CT}, мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	85
Зовнішній діаметр гумового амортизатора D, м	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,23
Внутрішній діаметр гумового амортизатора d, м	0,07	0,06	0,06	0,07	0,08	0,06	0,07	0,08	0,06	0,06
Висота гумового амортизатора H, м	0,03	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03

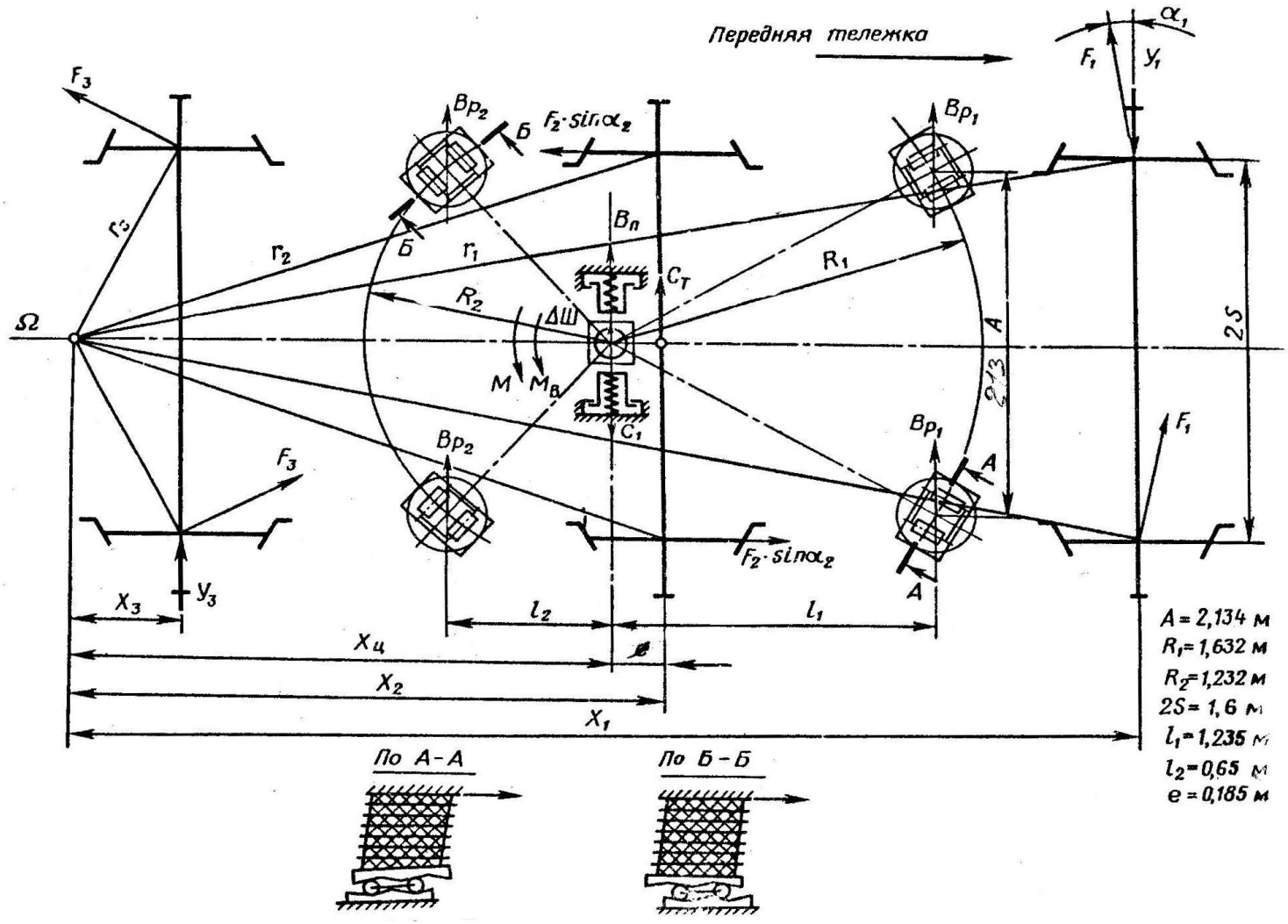

Рисунок 6.4 – Схема вписування візка в криву з пружним шворнем