

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКЦИОНЕРНАЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ КОМПАНИЯ «ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР
ЙЎЛЛАРИ»
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОСОБИЕ К ВЫПОЛНЕНИЮ
ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ
ПСЭТ»**

для подготовки магистров по направлению
5A521310 «Электр транспорт», 5A521103 «Локомотивы
(Электровазы)»

УДК

Данное методическое указание к выполнению практических занятий по дисциплине **“Способы повышения динамики и прочности псэт”** для подготовки магистров по специальности 5А.521.310 **“Электрический транспорт”** составлено с учетом требований Государственного образовательного стандарта **“Общие требования к необходимому содержанию и уровню подготовленности магистров”**.

Рекомендовано к изданию решением Учебно-методической комиссии Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта

Составители: Д.т.н., проф. Хромова Г. А.,
Д.т.н., доцент Файзибаев Ш. С.
Магистрант Соболев С. В.

Рецензенты: - Проректор по научной работе
ТашИИТа Ибрагимов Н.Н.

Директор института механики
ИС САН РУз, д.т.н., профессор
Ризаев А.А.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ.
Практические занятия (16 часов).

- I. РАСЧЕТ БЕЗУДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КОРОТКИМ НЕРОВНОСТЯМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ (4 часа).
- II. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ НА ПРИМЕРЕ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ НЕСБАЛАНСИРОВАННОГО КОЛЕСА. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ (4 часа).
- III. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕССОР ПС ЭТ. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ (4 часа).
- IV. РАСЧЕТ РАССОРЫ ПС ЭТ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ (4 часа).

1. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ (4 часа).
I. РАСЧЕТ БЕЗУДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА С
РЕЛЬСОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КОРОТКИМ
НЕРОВНОСТЯМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ.

1. Введение.

Практические занятия будут посвящены оценке динамических качеств транспортных средств типа электровоза (ВЛ 60, ВЛ 80, ВЛ 10, ВЛ 22, ЧС 1, ЧС 2, ЧС 3) или вагона (пассажирского, грузового) при движении их по рельсовому пути с короткими неровностями. Цель выполнения – ознакомление студентов-магистрантов с общими методами исследования и решения уравнений колебаний, методами составления математических моделей, алгоритмов и программирования с выполнением численных расчетов на ЭВМ. Кроме того, студенты должны ознакомиться с конструкцией рессорного подвешивания электровозов, методиками расчета динамических сил взаимодействия экипажа с рельсовым путем, способами оценки демпфирующих характеристик рессорного подвешивания.

Основная литература к 1-ому практическому занятию:

1. Механическая часть тягового подвижного состава. Под ред. И.С. Бирюкова, А.Н. Савоськина и др. М.:Транспорт, 1992.-440 с.
2. Динамика вагона. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Учебник для вузов ж.-д. транспорта. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1978.-352 с.
3. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ.- М.: Наука, 1989.-240 с.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ
(общие для всех вариантов) .

Диаметр бандажей колесной пары по кругу катания - $D_k = 1.25$ (м);
Расстояние между кругами катания – $2 \cdot S = 1.44$ (м);
Коэффициент трения скольжения колес относительно рельсов $\mu = 0.25$;

Приведенная масса участка рельсового пути, приходящаяся на 1 колесную пару, участвующую в колебаниях - $m_p = 400$ (кг);

Масса неподрессоренных частей тележки, приходящаяся на одну колесную пару $m_{nn} = 4500$ (кг);

Масса тележки с обрессоренной частью тяговых двигателей $m_T = 6000$ (кг);

Высота расположения центра масс экипажа $h_c = 1.3$ (м);

Жесткость 2 ступени подвешивания $J_k = 2 \cdot 10^6$ (Н/м);

Остальные данные варьируются в зависимости от номера варианта (подбираются самостоятельно студентом-магистрантом в зависимости от типа электровоза – таблица 1).

Для этого к практическим занятиям пишется “I РАЗДЕЛ” – вводный. Здесь следует описать конструкцию (заданного по варианту) электровоза, тележки, рессорного подвешивания [1].

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВАРИАНТАМ.

Таблица 1.

№ п/п	Тип электровоза	Тип Неровности
1	ВЛ 60	$h_n = 0.002$ м ; $L = 0.08$ м
2	ВЛ 80	$h_n = 0.0025$ м ; $L = 0.09$ м
3	ВЛ 10	$h_n = 0.003$ м ; $L = 0.1$ м
4	ЧС 1	$h_n = 0.0035$ м ; $L = 0.15$ м
5	ЧС 2	$h_n = 0.0015$ м ; $L = 0.2$ м
6	ЧС 3	$h_n = 0.001$ м ; $L = 0.25$ м
7	ВЛ 22	$h_n = 0.0026$ м ; $L = 0.3$ м

В таблице 1 введены следующие обозначения :

Глубина неровности рельсового пути h_n (м) ;

Длина неровности рельсового пути – L (м) ;

Данные для расчета, которые необходимо подобрать самостоятельно (по типу электровоза) к выполнению практических занятий :

База тележки - B (м);

Нагрузка от оси на рельсы - P_0 (кН);

Жесткость рессорного подвешивания тележки на одну колесную пару - J_{T_0} (Н/м);

Жесткость рельсового пути на одну колесную пару - J_p (Н/м).

РАСЧЕТ БЕЗУДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КОРОТКИМ НЕРОВНОСТЯМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ .

I. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ.

При прохождении колесами неровностей рельсового пути рессорное подвешивание смягчает удары, передаваемые на надрессорное строение, не допуская больших динамических нагрузок на рельс и обеспечивая минимальную их передачу на раму тележки и кузов.

Динамическая нагрузка, возникающая при прохождении колесом единичной плавно очерченной неровности, зависит от формы неровности рельсового пути, скорости движения электровоза, жесткости пути под колесной парой, массы колесной пары и связанных с ней частей, а также с приведенной массой пути, участвующей в колебаниях вместе с колесом.

Если колесная пара встречает на своем пути некоторую неровность глубиной h_n , то при плавных очертаниях ее можно описать различными гармоническими уравнениями (в зависимости от характера возникающего воздействия от рельсового пути) [1] .

Характер приведенной функции воздействия от рельсового пути принимается в зависимости от варианта. Представлен в таблице 2.

Таблица 2.

№ п/п	Тип Электровоза	Тип передаточной Функции $Z_H(t)$	Скорость электровоза, км/ч
1.	ВЛ 60	$Z_H(t) = \frac{1}{2} * h_n * \sin(\omega_H * t)$	$V = 60$ км/ч
2.	ВЛ 80	$Z_H(t) = \frac{1}{2} * h_n * \cos(\omega_H * t)$	$V = 70$ км/ч

3.	ВЛ 10	$Z_H(t) = 1/2 * h_n * (1 - \sin(\omega_H * t))$	$V = 80 \text{ км/ч}$
4.	ЧС 1	$Z_H(t) = 1/2 * h_n * (1 - \cos(\omega_H * t))$	$V = 80 \text{ км/ч}$
5.	ЧС 2	$Z_H(t) = 1/2 * h_n * \sin(\omega_H * t)$	$V = 85 \text{ км/ч}$
6.	ЧС 3	$Z_H(t) = 1/2 * h_n * \cos(\omega_H * t)$	$V = 85 \text{ км/ч}$
7.	ВЛ 22	$Z_H(t) = 1/2 * h_n * (1 - \cos(\omega_H * t))$	$V = 90 \text{ км/ч}$

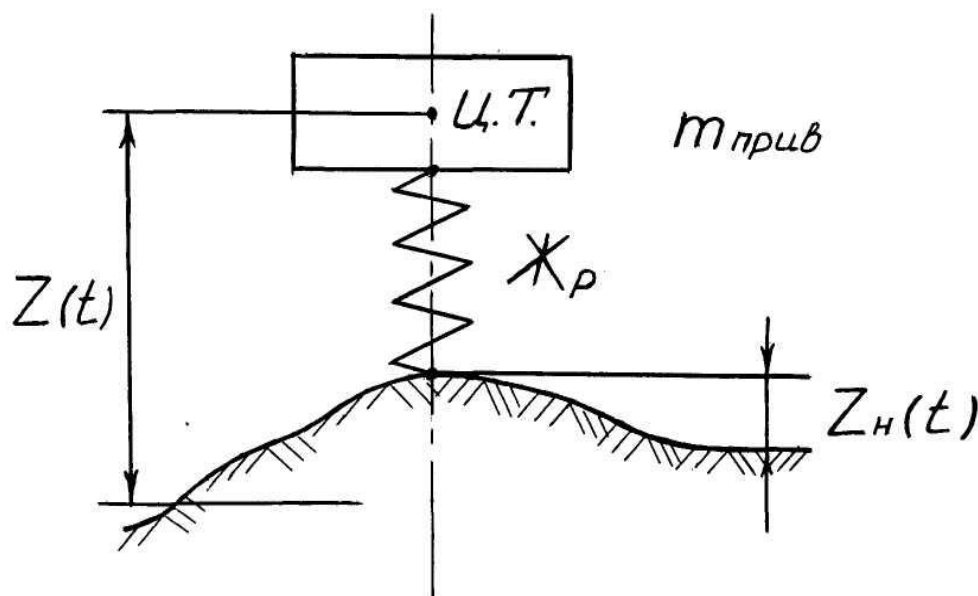


Рис. 1.1. Расчетная схема вертикальных колебаний приведенной массы колесной пары.

В таблице 2 $\omega_H = \frac{2 * \pi * V}{L}$, (1.1)

Где ω_H - частота возмущений сипы от прохождения электровозом неровности на рельсовом пути.

Расчет (в первом приближении) ведется в предположении, что жесткость рессорного подвешивания в несколько раз меньше жесткости рельсового пути. В таком случае можно рассматривать колебания неподрессоренной массы на рельсе независимо от колебаний наддрессорного строения (система без трения).

Расчетная схема вертикальных колебаний приведенной массы колесной пары представлена на рис. 1.1.

Уравнение вертикальных колебаний колесной пары на рельсе имеет

вид [1] :

$$m_{npив} * \ddot{Z}(t) + \mathcal{K}_p * [Z(t) - Z_H(t)] = 0 \quad (1.2)$$

где $\mathcal{K}_p$ - жесткость рельсового пути ;

$m_{npив} = m_{nn} + m_p$ - приведенная масса колесной пары, участвующая в колебаниях, состоящая из неподрессоренной массы m_{nn} , приходящейся на колесную пару и массы рельсового пути, участвующей в колебаниях m_p .

Необходимо преобразовать уравнение (1.2), подставив в него из таблицы 2 значение функции $Z_H(t)$. Далее необходимо разделить уравнение (1.2) на $m_{npив}$.

В результате получим

$$\ddot{Z}(t) + \omega_p^2 * Z(t) = \omega_p^2 * Z_H(t) \quad (1.3)$$

где $\omega_p = \sqrt{\frac{\mathcal{K}_p}{m_{npив}}}$ - частота собственных колебаний колеса на рельсе.

Решаем уравнение (1.3) при нулевых начальных условиях (для вариантов 1-4 , таблица 2) :

$$Z(0) = 0; \quad \dot{Z}(0) = 0 \quad (1.4)$$

(для вариантов 5,6,7 принять начальные условия в виде (1.4, а)).

$$Z(0) = 0; \quad \dot{Z}(0) = V_0 \quad (1.4, а)$$

Где $Z_0 = Z_{смам} = 1/2 * h_H$,

а $\dot{Z}_0 = V_0 = 1/2 * h_H * \omega_H$.

В результате применения преобразования Лапласа к уравнению (1.3) с учетом начальных условий (1.4) или (1.4,а) получим уравнение траектории колеса при движении по неровности пути в виде уравнений (1.5)-(1.11) (в зависимости от варианта).

В формулах (1.5)-(1.11) допущены ошибки. Магистрант должен самостоятельно получить решение, используя преобразование Лапласа, и найти их.

1 ВАРИАНТ

$$Z(t) = \frac{Z_{смам}}{1 - \omega_n^2 / \omega_p^2} * [\sin(\omega_n * t) - \omega_n / \omega_p * \sin(\omega_p * t)] \quad (1.5)$$

где $Z_{cmam} = 1/2 * h_H / \mathcal{K}_P$

2 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = \frac{Z_{cmam}}{1 - \omega_H^2 / \omega_P^2} * [\cos(\omega_H * t) - \cos(\omega_P * t)] \quad (1.6)$$

где $Z_{cmam} = 1/2 * h_H / \mathcal{K}_P$

3 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = 1/2 * h_H * [1 - \frac{\omega_P^2}{\omega_P^2 - \omega_H^2} * \cos(\omega_H * t) + \frac{\omega_H^2}{\omega_P^2 - \omega_H^2} * \cos(\omega_P * t)] \quad (1.7)$$

4 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = 1/2 * h_H * [1 - \frac{\omega_P^2}{\omega_P^2 - \omega_H^2} * \sin(\omega_H * t) + \frac{\omega_H^2}{\omega_P^2 - \omega_H^2} * \sin(\omega_P * t)] \quad (1.8)$$

5 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = \frac{Z_{cmam}}{1 - \omega_H^2 / \omega_P^2} * [\sin(\omega_H * t) - \omega_H / \omega_P * \sin(\omega_P * t)] + \\ + Z_0 * \cos(\omega_P * t) + \dot{Z}_0 / \omega_P * \sin(\omega_P * t) \quad (1.9)$$

где $Z_{cmam} = 1/2 * h_H / \mathcal{K}_P$

6 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = \frac{Z_{cmam}}{1 - \omega_H^2 / \omega_P^2} * [\cos(\omega_H * t) - \cos(\omega_P * t)] + \\ + Z_0 * \sin(\omega_P * t) + \dot{Z}_0 / \omega_P * \cos(\omega_P * t) \quad (1.10)$$

где $Z_{cmam} = 1/2 * h_H / \mathcal{K}_P$

7 ВАРИАНТ.

$$Z(t) = 1/2 * h_H * [1 - \frac{\omega_p^2}{\omega_p^2 - \omega_H^2} * \cos(\omega_H * t) + \frac{\omega_H^2}{\omega_p^2 - \omega_H^2} * \cos(\omega_p * t)] + (1.11) \\ + Z_0 * \sin(\omega_p * t) + \dot{Z}_0 / \omega_p * \cos(\omega_p * t)$$

ЗАДАНИЕ К 1 ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЕ :

1. Необходимо описать конструкцию колесных пар (заданного по варианту) электровоза [1, с.352 – 357], выполнить рисунок для унифицированной колесной пары электровоза типа ВЛ или ЧС [1, рис.14.1 или рис.14.3].

2. Необходимо вычислить :

I. Динамическое воздействие колесной пары на рельсы от неровности пути $P_{дин} = -m_{прив} * \ddot{Z}(t)$. Для этого вычисляется вторая производная от функции $Z(t)$ (формулы (1.5) – (1.11)).

II. Вычисляется динамический коэффициент влияния неровности:

$$K_{дин} = \frac{P_{дин}}{\lambda \mathcal{K}_p * h_H}, \text{ который является функцией времени,}$$

отсчитываемого от начала движения колеса по неровности и функцией отношения частот ω_H / ω_p . Очевидно, что для инженерных целей важны лишь экстремальные значения $K_{дин}$, которые будут уже функцией только отношения частот ω_H / ω_p .

III. Требуется составить блок-схему для расчетов $K_{дин}$ - динамического коэффициента влияния неровности.

IV. По составленной блок-схеме необходимо самостоятельно написать программу расчета для компьютера PENTIUM на языке QBASIC-98.

3. На ЭВМ требуется построить график изменения $K_{дин}$ для интервала времени $0 \leq t \leq \frac{2 * \pi}{\omega_H}$ на базе составленной программы расчета на ЭВМ.

4. Требуется определить экстремальное значение динамического воздействия на рельсы при перегрузке от $K_{дин}^{min}$.

2. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ (4 часа).

II. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ НА ПРИМЕРЕ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ НЕСБАЛАНСИРОВАННОГО КОЛЕСА. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ.

Цель выполнения – ознакомление студентов с методами исследования и решения уравнений колебаний на примере составления математической модели для движения несбалансированного колеса.

Исходные данные для решения задачи берутся из 1-го практического занятия и из таблицы 3, а также подбираются студентом-магистрантом в соответствии с конкретным вариантом по [1].

Блок-схема строится по расчетным зависимостям (2.1) – (2.9), далее составляется программа для расчета на ЭВМ на языке QBASIC-95 [4].

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВАРИАНТАМ

Таблица 3.

№ п/п	Тип электровоза	Масса дисбаланса	Скорость движения
1	ВЛ 60	$m_{\text{дб}} = 0.5 \text{ кг}$	$V = 60 \text{ км/ч}$
2	ВЛ 80	$m_{\text{дб}} = 1 \text{ кг}$	$V = 65 \text{ км/ч}$
3	ВЛ 10	$m_{\text{дб}} = 1.5 \text{ кг}$	$V = 70 \text{ км/ч}$
4	ЧС 1	$m_{\text{дб}} = 2 \text{ кг}$	$V = 75 \text{ км/ч}$
5	ЧС 2	$m_{\text{дб}} = 2.5 \text{ кг}$	$V = 80 \text{ км/ч}$
6	ЧС 3	$m_{\text{дб}} = 3 \text{ кг}$	$V = 60 \text{ км/ч}$
7	ВЛ 22	$m_{\text{дб}} = 3.5 \text{ кг}$	$V = 70 \text{ км/ч}$

Основная литература к 2-му практическому занятию :

1. Механическая часть тягового подвижного состава. Под ред. И.С.Бирюкова, А.Н.Савоськина и др. М.: Транспорт, 1992.-440 с.

2. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. 8-е изд., - М.: Наука, 1979.-560 с.

3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике.- М.: Наука, 1968-456 с.

4. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. – М.: Наука, 1989-240 с.

II. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ НА ПРИМЕРЕ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ НЕСБАЛАНСИРОВАННОГО КОЛЕСА.

Как правило, центр тяжести колесной пары не совпадает с ее геометрическим центром. Для упрощения задачи будем считать, что неуравновешенность колесной пары одинакова для обоих колес. Тогда геометрическая расчетная схема будет иметь вид, показанный на рис.2.1, а силовая на рис.2.2.

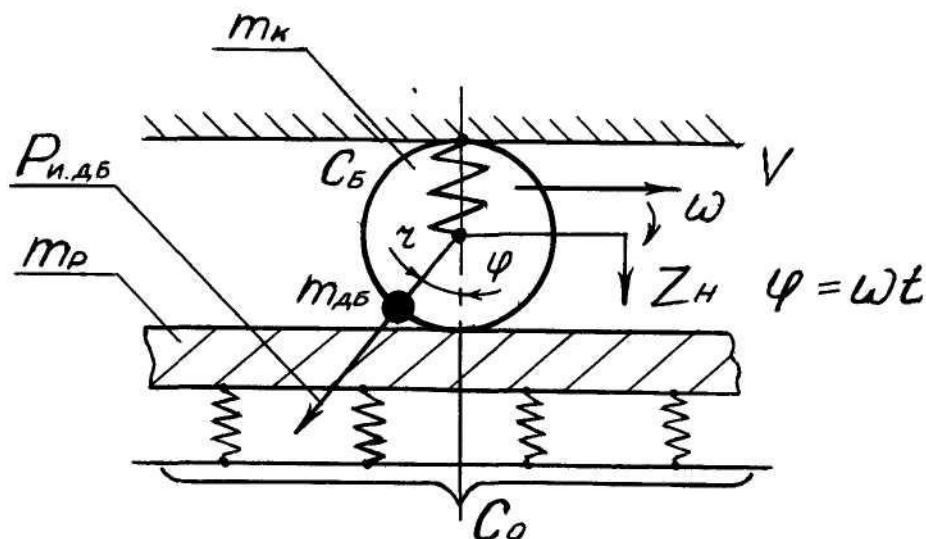


Рис.2.1. Геометрическая расчетная схема движения несбалансированного колеса.

Здесь эффект несовпадения массы колеса с его геометрическим центром заменен действием приведенной к ободу несбалансированной массы – массы дисбаланса m_{db} , которая создает центробежную силу

$$P_{e.db} = m_{db} * V^2 / r = m_{db} * \omega^2 * r, \quad (2.1)$$

где $\omega = V/r$ - угловая скорость колеса.

Центробежная сила по отношению к системе “ колесо-рельс ” является возмущающей периодической силой

$$P(t) = P_{i.db} * \cos(\omega * t). \quad (2.2)$$

Дифференциальное уравнение движения (колебания) системы неподрессоренных частей и рельса массой m_H в случае пренебрежения силами неупругого сопротивления (т.е. затуханием колебаний) будет иметь вид :

$$m_H * \ddot{Z}_H + (C_0 + C_{\dot{a}}) * \dot{Z}_H = P_{\dot{a}\dot{a}} * \cos(\omega * t) \quad (2.3)$$

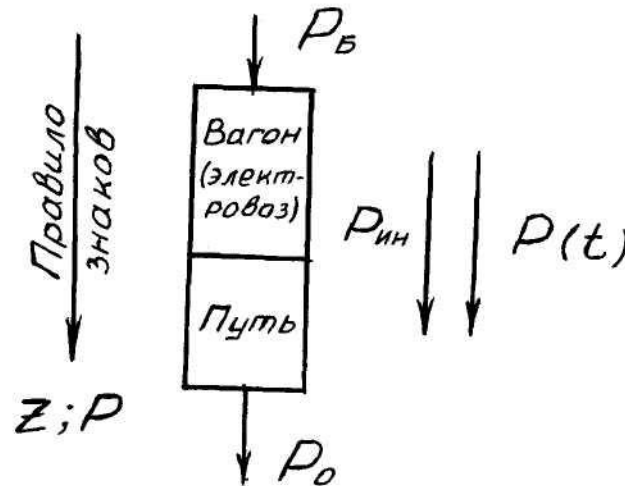


Рис.2.2. Силевая расчетная схема движения несбалансированного колеса.

или
$$\ddot{Z}_H + v^2 * Z_H = m_{\dot{o}\dot{o}} / m_H * r * \omega^2 * \cos(\omega * t) \quad (2.4)$$

Установившиеся вынужденные колебания колеса (с использованием операционного преобразования Лапласа) будут :

$$Z_H = m_{\dot{o}\dot{o}} / m_H * r * \frac{\omega^2}{v^2 - \omega^2} * \cos(\omega * t) \quad (2.5)$$

или
$$Z_H = m_{\dot{o}\dot{o}} / m_H * r * \Delta * \cos(\omega * t), \quad (2.6)$$

где
$$\Delta = \frac{\omega^2}{v^2 - \omega^2} \quad (2.7)$$

Значения величины Δ в зависимости от соотношения частот без учета (1) и с учетом (2) сил трения, характерных для системы “колесо-путь”, показаны на рис.2.3 (образец выполнения).

Максимальное давление рельса на шпалы (давление колеса на рельс) составляет

$$P_{\dot{a}\dot{a}}^{\max} = m_{\dot{a}\dot{a}} / m_H * r * C * \Delta. \quad (2.8)$$

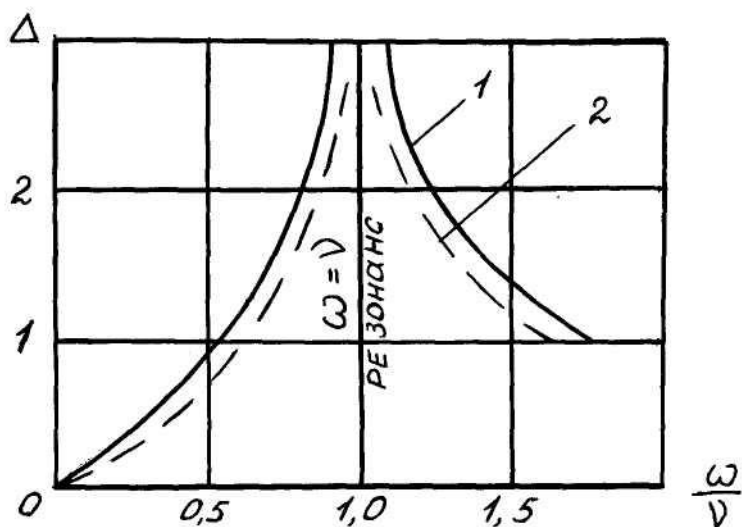


Рис.2.3 Изменение коэффициента Δ в зависимости от соотношения частот.

Фактическая неуравновешенность (дисбаланс) вагонных колес достигает $m_{\text{дб}} = 1 \div 6$ кг. Развиваемые ею силы взаимодействия при обычных скоростях движения невелики по сравнению с силами, возникающими при проходе колес по коротким неровностям пути. Но при высоких скоростях из-за неуравновешенности создается разгрузка колес, которая уменьшает запас устойчивости. Поэтому размер предельно допустимого дисбаланса нормируют.

Так,

- на дорогах Европы принято $m_{\text{дб}} \leq 0.25$ кг,
- на дорогах США принято $m_{\text{дб}} = 0.4 \div 0.8$ кг, (соответственно для пассажирских и грузовых поездов);
- на дорогах России и стран СНГ принято $m_{\text{дб}} = 0.25 \div 0.3$ кг, (соответственно для скоростей 250-200 км/ч).

ЗАДАНИЕ К 2 ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЕ.

I. Необходимо вычислить максимальное давление рельса на шпалы (давление колеса на рельс) $P_{\text{дб}}^{\text{max}}$ по формуле (2.9). для этого вычисляется параметр Δ , связанный с отношением частот, по формуле (2.8).

II. Требуется составить блок-схему для расчета Z_H -перемещений неподрессоренной массы вагона (формула (2.6)).

III. По составленной блок-схеме необходимо самостоятельно написать программу расчета для компьютера PENTIUM на языке QBASIC-98.

IV. На ЭВМ требуется построить график изменения коэффициента Δ в зависимости от соотношения частот ω/v на базе составленной программы расчета на ЭВМ. Образец выполнения имеется на рис.2.3.

V. Требуется определить условие возникновения экстремальных значений Z_H (условие резонанса).

1. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ (4 ЧАСА).

III. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕССОР ПС ЭТ. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАССОРЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ.

ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ.

I. Расчет оптимальной системы рессорного подвешивания электровоза.

II. Изучение конструкции рессор ПС ЭТ.

III. Составление программы на языке QBASIC-98.

IV. Перечень литературы к 3-му практическому занятию:

1. Механическая часть тягового подвижного состава. Под ред. И.С.Бирюкова, А.Н.Савоськина и др. М.: Транспорт, 1992.-440 с.

2. Методика расчета листовых рессор рессорного подвешивания подвижного состава железных дорог. ОСТ 32.59-96. Разработан ВНИТИ МПС России совместно с ТашИИТом (Узбекистан). Разработчики – Э.И.Нестеров, А.А.Рыбалов, А.Д.Глущенко, М.А.Ибрагимов и др. М.: ВНИТИ, 1997.-35 с.

I. Расчет оптимальной системы рессорного подвешивания электровоза.

В практике предварительных исследований применяют упрощенные динамические модели электровоза с одной степенью свободы, линейчатую одноосную с двумя степенями свободы и модель плоского двухосного экипажа. В таких моделях путь, как правило, считают абсолютно жестким, а возмущение – детерминированным гармоническим или более сложного вида (например, гармонический импульс). Указанные модели позволяют выявить особенности вертикальных колебаний электровозов, связанные с характером возмущения, влиянием запаздывания в его передаче (передаточные функции), а также получить приближенные сведения о влиянии изменения параметров рессорного подвешивания на ПДК (показатели динамических качеств).

Модель с одной степенью свободы. Эта модель (рис.3.1) электровоза позволяет оценить особенности динамических свойств определяемых ее структурой и характером действующего возмущения, а также, наметить пути обеспечения виброзащиты электровоза. Однако, как показывает опыт, полученные по такой модели значения ПДК сильно отличаются от действительных.

Рассмотрим колебания электровоза как системы с одной степенью свободы (рис.3.1), т.е. $k = 1$; система имеет одну обобщенную координату $q_1 = Z$. В системе действуют активные силы :

F_B - силовое возмущение, закон изменения которого во времени задают (чаще всего определяют в виде передаточной функции экспериментально);

$F_{ин} = m_K * \ddot{Z}_K$ - сила инерции;

$F_y = \mathcal{K} * (Z_K - \eta)$ - упругая сила;

F_d - диссипативная сила,

для рис.3.1,а - $F_d = \beta * (\dot{Z} - \dot{h})$;

для рис.3.1,б - $F_d = F_{mp} * (\dot{Z} - \dot{h})$.

Выражения этих сил даны в предположении, что все силы положительны, обратное их направление учтено на рис.3.1,в.

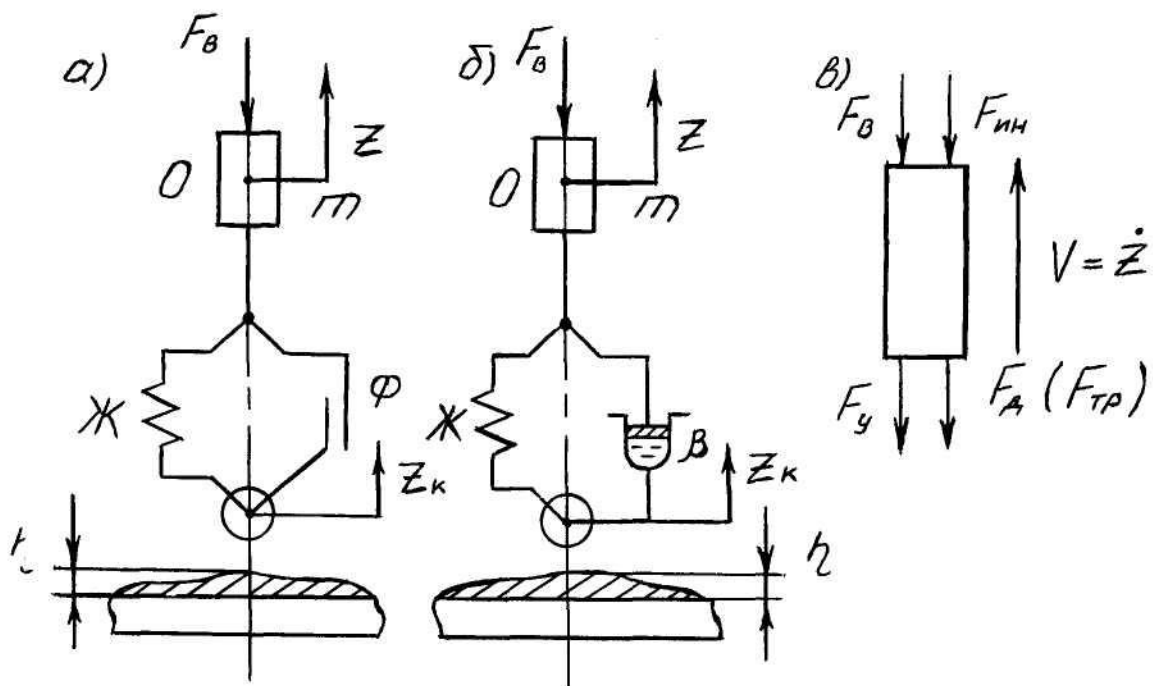


Рис.3.1. Модель вертикальных колебаний электровоза как системы с одной степенью свободы.

- (а). – с гасителем колебаний фрикционным;
- (б). – с гасителем колебаний гидравлическим;
- (в). – схема сил, действующих на электровоз.

Очевидно, что согласно принципу Даламбера, уравнения колебаний будут: для схемы рис.3.1,а –

$$m_K * \ddot{Z}_K + \beta * \dot{Z}_K + Ж * Z_K = \beta * \dot{\eta} + Ж * \eta + F_B; \quad (3.1)$$

для схемы рис.3.1,б –

$$m_K * \ddot{Z}_K + Ж * Z_K + F_{mp} * (\dot{Z}_K - \dot{\eta}) = Ж * \eta + F_B. \quad (3.2)$$

Первые два слагаемых в правой части формулы (3.1), а также первое слагаемое в правой части (3.2) представляют собой обобщенную силу от кинематического возмущения.

В рессорном подвешивании электроподвижного состава наряду с листовыми рессорами и винтовыми пружинами широко используются гасители колебаний, обеспечивающие необходимое затухание (демпфирование) колебаний надрессорных масс. Решим задачу выбора оптимальных параметров системы рессорного подвешивания с точки зрения ее демпфирующей способности.

В виде упрощенной схемы вертикальных колебаний наддрессорного строения примем схему рис.3.1,а. В представленной на рис.3.1 упрощенной схеме колебаний приведенной массы электровоза приняты следующие обозначения:

m – масса подрессоренных частей кузова и тележки, приходящаяся на одну колесную пару:

$$m = P_0 / g - m_{\text{нп}}, \quad (3.3)$$

где P_0 - нагрузка от оси на рельсы;

$m_{\text{нп}}$ - масса неподрессоренных частей тележки, приходящаяся на одну колесную пару;

g – ускорение свободного падения;

J – эквивалентная приведенная жесткость рессорного подвешивания, приходящаяся на одну колесную пару:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_{\text{ТО}}} + \frac{1}{4 * J_K}, \quad (3.4)$$

где $J_{\text{ТО}}$ - жесткость подвешивания тележки на одну колесную пару;

J_K - жесткость подвешивания кузова;

β - параметр демпфирования (коэффициент вязкого сопротивления) рессорного подвешивания, отнесенный к одной колесной паре.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний эквивалентной приведенной массы m (рис.3.1,а) будет таким:

$$m * \ddot{Z} + \beta * \dot{Z} + J * Z = 0. \quad (3.5)$$

Поделим уравнение (3.5) на m

$$\ddot{Z} + 2 * n * \dot{Z} + p^2 * Z = 0, \quad (3.6)$$

где $n = \frac{\beta}{2 * m}$ - коэффициент демпфирования;

$p = \sqrt{J / m}$ - угловая частота собственных колебаний без учета демпфирования.

В случае $n < p$ общее решение уравнения (3.6) имеет вид:

$$Z(t) = e^{-n*t} * (C_1 * \cos(p_1 * t) + C_2 * \sin(p_2 * t)), \quad (3.7)$$

где $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$ - угловая частота собственных колебаний с учетом демпфирования;

C_1, C_2 - произвольные постоянные, зависящие от начальных условий.

При начальных условиях $Z(t) = Z_0, \dot{Z}(0) = -n * Z_0$ решение примет вид:

$$Z(t) = Z_0 * e^{-n*t} * \cos(p_1 * t) \quad (3.8)$$

Принятые начальные условия обозначают, что в начальный момент времени расчетной массе m , отведенной от положения статического равновесия на величину Z_0 сообщена начальная скорость $|n * Z_0|$, направленная в сторону равновесного состояния.

Важной характеристикой демпфирования системы является степень демпфирования

$$D = n / p = \frac{\beta}{2 * \sqrt{m * \mathcal{K}}} . \quad (3.9)$$

При наличии колебаний в системе D может изменяться в пределах от 0 (затухания колебаний нет) до 1 (колебаний нет, движение апериодическое). В современных локомотивах степень демпфирования может быть в пределах от 0.2 до 0.3.

При проектировании локомотивов важной задачей является выбор оптимальных параметров, которые позволяют увеличить срок их службы. Применительно к рессорному подвешиванию локомотивов одним из таких параметров является величина степени демпфирования – D . В данной практической работе для выбора оптимального значения “ D ” используется методика академика России Л.С.Понтрягина [1], по которой приведенные ниже функционал I за длительное время должен иметь минимальное значение

$$I = \int_0^{\infty} (Z^2 + \alpha * \dot{Z}^2) dt , \quad (3.10)$$

где α - весовой коэффициент, учитывающий влияние ускорения.

Физический смысл функционала такой: умноженный на жесткость рессорного подвешивания он даст энергию, сообщаемую системе электродвигателями и расходуемую на колебания. Таким образом, оптимальная степень демпфирования помимо максимального срока службы узлов экипажной части за счет снижения напряжений наиболее нагруженных деталей, позволяет наиболее экономно расходовать энергию на создание силы тяги.

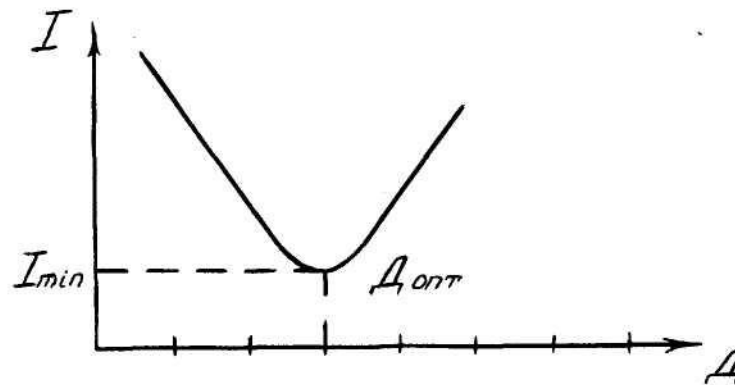
Для практического расчета величины функционала (3.10) используем приближенную формулу:

$$I = \frac{Z_0^2}{2 * p} * (1 / D - D + 20 * D^3) \quad (3.11)$$

По указанной формуле (3.11) можно графически определить $I_{\min}$ и соответствующее ему значение D_{opt} . Для этого необходимо задаться значениями “ D ” в пределах от 0.1 до 1 через 0.1, заполнить таблицу 3.1 и по ее данным построить график зависимости $I(D)$ (рис.3.2). Для расчетов необходимо вычислить $p = \sqrt{\mathcal{K} / m}$ и принять $Z_0 = 0/1$ м.

Таблица 3.1.

“Д”	0	0.1 ...	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
“Г”	∞						

Рис.3.2 График зависимости $I(D)$.

Зная D_{opt} можно по формуле $\beta = 2 * D * \sqrt{m * Ж}$ определить оптимальное значение параметра демпфирования на одну колесную пару и при известном количестве осей в одной тележке ЭПС определить оптимальный параметр демпфирования тележки $\beta_{тел}$. Для заданного значения $\beta_{тел}$ и заданного значения параметра демпфирования гасителя $\beta_{гас}$, определяется потребное число гасителей на одну тележку

$$N_{гас} = \beta_{тел} / \beta_{гас}, \quad (3.12)$$

которое округляется до целого значения, обеспечивающего симметричную технологическую установку демпферов на тележке.

ЗАДАНИЕ:

1. Для найденного значения D_{opt} и проверочного значения $D_{про} = 0.2$ определить основные параметры колебаний:

- коэффициент демпфирования $n = D * p$;
- угловые частоты собственных колебаний $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$;
- периоды собственных колебаний $T_1 = 2 * \pi / p_1$;
- логарифмический декремент затухания $\delta = n * T_1$;

Результаты вычислений заносятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2.

№	Вариант	D	n	p_1	T_1	δ	β
---	---------	-----	-----	-------	-------	----------	---------

п/п	Колебаний						
1.	Оптимальный						
2.	Проверочный	0.2					

2. По данным расчетов с использованием формулы (3.8) необходимо построить кривые затухания колебаний для интервала времени $0 \leq t \leq 2 * T_1$ для оптимального и проверочного значений n .

II. Изучение конструкции рессор ПС ЭТ.

Рессоры в соответствии с ГОСТ 1425-76 [1] изготавливают из листов рессорно-пружинной кремнистой стали марок 55С2 и 60С2. Часть листов имеют одинаковую длину (верхний лист называется коренным, а расположенный под ним – подкоренным). Остальные (наборные) листы имеют разные длины – листы ступенчатой части (рис.3.3). Для предотвращения поперечного сдвига листы обычно выполняют из желобчатой стали.

В горячем состоянии листы изгибают так, что более короткие листы имеют большую кривизну, что обеспечивает их плотное прилегание. В результате термообработки (закалка при температуре 870°C в масле и отпуск при вторичном нагреве до 470°C) механические характеристики стали указанным в таблице 3.3.

Таблица 3.3.

Марка стали	Временное сопротивление, МПа	Касательные напряжения	Предел текучести МПа	Касательные напряжения	Предел выносливости, МПа	Касательные напряжения
	δ_B	T_B	δ_T	T_T	δ_{-1}	T_{-1}
55С2	1300	900	1200	700	480	360
60С2	1300	850	1200	650	450	300

соответствующей расчетному напряжению 1000 МПа. Остаточные деформации после испытания рессоры не допускаются.

За длину рессоры (рис.3.3) принимают расстояние L между центрами отверстий коренного листа. Так как, оно изменяется в зависимости от нагрузки, то различают длину рессоры в свободном состоянии (без нагрузки) и расчетную длину (при расчетной нагрузке).

Стрелой прогиба рессоры называют расстояние от прямой, соединяющей центры отверстий в верхнем листе, до его поверхности в средней части рессоры. Для рессоры в свободном состоянии (не загруженной) это расстояние называют стрелой прогиба в свободном состоянии. Разность стрел прогиба без нагрузки и под нагрузкой равна прогибу рессоры. Статическим $f_{ст}$ называют прогиб рессоры под статической нагрузкой $P_{ст}$.

Характеристики рессор электровозов (определены экспериментально и по данным эксплуатации [1]) приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4.

Марка Электро- воза	Число листов корен- ных	Число листов набор- ных	Сечение листов (ширина х толщина) мм	Рабочая нагрузка кН	Статический прогиб мм	Длина рессоры под нагрузкой мм	Жесткость Рессоры (Н/мм)
1. ВЛ 22	4	10	100x13	81.4	51.8	1100	
2. ВЛ 60	3	7	120x16	84.2	69.3	1400	
3. ВЛ 80	3	7	120x16	87.3	71.8	1400	
4. ВЛ 10	3	7	120x16	84.6	69.5	1400	
5. ЧС 2	3	6	120x16	83.3	46.5	1200	

4. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ (4 ЧАСА).

III. РАСЧЕТ РЕССОРЫ ПС ЭТ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ. СОСТАВЛЕНИЕ ПРОГРАММЫ.

ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ.

I. Расчет оптимальных параметров рессоры с применением ЭВМ согласно [3].

II. Расчет рессоры ПС ЭТ на динамическую прочность с применением ЭВМ согласно [3].

III. Составление программы на языке QBASIC-98.

IV. Перечень литературы к 4-му практическому занятию:

1. Механическая часть тягового подвижного состава. Под ред. И.С.Бирюкова, А.Н.Савоськина и др. М.: Транспорт, 1992.-440 с.

2. Вершинский С.В. и др. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1991.-352 с.

3. Методика расчета листовых рессор рессорного подвешивания подвижного состава железных дорог. ОСТ 32.59-96. Разработан ВНИТИ МПС России совместно с ТашИИТом (Узбекистан). Разработчики – Э.И.Нестеров, А.А.Рыбалов, А.Д.Глущенко, М.А.Ибрагимов и др. М.: ВНИТИ, 1997.-35 с.

I. Расчет оптимальных параметров рессоры с применением ЭВМ согласно [3].

При расчете листовых рессор, применяемых в рессорном подвешивании железнодорожного подвижного состава, учитывается влияние специфических конструктивных особенностей листовых рессор:

- наличие сил трения между листами снижает динамические прогибы и перераспределяет напряжения в листах в зависимости от условий нагружения;
- скачкообразное изменение момента инерции поперечного сечения сказывается на напряженном состоянии рессоры при ее динамическом нагружении;
- выбор величин радиусов изгиба листов и их дли влияет на прочностные и упруго-диссипативные качества листовой рессоры.

В процессе эксплуатации листовые рессоры рессорного подвешивания подвержены воздействию в основном вертикальных циклических нагрузок, изменяющихся по асимметричному циклу. Эта нагрузка складывается из постоянной составляющей от веса наддресорного строения экипажа и динамической, возникающей от вертикальных колебаний экипажа.

4.1. Исходные данные и расчетные параметры:

- статическая (рабочая) нагрузка P_1 принимается согласно таблице 3.4 в зависимости от варианта (марки электровоза);
- расчетная статическая нагрузка $P_c = 0.5 * P_1$

Дальнейший расчет производится по “Методике” [3] согласно таблицы 1, формулы с (1) по (41).

ЗАДАНИЕ:

1. Необходимо вычислить жесткость рессоры (статическую, динамическую), используя формулы (22) – (24) [3]; провести сравнение жесткостей вычисленных и приведенных по данным эксплуатации в таблице 3.4.

2. Необходимо рассчитать расчетные напряжения (25) – (41):

- усредненные напряжения изгиба в листах рессоры у края хомута, МПа - σ_{λ} ;
- расчетные динамические напряжения, МПа - $\sigma_{дин}$;
- провести проверку по динамической и статической прочности для рессоры электровоза согласно выбранного варианта.

ОСТ 32.59-96

В процессе эксплуатации листовые рессоры рессорного подвешивания подвержены воздействию в основном вертикальных циклических нагрузок, изменяющихся по асимметричному циклу. Эта нагрузка складывается из постоянной составляющей от веса наддрессорного строения экипажа и динамической, возникающей от вертикальных колебаний экипажа.

4. Исходные данные и расчетные параметры.

4.1. Исходные данные для расчета, формулы расчетных параметров и рекомендации по выбору величин параметров приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Наименование параметра	Буквенное обозначение	Формула и рекомендации по выбору величин
1	2	3
1. Расчетные нагрузки		
1.1 Статическая нагрузка, кН	P	Для локомотивов назначается по весу наддрессорного строения с полным запасом топлива и песка. Допускается считать по служебному весу локомотива.
1.2 Расчетная статическая нагрузка на половину рессоры, кН	P_c	$P_c = \frac{P}{2}$
1.3 Переменная динамическая составляющая нагрузки, кН	P_a	$P_a = 0.1 * P_{c...} K_d * P_c (1)$
1.4 Максимальная динамическая составляющая нагрузки, кН	$P_{a \max}$	$P_{a \max} = K_d * P_c (2)$

1.5Максимальная расчетная нагрузка, кН	P_M	$P_M = E_{\tilde{N}} \left(1 + \frac{E_{n(k/s)}}{P_C} + \frac{2 * y_a}{f_C} \right) (3)$
1.6Пробная нагрузка на рессору, кН	P'_3	$P'_3 = 2 * P_M (4)$
1.7Сила взаимодействия листов коренной и ступенчатой части рессоры при затяжке хомутом. Напор, кН	$P_{n(k/s)}$	Ограничивается минимально допустимым значением, обеспечивающим включение в работу всех листов рессоры $P_{n(k/s)} \leq 0/1 * P_C$
1.8Нагрузка на поверхностях трения между листами рессоры, кН	P_T	$P_T = P_C + P_{n(k/s)} (5)$ При расчете принимается $P_T = P_C$
1.9Нагрузка, действующая на отдельные листы рессоры, кН	P_i	$P_i = \frac{y_i(x_i) * E * I_1 * n_i^3}{10 * I_i^3 [0.5n_i^2 - (n_i - \ln(n_i + 1))]} (6)$) где i- номер листа рессоры, начиная с верхнего коренного листа. Верхний коренной лист i=1 нижний лист ступенчатой части i=m+n $n_i = n - 1$ - для верхнего листа ступенчатой части; $n_{i+1} = n_i - 1$ - для последующих листов ступенчатой части. Для нижнего листа ступенчатой части $P_{m+n} = \frac{3 * y_{m+n} * E * I_1}{10 * I_{m+n}^3}$
2.Геометрические параметры листовой рессоры		
2.1Количество листов	n_p	$n_p = m + n = \frac{10 * P_m * (l - 0.5a)}{W_1 * [\sigma]_p} (7)$ Целесообразно уменьшить полученное значение n_p на единицу. При превышении допустимой величины максимальных напряжений

		$\sigma_{i\max}$ в листах, n_p принимается расчетным
2.2 количество листов коренной части	m	Принимается $m = 1 \dots 3$. Уменьшение количества коренных листов уменьшает массу рессоры
2.3 Количество листов ступенчатой части	n	$n = n_p - m$
2.4 Расстояние между точками приложений нагрузок P_c на рессору, см	L_o	Назначается по компоновочным параметрам рессорного подвешивания.
2.5 Расстояние от плоскости середины хомута до точки приложения нагрузки P_c , см	l	$l = \frac{L_o}{2}$
2.6 Расстояние от конца i -го листа до середины плоскости хомута, см	l_i	$l_i = l_{i-1} + \Delta l$ При $i = n_p$, $l_1 = 0.5a + \Delta l$ (8)
2.7 Длина верхнего листа ступенчатой части, см	$l_{(k/s)}$	При $m > 1$ $l_{(k/s)} = l - \frac{(m+1) * \Delta l}{2}$ (9)
2.8 Шаг удлинения листов, см	Δl	$\Delta l = l_1 - l_{i+1}$; $\Delta l = \frac{l - 0.5a}{n_p}$ (10)
2.9 Ширина хомута, см	a	Рекомендуется назначать $a = b$
2.10 Ширина листа, см	b	Выбирается из условий компоновки рессоры по сортаментам рессорных сталей, например ГОСТ 7419
2.11 Толщина листа, см	h	Выбирается по сортаментам рессорных сталей
2.12 Радиус рессоры в собранном состоянии, см	R_0	Из условия отсутствия обратного выгиба рессоры под действием внешней нагрузки рекомендуется величину определять по

		формуле $R_0 \approx \frac{L_0^2}{8(f_c + 2y_a)} \quad (11)$
2.13 Радиус изгиба коренных листов, см	R_k	$R_k = \frac{R_0}{1 - \frac{10 * R_0 * P_{n(k/s)} * l_{(k/s)}}{m * E * I_1}} \quad (12)$ где E – модуль упругости; $E = 2.1 * 10^5$ МПа
2.14 Радиус изгиба листов ступенчатой части, см	R_s	$R_s = \frac{R_0}{1 + \frac{10 * R_0 * P_{n(k/s)} * l_{(k/s)}}{(n-1) * E * I_1} \left(1 + \frac{\ln n}{n-1}\right)} \quad (13)$
2.15 Максимальная среднестатистическая амплитуда колебаний листовой рессоры, см	y_a	Принимается по данным расчетов и экспериментальных исследований. При проектировании перспективных локомотивов величину $2y_a$ можно принимать равной 3-4 см
2.16 Динамический прогиб рессоры в точке приложения нагрузки, см	$y_a(0)$	$y_a(0) = \frac{10 P_a * l^3}{E * I_1 * n^3} \left[\frac{n^2}{2} \left(1 - 2\mu \frac{P_T * h}{P_a * l} \right) - m \left(n - m * \ln \frac{n_p}{m} \right) \right] \quad (14)$
2.17 Прогиб рессоры в сечении конца i -го листа, см	y_i	$y_i(x) = \frac{10 p_c}{E * I_1} * \left\{ \frac{x_i^2 l}{2n} - \frac{x_i l^2}{n^2} m \ln n_p + \frac{m l^3}{n^3} n_p (\ln n_p - 1) - \left(n_p - \frac{n}{l} x_i \right) * \left[\ln \left(n_p - \frac{x_i n}{l} \right) - 1 \right] \right\} \quad (15)$ Для последнего нижнего листа ступенчатой части $y_{m+n} = \frac{10 * P_{m+n} * l_{m+n}^3}{3 E I_1}$
2.18 Расстояние от плоскости хомута до точки передачи усилия от $i - 1$ листа i -му листу, см	X_i	$X_i = l_i$
2.19 Статический прогиб листовой		Доля прогиба листовых рессор от общего прогиба

рессоры без учета сил трения, см	f_c	рессорного подвешивания определяется при динамическом расчете экипажа $f_c = y(l) = \frac{10P_c l^3}{EI_1 n^3} [0.5n^2 - m(n - m * \ln \frac{n_p}{m})] \quad (16)$ В случае использования специальных прямоугольных листов могут быть использованы формулы, рекомендованные в справочной литературе
2.20 Диапазон разброса статического прогиба при учете сил трения, см	Δf_c	$\Delta f_c = (K_{дп}^C - 1) * f_c \quad (17)$
2.21 Расчетный чертежный статический прогиб рессоры, см	f_{cp}	$f_{cp} = f_c \pm \Delta f_c \quad (18)$
2.22 Момент инерции сечения листа, $см^4$	I_1	Для прямоугольного сечения $I_1 = \frac{b * h^2}{12}$
2.23 Момент сопротивления сечения листа, $см^3$	W_1	Для прямоугольного сечения $W_1 = \frac{b * h^2}{6}$
3 Расчетные коэффициенты		
3.1 Коэффициент динамики рессоры	K_d	При выборе K_d учитываются результаты динамических испытаний аналогичных экипажей. Для магистральных локомотивов при одноступенчатом подвешивании со статическим прогибом около 10 см величину K_d следует принимать равной $K_d = 0.3$. Для первой ступени двухступенчатого рессорного подвешивания

		$K_d = 0.25$.
--	--	----------------

3.2 Коэффициент динамичности прогибов	$K_{дп}$	$K_{дп} = \frac{0.5n^2 - m(n - m \ln \frac{n_p}{m})}{0.5n^2(1 - 2\mu \frac{P_T h}{P_a l}) - m(n - m \ln \frac{n_p}{m})}$ или $K_{дп} = \frac{f_c}{y_a(l)}$ (19) При статическом нагружении $P_c = P_a$ и $K_{дп} = K_{дп}^C$
3.3 Коэффициент динамичности напряжений	$K_{дн}$	$K_{дн} = \frac{\sigma_a}{\sigma_c} = \frac{P_a}{P_c} [1 - \frac{\mu P_T h (n_p - \frac{na}{2l})}{P_a (l - 0.5a)}]$ (20) При статическом нагружении $P_c = P_a$ и $K_{дн} = K_{дн}^C$
3.4 Коэффициент трения между листами рессоры	μ	$\mu = 0,2 \dots 0,4$. При статическом нагружении $\mu = 0,4$. При определении $K_{дн}$ и $K_{дп}$ величину μ принимать в интервале от 0,1 до 0,8
3.5 Коэффициент учета доли напряжений изгиба, воспринимаемых каждым листом рессоры	K_i	$K_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_a}$ (21)
3.6 Коэффициент снижения уровня максимальных рабочих напряжений	K_p	Учитывает влияние хомута, контактных напряжений, фреттинг-коррозии, состояние поверхности листов. Рекомендуется принимать $K_p = 0,83 \dots 0,86$. Дробеструйная обработка $K_p = 0,86$. Черная поверхность $K_p = 0,83$
3.7 Коэффициент снижения уровня амплитуды динамических напряжений, вызванных изменением площади поперечного	K_{ca}	$K_{ca} = 1$ – для листов ступенчатой части, выполненных без скосов, $K_{ca} = 0,4-0,6$ – при наличии скосов.

сечения рессоры		
4 Жесткость рессоры		
4.1 Статическая жесткость идеальной рессоры без учета сил трения, кН/см	J_{CH}	$J_{CH} = \frac{P_1}{f_c} \quad (22)$
4.2 Статическая жесткость листовой рессоры, кН/см	J_C	$J_C = \frac{P}{f_c + \Delta f_c} \quad (23)$
4.3 Динамическая жесткость листовой рессоры, кН/см	J_D	$J_D = K_{ДП} * J_C \quad (24)$
5 Расчетные напряжения		
5.1 Усредненное напряжение изгиба в листах идеальной рессоры у края хомута, МПа	σ_l	$\sigma_l = \frac{10 P_c * (l - 0.5a)}{W_1 * n_p} \quad (25)$
5.2 Статическое напряжение в сечении у края хомута, МПа	σ_l	$\sigma_c = \frac{10 P_c * (l - 0.5a)}{W_1(n_p - \frac{n * a}{2l})} \quad (26)$
5.3 Расчетные статические напряжения у края хомута, МПа	$\sigma_{сррас}$	$\sigma_{сррас} = K_{ДП}^C * \sigma_l \quad (27)$
5.4 Максимальная амплитуда напряжений в сечении у края хомута, МПа	σ_a	$\sigma_a = K_{ДП} * \sigma_{сррас}$ $\sigma_a = \frac{10 P_a(l - 0.5a)}{W_1(n_p - \frac{n * a}{2l})} * \frac{\mu P_T h(n_p - \frac{n * a}{2l})}{P_a(l - 0.5a)} * [1 - \frac{\mu P_T h(n_p - \frac{n * a}{2l})}{P_a(l - 0.5a)}] \quad (28)$
5.5 Амплитуда динамических напряжений в сечении у края хомута, вызванных скачкообразным изменением площади поперечного сечения рессоры, МПа	σ_{ca}	$\sigma_{ca} = \frac{10 P_c(l - 0.5a)}{W_1 * n_p^2} \quad (29)$

5.6 Статические напряжения в коренных листах рессоры, МПа	σ_{ik}	$\sigma_{ik} = \frac{10[P_c(l - 0.5a) - P_{n(k/s)} * l_{(k/s)}]}{m - W_1} \quad (30)$ Для коренных листов допускается использовать метод равной кривизны $\sigma_{ik} = \frac{10P_c(l - 0.5a)}{n_p * W_1}$
5.7 Статические напряжения в i-м листе ступенчатой части, МПа	σ_{is}	$\sigma_{is} = \frac{10[P_i(l - 0.5a) - P_{i+1}(l_{i+1} - 0.5a)]}{W_1} \quad (31)$ Расчетные напряжения в i-м листе $\sigma_{ci} = K_i * \sigma_{сррас}$
5.8 Амплитуда динамических напряжений в i-м листе рессоры, МПа	σ_{ai}	$\sigma_{ai} = K_i * \sigma_a \quad (32)$
5.9 Амплитуда динамических напряжений от скачкообразного изменения площади поперечного сечения рессоры в i-м листе ступенчатой части, МПа	σ_{cai}	$\sigma_{cai} = \frac{10P_i(l_i - 0.5a)}{W_1(n_p - i + 1)^2} \quad (33)$ Для коренных листов – формула (29). В нижнем листе ступенчатой части $\sigma_{cai} = 0$
5.10 Амплитуда динамических напряжений от скачкообразного изменения площади поперечного сечения рессоры в i-м листе ступенчатой части при изготовлении листов со скосами концов (рессоры с оттянутыми концами), МПа	σ'_{cai}	$\sigma'_{cai} = K_{ca} * \sigma_{cai} \quad (34)$
5.11 Предварительные напряжения в коренных листах рессоры, МПа	σ_{nk}	$\sigma_{nk} = \frac{10E * I_1}{W_1} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_K} \right) \quad (35)$
5.12 Предварительные напряжения в листах ступенчатой части	σ_{ns}	$\sigma_{ns} = \frac{10P_{n(k/s)}(l_{(k/s)} - 0.5a)}{W_1 * h} \quad (36)$

рессоры, МПа		
5.13Предварительные напряжения в i-м листе рессоры, МПа	σ_{ni}	Для коренных листов $\sigma_{ni} = K_i * \sigma_{nk} \quad (37)$ Для листов ступенчатой части $\sigma_{ni} = K_i * \sigma_{ns} \quad (38)$
5.14Максимальная величина напряжений в i-м листе рессоры, МПа	$\sigma_{i\max}$	$\sigma_{i\max} = \sigma_{ci} + \sigma_{ai} + \sigma_{cai} + (\pm\sigma_{ni}) \quad (39)$ Для коренных листов минус σ_{ni}. Для листов ступенчатой части плюс σ_{ni}.
5.15Минимальная величина напряжений в i-м листе рессоры, МПа	$\sigma_{i\min}$	$\sigma_{i\min} = \sigma_{ci} - \sigma_{ai} - \sigma_{cai} + (\pm\sigma_{ni}) \quad (40)$
5.16Допускаемые напряжения, МПа	$[\sigma]$	Для сталей марок 55С2, 60С2, 60С2А, ГОСТ 14959-79 $[\sigma] = 1000 \text{ МПа}$
5.17Рекомендуемая величина допускаемых напряжений от статической нагрузки	$[\sigma]_c$	$[\sigma]_c = 600 \text{ МПа}$
5.18Допускаемая величина максимальных рабочих напряжений в листах рессоры, МПа	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p = K_p * [\sigma] \quad (41)$

5. Расчетная модель и порядок расчета.

5.1 В качестве расчетной модели листовой рессоры принимается консольная, набранная из n_p листов балка, содержащая m листов коренных и подкоренных и n листов ступенчатой части шириной b и толщиной h , защемленных хомутом шириной a (рисунок 1). На балку в плоскости нагружения действует сила P_c , приложенная на расстоянии l от плоскости середины хомута.

5.2 При условии отсутствия сил трения между листами рессоры из уравнения изгиба упругой линии идеальной рессоры с листами прямоугольного сечения получены формулы (16) и (26) для расчета

наибольшего статического прогиба f_c в плоскости приложения усилия P_c и напряжения σ_c в сечении у края хомута.

5.3 Формулы (14) и (28) получены при следующих допущениях: функция изгибающего момента пропорциональна амплитуде P_a и частоте динамического усилия, прикладываемого в плоскости нагружения; функция моментов сопротивления колебаниям рессоры пропорциональна статическим силам трения $\mu * P_T$.

5.4 Снижение динамических прогибов и напряжений по сравнению со статическими оценивается коэффициентами динамичности прогибов и напряжений по формулам (19) и (20).

Эти коэффициенты позволяют определить динамическую жесткость и амплитуду динамических напряжений для различных условий динамического нагружения.

5.5 Особенностью листовых рессор локомотивов является то, что концы листов не подвергаются косой обрезке или высадке. Это приводит к возникновению дополнительных напряжений, суммирующихся с амплитудами напряжений от динамической нагрузки. Эти напряжения могут быть рассчитаны по формулам (29), (32) и (33).

5.6 Расчет напряжений в отдельных листах листовой рессоры в соответствии с расчетной моделью производится в следующей последовательности.

5.6.1 Рассчитываются прогибы листовой рессоры в сечениях, где оканчиваются листы ступенчатой части, с использованием формулы (15).

5.6.2 По формуле (6) рассчитывают усилия, действующие на отдельные листы рессоры.

5.6.3 По формулам (30) и (31) определяются напряжения в отдельных листах рессоры.

5.6.4 По формулам (29) и (33) определяются напряжения, вызванные скачкообразным изменением сечения листовой рессоры в отдельных листах.

5.6.5 Амплитуды динамических напряжений в отдельных листах рессоры рассчитываются по формулам (28) и (32).

5.6.6 Предварительные напряжения в листах определяются согласно рекомендациям 1.7 таблицы 1 по формулам (35), (38).

5.6.7 По формулам (39), (40) определяют суммарные максимальные и минимальные напряжения в отдельных листах.

5.7 Рациональные радиусы изгиба листов ступенчатой и коренной части рессоры определяются по формулам (12), (13) из условия 2.12 таблицы 1.

5.8 Допускаемые напряжения в отдельных листах определяются по формуле (41) с учетом рекомендаций 5.16 и 5.17 таблицы 1.

5.9 Пример расчета листовой рессоры тепловоза ТЭ121 приведен в приложении А.

5.10 Примеры вариантов расчета на ПЭВМ листовой рессоры тепловоза ТЭ121 приведены в приложении Б.

СОМООБРАЗОВАНИЕ.

При работе над этим разделом программы студент самостоятельно, по заданию преподавателя, изучает отдельные вопросы программы с численным решением конкретных задач на ЭВМ на базе выполненных практических занятий.

САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА.

Студенты самостоятельно проводят расчеты, задания которые получены при проведении практических занятий и самообразования, изучает пройденный материал, готовясь к очередным занятиям и промежуточному контролю знаний.

ПЕРЕЧЕНЬ ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Ефремов И.С. и др. Теория и расчет механического оборудования ПС ГЭТ. М.: Высшая школа, 1970 (Раздел “Основы динамики ПС ГЭТ”, с.103-148).

2. Ефремов И.С. Троллейбусы. М.: Высшая школа, 1969. (Раздел “Теория движения троллейбуса”. с.43-69).

3. Ефремов И.С., Косарев Г.В. Теория и расчет троллейбусов. М.: Высшая школа, 1981.-248 с.

4. Вершинский С.В. и др. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1991.-352 с.

5. Механическая часть тягового подвижного состава. Под ред. И.С. Бирюкова, А.Н. Савоськина и др. М.:Транспорт, 1992.-440 с.

6. Конструкция и динамика тепловозов. Изд. 2-е, доп., под ред. Иванова В.Н. М.: Транспорт, 1974.-336 с.

7. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. 8-е изд., - М.: Наука, 1979.-560 с.

8. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1975.-704 с.

9. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машгиз, 1963.-576 с.

10. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: наука, 1968.-560 с.

11. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике.- М.: Наука, 1968-456 с.

12. Тимошенко С.П. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: Наука, 1976.-704 с.

13. Дж. Теннат-Смит. Бейсик для статистиков. Пер. с англ., М.: Мир, 1988.-256 с.

14. Вирт И. Алгоритм + структуры данных = программы. Пер. с англ., М.: Мир, 1985.-406 с.

15. Кагаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977.-232 с.

16. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ.- М.: Наука, 1989.-240 с.

Одобрено методической комиссией электромеханического факультета “15” декабря 2006 г.

Председатель методической комиссии электромеханического факультета

Файзибаев Ш.С.

**Хромова Галина Алексеевна
Файзибаев Шерзод Собирович
Соболев Сергей Валерьевич**

**«СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ
ПСЭТ»**

Методическое указание

		Редактор	
Подписано в печать	Объем	п.л.	
Формат бумаги 60x84 1/16	Тираж	Заказ №	
Типография ТашИИТ.		Ташкент, Адылходжаева, 1	