

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ**

13/23/10

**Одобрено кафедрой
«Тяговый подвижной
состав»**

ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Руководство по выполнению лабораторных работ
для студентов VI курса
специальности**

190301 ЛОКОМОТИВЫ (Т)

РОАТ

Москва – 2009

Составители: канд. техн. наук, проф. А.В. Скалин,
канд. техн. наук, проф. М.А. Ибрагимов,
канд. техн. наук, доц. А.Н. Мелихов

Рецензент — д-р техн. наук, проф. А.С. Космодамианский

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Исследование амплитудно-частотных характеристик при вынужденных вертикальных колебаниях

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

При движении поезда возникают вертикальные и горизонтальные поступательные и вращательные перемещения (колебания) кузова и элементов экипажной части локомотива.

Эти колебания вызываются в первую очередь неровностями плана и профиля пути, продольными реакциями в поезде, конусностью поверхности катания, эксцентриситетом колес колесных пар, работой силовых агрегатов локомотива, особенностями конструкции экипажной части и рядом других факторов.

Можно оценить или спрогнозировать влияние длины и глубины неровности пути, скорости движения, жесткости рессорного подвешивания, параметров демпфирования подрессоренной массы локомотива на амплитуды и частоты перемещений колеблющихся масс, их скорости и ускорения, а следовательно на динамические нагрузки в элементах конструкции. Анализ обычно выполняют на основании положений теории колебания механических систем.

К решению дифференциальных уравнений движения элементов системы можно подойти, пользуясь вторым законом Ньютона для выделенных из системы материальных точек.

Выражая силы упругости через перемещения можно записать

$$m_i \ddot{y}_i + \sum_{k=1}^n r_{ik} \cdot y_{ik} = 0, \quad (1)$$

где m_i — сосредоточенная масса;
 y_i — перемещение i -й массы;
 \ddot{y}_i — ускорение i -й массы;
 r_{ik} — единица реакции связей.

Если кроме сосредоточенных масс механическая система включает в себя объемные вращающиеся массы, то под u_i понимают углы поворота.

Дифференциальные уравнения движения объединяются в систему. Число дифференциальных уравнений математической системы (называемой математической моделью механической системы) соответствует числу степеней свободы элементов механической системы. Такой метод исследований часто называют математическим моделированием.

Поскольку наибольшие динамические нагрузки в элементах механических систем появляются в условиях резонанса, т.е. когда собственная частота колебаний какого-то элемента системы совпадает с частотой возмущающих сил, вызывающих вынужденные колебания этого элемента, то исследования часто заключаются в определении собственных частот колебаний элементов механической системы и решение дифференциальных уравнений математической модели в резонансных зонах.

Более полные исследования колебаний механической системы с помощью математического моделирования заключается в изучении колебательных процессов в системе при любых возмущениях. Для этого определяют зависимость амплитуд перемещений элементов механической системы от изменения частот возмущающих сил. В результате исследований амплитудно-частотные характеристики механической системы (АЧХ), анализ которых позволяет определить зоны максимальных амплитуд и максимальные динамические нагрузки в элементах и связях механических систем.

Кузов тепловоза может одновременно участвовать в колебаниях: подпрыгиваниях, галопировании, подергивании, вилянии, боковой качке, боковом оттоке.

Постановка задачи математического моделирования определяется целью исследований. Моделирование одной и той же системы может изменяться от очень простого до очень сложного решения поставленной задачи.

Поставим задачу по исследованию динамических процессов в экипажной части тепловозов в наипростейшем виде.

Рассмотрим один вид колебаний кузова тепловоза — подпрыгивание. Наиболее простое математическое описание возмущения — синусоида. Принимаем вертикальную неровность пути синусоидальной формы, сопровождающей волнообразный износ рельсов.

Кроме того для постановки задачи в наипростейшем виде принимаем:

а) длина волны неровности равна расстоянию между осями колесных пар или центрами тележек. В современных конструкциях тепловозов расстояние между осями составляет $2100 \div 1850$ мм. Расстояние между центрами тележек (база тепловоза) составляет $9600 \div 10200$ мм. Эти условия обеспечивают одновременное перемещение всех колесных пар (или рам тележек) в вертикальном направлении.

б) износ в обоих рельсах одинаков по амплитуде, фазе и длине волны неровности;

в) на тепловозе применяется одноступенчатое рессорное подвешивание.

В этих условиях задачи можно рассматривать, как вертикальные колебания плоской одномассовой системы (рис. 1).

Подрессоренный вес тепловоза P , кН, неподрессоренный вес P_1 , кН.

Надрессорная масса:

$$M = (P - P_1) \cdot 1000 / q \text{ кг}, \quad (1)$$

где q — ускорение свободного падения ($q = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Жесткость рессорного подвешивания J :

$$J = (P - P_1) \cdot 1000 / f_{\text{ст}} \text{ Н/м}.$$

Здесь $f_{\text{ст}}$ — статистический прогиб рессорного подвешивания.

Коэффициент сопротивления C показывает величину демпфирующей массы, проходящей на единицу скорости перемещения системы. Как правило, на один тепловоз устанавливают 12 демпферов.

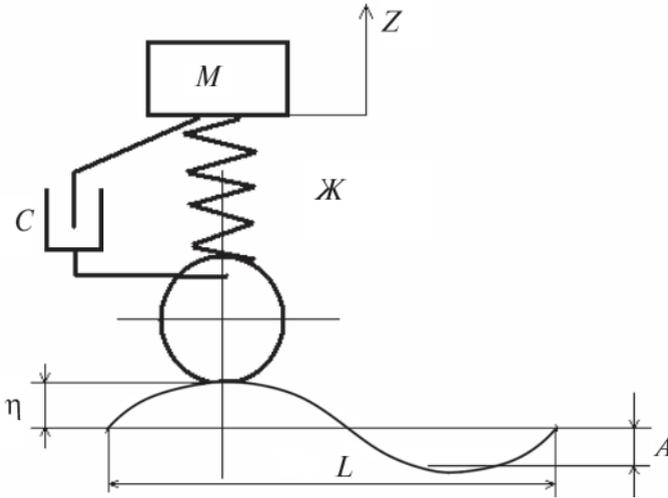


Рис. 1. Плоская одномассовая колебательная система:

где M — подрессоренная масса кузова тепловоза и тележек при одноступенчатом рессорном подвешивании; $Ж$ — жесткость рессорного подвешивания; C — коэффициент сопротивления гасителей; L — длина неровности; A — глубина неровности; η — функция неровности (математическое описание текущего значения величины перемещения колесной пары); Z — перемещение подрессоренной массы

При гидравлическом демпфировании:

$$\sum C_{\Gamma} = C^{\Gamma} \cdot n = 9 \div 13 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{мм}} \cdot 12 \cdot 1000 \approx 11 \cdot 10^4 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{мм}}.$$

При фрикционном демпфировании:

$$\sum C_{\Phi} = C^{\Phi} \cdot n = 2 \div 5 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{мм}} \cdot 12 \cdot 1000 \approx 3 \cdot 10^4 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{мм}}.$$

Собственная частота колебаний одномассовой системы:

$$K = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ж}{m}} \text{ Гц.} \quad (2)$$

Период колебаний:

$$T = \frac{1}{K} \text{ с.} \quad (3)$$

Скорость движения тепловоза $V_{\text{рез}}$, при которой возникает резонанс:

$$V_{\text{рез}} = 3,6 \frac{L}{T}, \text{ км/ч.} \quad (4)$$

Здесь L — длина неровности, м.

Дифференциальное уравнение движения, описывающее одномассовую колебательную систему, имеет вид:

$$M\ddot{z} = -Ж(z - \eta) - C(\dot{z} - \dot{\eta}) - Mg + Жf_{\text{ст}}. \quad (5)$$

Для определения максимальной амплитуды в диапазоне скоростей $V_{\text{к}} - V_{\text{к}}$ (начальная и конечная скорость) вернемся к дифференциальному уравнению (5) и запишем его в виде:

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Жz = ЖA \sin \omega t + CA\omega \cos \omega t. \quad (6)$$

Если обозначить:

$$C/M = 2n; \quad Ж/m = K^2; \quad ЖA/M = AK^2; \quad C\omega A/M = 2n\omega A;$$

то уравнение (5) примет вид:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + K^2 z = AK^2 \sin \omega t + 2n\omega A \cos \omega t. \quad (7)$$

Если $z = \alpha \cos \omega t + \beta \sin \omega t$, то подставив z в уравнение (7) получим:

$$\begin{aligned} -\alpha\omega^2 \cos \omega t - \beta\omega^2 \sin \omega t - 2n\alpha\omega \sin \omega t + 2n\beta\omega \cos \omega t + \\ + \kappa^2 \alpha \cos \omega t + \kappa^2 \beta \sin \omega t = AK^2 \sin \omega t + 2n\omega A \cos \omega t; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{cases} -\alpha\omega^2 + 2n\beta\omega + \kappa^2 \alpha = 2n\omega A; \\ -\beta\omega^2 - 2n\alpha\omega + \kappa^2 \beta = AK^2; \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \alpha(\kappa^2 - \omega^2) + \beta 2n\omega = 2n\omega A \left| \kappa^2 - \omega^2 \right| \frac{2n\omega}{\left| \kappa^2 - \omega^2 \right|}; \\ -\alpha 2n\omega + \beta(\kappa^2 - \omega^2) = AK^2 \left| 2n\omega \right| \left| \kappa^2 - \omega^2 \right|; \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \alpha \left[(\kappa^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2 \right] &= A \left[2n\omega(\kappa^2 - \omega^2) - \kappa^2 - 2n\omega \right] = -2n\omega^3 A; \\ \beta \left[(\kappa^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2 \right] &= A \left[4n^2 \omega^2 + \kappa^2 (\kappa^2 - \omega^2) \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

Решение уравнения (5) имеет вид:

$$\alpha = -\frac{2n\omega^3 A}{(\kappa^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}; \quad (12)$$

$$\beta = \frac{4n^2\omega^2 + \kappa^2(\kappa^2 - \omega^2)}{(\kappa^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \cdot A, \quad (13)$$

где $\omega = 1,745 \frac{V}{L}$ — частота вынужденных колебаний;

$\kappa^2 = \frac{Ж}{m}$ — частота свободных колебаний;

$2n = \frac{C}{M}$ — коэффициент демпфирования.

Тогда имеем:

$$z_{\max} = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}. \quad (14)$$

Для расчета амплитудно-частотных характеристик $z = f(\nu)$ составлена программа для ПЭВМ, которая используется студентами для расчета (АЧХ). Амплитудно-частотная характеристика приведена на рис. 2.

Из анализа амплитудно-частотных характеристик тепловоза следует, что наиболее эффективно гасятся вертикальные нажатия за счет применения гидравлических гасителей колебаний. Увеличение коэффициента сопротивления гасителя с 300 до $600 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ амплитуда колебаний системы снижается почти в два раза. За счет подбора жесткости пружин системы и длины неровности можно критическую скорость движения, при которой наступает резонанс, вывести за пределы конструкционной скорости.

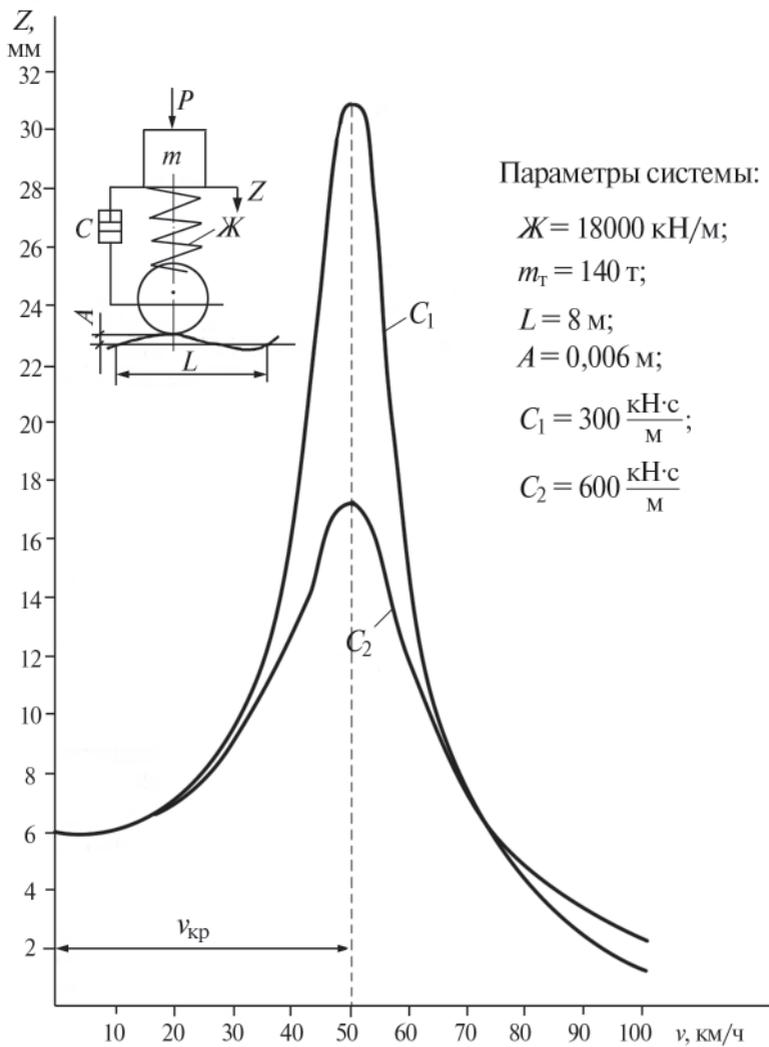


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики

2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЗА (С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЭВМ)

1. Постановка задач

1.1. Выполняем с использованием ПЭВМ расчет амплитуды отклонения подрессоренной массы тепловоза в зависимости от скорости движения.

1.2. По результатам расчета строим графическую зависимость $Z_q = f(v)$ и $P_q = f(v)$, где Z_q — амплитуда перемещения подрессоренной массы, м; v — скорости движения тепловоза, км/ч; P_q — динамическое усилие от колеса на рельс, кН.

1.3. Расчет проводим для двух параметров системы, варьирование значений которых приведено в исходных данных (табл. 1).

1.4. По результатам расчета оцениваем влияние на динамические параметры тепловоза параметров колебательной системы: жесткость, коэффициент демпфирования и т.д.

2. Исходные данные для расчетов

Таблица 1

Вариант (последняя цифра учеб- ного шифра)	Варьируемый параметр	Ж, кН/м	М, т	l, м	А, м	С, кН·с/м
1,0	Общая жесткость рессорного под- вешивания тепло- воза Ж	10000 20000	110	3	0,003	400
2,9	Подрессоренная масса, приходящая- ся на две тележки m	12000	100 150	4	0,004	450
3,8	Длина неровности l	14000	120	2 10	0,005	500
4,9	Глубина неровно- сти a	16000	130	6	0,004 0,008	550
5,6	Параметр демпфи- рования C	18000	140	8	0,006	300 600

3. Расчетная схема и уравнение движения системы

Тепловоз представляет собой сложную колебательную систему, движение которой описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений.

В лабораторной работе принимаем упрощение сложной системы. Для учебных целей тепловоз представлен одномассовой колебательной системой (см. рис.1), движение которой описывается дифференциальным уравнением вида: (5)

$$M\ddot{z} = -Ж \cdot (z - \eta) - G \cdot (\dot{z} - \dot{\eta}) - Mg + Жf_{ст},$$

где M — подрессоренная масса, т;

\ddot{z} — ускорение системы, м/с²;

$Ж$ — жесткость упругой связи, кН/м;

Z — перемещение массы, м;

η — функция неровности пути, м;

C — коэффициент демпфирования, (кН·с)/м;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

$f_{ст}$ — статический прогиб, м.

Решение уравнения движения системы получено в форме:

$$\alpha = \frac{2 \cdot n \cdot \omega^3 \cdot A}{(k^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \omega^2};$$

$$\beta = \frac{4 \cdot n^2 \cdot \omega^2 + k^2 \cdot (k^2 - \omega^2) \cdot A}{(k^2 \cdot \omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \omega^2};$$

$$2 \cdot n = \frac{Ж}{M};$$

$$k^2 = \frac{Ж}{m};$$

$$a \cdot k^2 = \frac{ж \cdot a}{m};$$

$$\frac{C \cdot \omega \cdot a}{m} = 2 \cdot n \cdot \omega \cdot a.$$

Амплитуда отклонения системы, м:

$$z = \sqrt{a^2 + \beta^2}.$$

Решение уравнения (5) с использованием ПЭВМ позволит получить амплитудно-частотные характеристики системы (см. рис. 2).

4. Обработка результатов расчета

При этом мы имеем распечатку с расчетами на ПЭВМ для исходных данных, выбранных согласно учебного шифра.

Исходный вариант содержит параметр, значение которого варьируется от минимального значения до максимального.

Результаты расчета сводим в табл. 2 и 3 предлагаемой формы.

Таблица 2

Для минимального значения варьируемого параметра

Скорость движения v , км/ч	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Амплитуда перемещения z_{\min} , мм										

Таблица 3

Для максимального значения варьируемого параметра

Скорость движения v , км/ч	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Амплитуда перемещения z_{\min} , мм										

По максимальному перемещению z можно определить:
— скорость и ускорение системы:

$$z(t) = z_1 \cdot \sin \omega \cdot t,$$

$$\frac{d \cdot z}{d \cdot t} = z_1 \cdot \omega \cdot (-\cos \omega \cdot t);$$

$$\frac{d^2 \cdot z}{d \cdot t^2} = z_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t;$$

— статический прогиб:

$$f_{\text{ст}} = \frac{P}{Ж};$$

— круговую частоту колебаний:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{5}{\sqrt{f_{\text{ст}}}};$$

где $f_{\text{ст}}$ — статический прогиб, см.

Максимальное динамическое усилие, кН:

$$P_g = m \cdot Z_1 \cdot \omega^2;$$

Коэффициент вертикальной динамики:

$$K_g = \frac{P_g}{P_{\text{ст}}},$$

где P_g — динамическая нагрузка на ось, кН;

$P_{\text{ст}}$ — статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Исследование движения тепловоза в кривых участках пути

1. Основы динамического вписывания тепловозов

Известно, что при входе в кривую и движении по ней на локомотив действует центробежная сила, вызываемая изменением направления вектора скорости. Эта сила зависит от массы локомотива, скорости и радиуса кривой

$$C_{\text{лок}} = \frac{Cv^2}{3,6^2 gR}, \quad (15)$$

где G/g — масса локомотива, т;
 v — скорость движения, км/ч;
 R — радиус кривой, м.

Действие центробежной силы $C_{\text{лок}}$ создает боковое давление колес на рельсы (в основном на наружный), а так как сила $C_{\text{лок}}$ приложена к центру массы локомотива, находящемуся на некоторой высоте от головок рельсов, то она создает и опрокидывающий момент. Для снижения опрокидывающего момента и уменьшения бокового давления на наружный рельс его укладывают с некоторым возвышением h (не более 150 мм) против внутреннего (рис. 3). Благодаря этому появляется составляющая

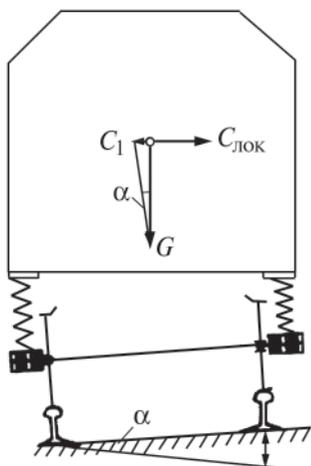


Рис. 3. Положение экипажа при движении по кривой

нагрузки от массы локомотива C_1 снижающая значение центробежной силы. Сила $C_1 = G_h/2S$, где $2S$ — расстояние между кругами катания бандажей.

У тележечного экипажа, имеющего значительную длину, проходимость в кривой обеспечивается благодаря повороту тележек относительно оси кузова на некоторый угол. В рельсовой колее тележка направляется гребнями колесных пар. Расположение тележек в кривой без заклинивания оказывается возможным благодаря зазору между рельсами и гребнями бандажей колесных пар. В прямых участках пути номинальное значение суммарного зазора 2σ (при новых бандажах) равно 14 мм, а минимальное $2\sigma = 7$ мм. В кривых для увеличения зазора делают специальное уширение рельсовой колее на величину D рельсовой колее. При радиусе кривой от 349 до 300 м $D = 10$ мм, при радиусе кривой 299 м и менее $D = 15$ мм, причем уширение в кривой делается постепенно (не более 1 мм на 1 м кривой). Для обеспечения хороших условий вписывания локомотива в кривые перед ними имеются переходные кривые.

Несмотря на эти мероприятия вход локомотива в кривые и движение по ним сопряжены с большими усилиями, передаваемыми колесными парами на рельсы. Превышение этих усилий создает угрозу безопасности движения.

Центробежная сила $C_{\text{лок}}$ через шкворневые устройства тележек передается колесным парам. Основная доля силы $C_{\text{лок}}$ воспринимается наружным рельсом через первые по ходу локомотива колесные пары передней и задней тележек. Эти колесные пары называют направляющими, а реакции рельсов на эти колесные пары Q — направляющими усилиями. Благодаря этим усилиям тележки поворачиваются вокруг мгновенных центров поворота тележек (полюсов) h . Центры поворота находятся у основания перпендикуляров, опущенных из центра кривой на базы тележек.

При небольших скоростях движения, когда центробежная сила мала, тележки занимают так называемое положение *наибольшего перекоса (НП)* (рис. 4), при этом первая колесная пара тележки прижата к наружному рельсу, а задняя — к внутреннему.

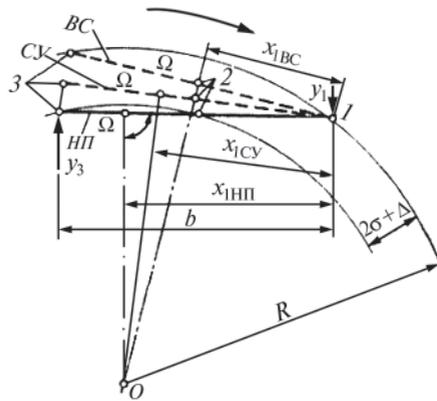


Рис. 4. Последовательные положения базы b тележки с колесными парами в рельсовой колее (в колее зазоров; при увеличении скорости тепловоза)

При увеличении скорости, а значит и центробежной силы эта передаваемая через шкворень сила повернет тележку вокруг точки контакта первой колесной пары с наружным рельсом и задняя колесная пара отойдет от внутреннего рельса. Положение тележки, при котором задняя колесная пара не прижата ни к внутреннему, ни к наружному рельсам, т.е. не передает боковые давления на рельсы, называют положением свободной установки (СУ). При достаточном центробежном усилии (при высокой скорости) тележка будет прижата к наружному рельсу как передним, так и задним колесами. Такое положение тележки называют установкой по хорде, или установкой высоких скоростей (ВС). Схематично на рис. 4 показаны все три возможных положения одной из тележек. Здесь тележка изображена в виде одной линии, а колесные пары точками 1, 2, 3. Внешняя и внутренние дуги изображают колею зазоров в кривой $(2\sigma + \Delta)$. Как видно из рис. 4, положение полюса поворота непрерывно, меняется в зависимости от занимаемого тележкой положения. Средняя колесная пара имеет возможность перемещаться в осевом направлении, иначе была бы затруднена установка тележки в рельсовой колее. Осевой разбег средней колесной пары обычно принимается равным ± 14 мм.

Таким образом, движение тележек в кривой можно представить как непрерывную сумму двух движений: поступательного (вдоль касательной к кривой) и вращательного (вокруг центров поворота Ω). При повороте тележек вокруг центров Ω между бандажами колес и рельсами возникают силы трения.

Повороту тележек препятствуют силы трения в спорно-возвращающих устройствах, а также силы, которые обычно называют возвращающими (после выхода из кривых они возвращают тележки в первоначальное положение). Силы трения и возвращающие силы создают моменты относительно шкворней, препятствующие повороту тележек.

Перечисленные выше силы и моменты уравниваются внешними силами, т.е. реакциями рельсов (направляющими усилиями $Y_{1,3}$). Нарушение этого равновесия неминуемо приводит к сходу локомотива с рельсов. Поэтому обязательно должны быть регламентированы допускаемые боковые усилия на рельс¹ и другие условия, обеспечивающие безопасное следование локомотива в кривой. Основными оценочными критериями при движении локомотива в кривой являются следующие величины: *боковое усилие* колес на внутреннюю грань головки рельсов, *упругое отжатие* рельсов под действием этого усилия и *радикальное ускорение*. Допускаемая величина бокового усилия находится из условия надежного несползания гребня набегающего колеса на рельс. Гребни бандажей, направляющие движение колес в рельсовой колее, имеют угол наклона по отношению к подошве рельса $\gamma = 70^\circ$ (рис. 5, а). В точке контакта колеса с рельсом боковое усилие Y и нагрузка колеса на рельс P вызывают появление нормальной силы N . Сила трения в точке контакта, препятствующая скольжению колеса по наклонной плоскости вниз, равна $Nf_{\text{тр}}$, где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения скольжения бандажа о рельс. Вертикальная составляющая этой силы равна $Nf_{\text{тр}} \sin \gamma$. Подъем колеса над головкой рельса облегчается тем, что при положительном угле набегания β (когда гребень колеса в своем движении стремится пересечь головку рельса) точка A

¹ Боковое усилие Y_1' меньше направляющего усилия Y (реакции рельса) на силу трения F между бандажом и рельсом.

контакта гребня направляющего колеса с боковой гранью рельса находится несколько впереди (на размер a) точки B контакта круга катания бандажа (двухточечный контакт) (рис. 5, б). При этом колесо, прижимаемое боковым усилием к рельсу, будет стараться всползти на рельс наклонной поверхностью гребня за счет наличия сил трения. Безопасность движения будет надежно обеспечиваться только тогда, когда приподнявшийся гребень колеса имеет возможность соскальзывать вниз.

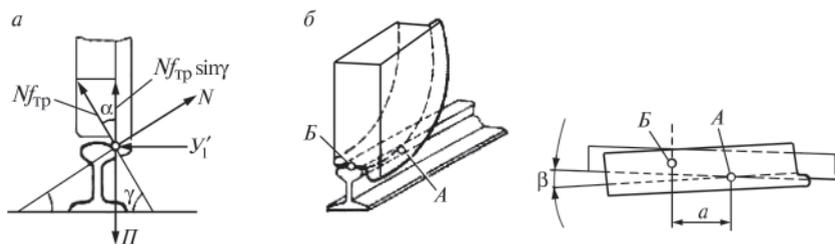


Рис. 5. Схема взаимодействия колеса с рельсом:

a — схема сил; $б$ — схема двухточечного контакта колеса с рельсом

Отношение U'_1/Π обычно называемое *критерием безопасности*, не должно быть больше 0,8. Этот критерий не учитывает боковую упругость рельсов, которая коренным образом может изменить условия всползания. Как показывает практика, случаи схода колес с рельсов чаще бывают не от всползания, а от потери устойчивости рельсов и расшивки пути из-за значительных боковых усилий. В связи с этим более важным критерием безопасности при движении локомотива в кривой является *упругое отжатие наружного рельса* \bar{u} , допускаемая величина которого для рельсов типа Р50 равна 6,5 мм, для Р65 — 6 мм и для Р75 — 5 мм. Превышение этих значений может привести к постепенному накоплению остаточных отжатий, расшивке пути и сходу экипажа с рельсов.

Рельсовая кривая имеет различные неровности в плане, поэтому движение локомотива в кривой имеет динамический характер. Возникающие динамические силы учитываются коэффициентом *горизонтальной динамичности*. Его величина зависит от скорости движения локомотива, а также от наличия

поперечной упругости у связи колесных пар с рамой тележки. Применение упругих упоров в буксах, а также буксовых поводков с резиновыми элементами снижает на 25—30% динамические горизонтальные силы, а значит и упругое отжатие.

Рассмотренные выше критерии безопасности являются основополагающими при определении допустимой скорости движения локомотива в кривой. Решая уравнения равновесия экипажа в кривой, для которой необходимо установить допустимую скорость, строят зависимость направляющих и боковых усилий от скорости. Эти зависимости обычно называют *динамическим паспортом локомотива* для горизонтальной плоскости (рис. 6). Исходя из нагрузки на колесо П и критерия безопасности ($\kappa = 0,8$) по допустимой величине бокового усилия на рельс ($Y' = 0,8\Pi$) по динамическому паспорту определяют допустимую скорость в кривой. Если величина упругого отжатия при найденном максимальном боковом усилии не превышает допустимого, то принятая скорость движения тепловоза в кривой считается установленной.

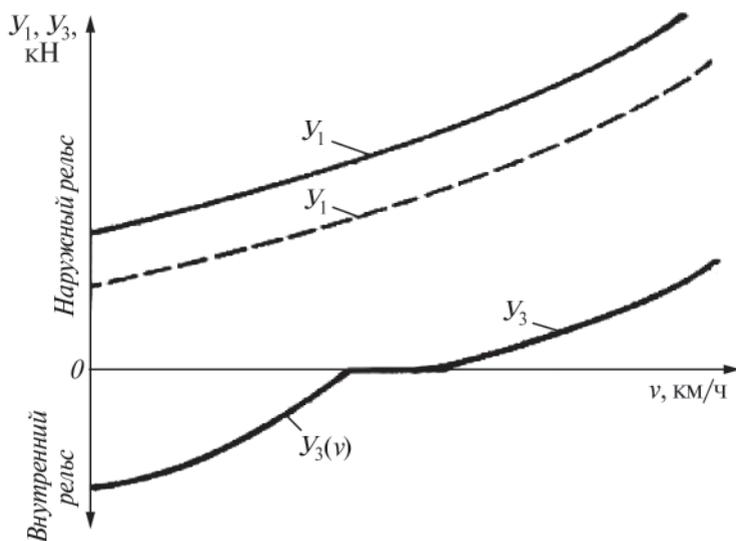


Рис. 6. Динамический паспорт локомотива для горизонтальной плоскости

2. РАСЧЕТ (С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЭВМ) ДИНАМИЧЕСКОГО ПАСПОРТА ТЕПЛОВОЗА

В паспорте необходимо рассчитать направляющее усилие для первой и третьей колесных пар передней тележки при движении тепловоза в кривой заданного радиуса в диапазоне скоростей от 0 до 200 км/ч.

Параметры	Обозначение символов		Размерность	Численное значение
Радиус кривой	R	R	м	500
Возвышение наружного рельса	h	H	м	0,15
База тележки	в	B	м	4,2
Половины расстояния между кругами катания бандажей	S	S	м	0,8
Нагрузка от кузова тепловоза, приходящаяся на тележку	G	G	кН	630
Статическая нагрузка от колеса на рельс	П	P	кН	115
Коэффициент трения колеса о рельс	$f_{тр}$	FTR		0,25
Зазор в колее между рельсом и бандажом	G	SLGMA	м	0,007
Уширение колеи	Δ	DELTA	м	0
Суммарный возвращающий момент и момент трения	$M = M_B + M_T$	WTR	кН·м	52,1
Расстояние от середины тележки до шкворня	L	Ec	м	0,185
Начальная скорость движения тепловоза	V_0	V_N	км/ч	0,0
Шаг изменения скорости	ΔV	D_K	км/ч	10
Конечная скорость	V_K	V_K	км/ч	200
Масса тепловоза приходящаяся на тележку	m	T	кг	63

Расчетные переменные и константы

Параметры	Обозначение символов		Размерность
Сила от возвышения наружного рельса	C_1	C1	кН
Сила трения в опорных точках колес	F	F	кН
Скорость, при которой тележка переходит из положения наибольшего перекоса (НП) в положение свободной устойчивости (СУ)	V_{n_1}	VP1	км/ч
Центробежная сила	C	C	кН
Расстояние до первой оси от центра поворота тележки	X_1	X1	м
Расстояние от центра поворота второй оси	X_2	X2	м
Расстояние от центра поворота до третьей оси	X_3	X3	м
Расстояние от центра поворота до шкворня	$X_{\text{ц}}$	XC	м
Расстояние от центра поворота до опорных точек колес первой оси	r_1	R1	м
Расстояние от центра поворота до опорных точек колес второй оси	r_2	R2	м
Расстояние от центра поворота до опорных точек колес третьей оси	r_3	R3	м
Косинус угла между направлением действия усилия Y_1 и силой трения 1-й колесной пары	$\cos\alpha$	COALF1	
Синус угла между второй осью и силой трения в опорных точках второй колесной пары	$\sin\alpha_2$	SIALF2	
Косинус угла между третьей осью и силой трения в опорных точках третьей колесной пары	$\cos\alpha_3$	COALF3	
Направляющие усилие первой колесной пары	Y_1	Y1	кН
Направляющие усилие третьей колесной пары	Y_3	Y3	кН
Ускорение силы тяжести	g	GE	м/с ²

Алгоритм решения задачи

Для нахождения направляющих усилий Y_1 и Y_3 при различных значениях скорости требуется решать систему уравнений, исходя из условия равновесия тележки под действием сил и моментов, действующих на нее.

Решение задачи динамического вписывания в кривую радиусом R состоит в определении реакции рельсов Y_1 и Y_3 . Причем реакция Y_1 (состоит в определении реакции рельсов Y_1 и Y_3) от давления 1-й колесной пары появляется только на наружном рельсе. Реакция же Y_3 от давления 3-й колесной пары появляется сначала на внутреннем рельсе в положении тележки при наибольшем перекосе (НП), а затем с ростом скорости и увеличением центробежной силы C эта реакция уменьшается. При некоторой скорости V_{n1} под действием силы C задняя колесная пара начинает отходить от внутренней рельсы и будет перемещаться в зазоре $(2Q + \Delta)$ между рельсами и гребнями бандажей.

Методика решение задачи

Решение задачи производим в следующем порядке:

Определяются константы, выходящие в уравнение равновесия:

$$C_1 = \frac{Gh}{2S}; \quad (16)$$

$$F = \Pi \gamma_{\text{тр}}. \quad (17)$$

Коэффициент трения $\gamma_{\text{тр}}$ принимается постоянным, равным 0,25.

Определяется расстояние от 1-й оси до центра поворота в положении небольшого переноса.

$$X_1 = \varrho / \psi + R / \varrho (2\delta + \Delta). \quad (18)$$

Значения величины, зависящие от X_1 :

$$Z_1 = \sqrt{x_1^2 + S^2}; \quad (19)$$

$$\cos \alpha_1 = x_1 / r_1; \quad (20)$$

$$x_2 = x_1 - \vartheta / u; \quad x_4 = x_2 - e; \quad (21)$$

$$x_3 = \vartheta - x; \quad (22)$$

$$r_2 = \sqrt{x_2^2 + S^2}; \quad (23)$$

$$r_3 = \sqrt{x_3^2 + S^2}; \quad (24)$$

$$\sin \alpha_2 = S^2 / r_2; \quad (25)$$

$$\cos \alpha_3 = x_3 / r_3. \quad (26)$$

Определяется скорость V_{n1} , при которой тележка переходит из положения наибольшего перекоса в положение свободной устанновки. Для этой цели составляются уравнения равновесия тележки при движении в рельсовой колее: сумма всех сил, перпендикулярных продольной оси тележки, равна нулю и сумма моментов относительно точки 0 (середины тележки) равна нулю:

$$\left\{ \begin{array}{l} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F \cos \alpha_1 - 2F \cos \alpha_3 = 0; \\ Y \times \vartheta / 2 + Y_2 \times \vartheta / 2 + C \times e - C_1 \times e - (M_B + M_{тр}) - \\ - 2F \sin \alpha_2 \times S - 2F \cos \alpha_1 \times \vartheta / 2 - 2F \cos \alpha_3 \times \vartheta / 2 = 0. \end{array} \right. \quad (27)$$

Для приведения уравнений (27) к виду, удобному для решения, вычислить коэффициенты:

$$A = 2F \cos \alpha_1 - 2F \cos \alpha_3 (\kappa - c_1);$$

$$D = c_1 \times e + 2F \cos \alpha_1 \times \vartheta / 2 + 2F \sin \alpha_2 \times S + 2F \cos \alpha_3 \times \vartheta / 2 (\kappa) + (M_B + M_{тр}),$$

где $\kappa = 1$ при $x_1 > \vartheta$
 $\kappa = -1$ при $x_1 < \vartheta$
 $\kappa = 0$ при $x_1 = \vartheta$.

Тогда уравнения (27) примут вид:

$$\left. \begin{array}{l} -Y_1 + C + Y_3 + A = 0; \\ Y_1 \times \vartheta / 2 + Y_3 \times \vartheta / 3 + C \times e - D = 0 \end{array} \right\}. \quad (28)$$

Решить уравнение (27) относительно Y_1 и C при $Y_3 = 0$ и X_1 , определяем по формуле (18)

$$Y_1 = \frac{A \times C + D}{\epsilon / 2 + e}; \quad (29)$$

$$C = Y_1 - A. \quad (30)$$

Найти значение скорости V , соответствующее скорости перехода V_{n1}

$$V = \sqrt{\frac{3,6^2 \times R \times C}{G}}. \quad (31)$$

Скорость V_{n2} определяется по формуле (31) после предварительного решения уравнения (28) относительно Y_1 и C при значениях $Y_3 = 0$, $X = \epsilon$ и зависящих от X_1 величин $Z_1, Z_2, Z_3, X_2, X_3, X_4, \cos\alpha_1, \cos\alpha_3, \sin\alpha_2$.

Задаю значениями скорости V с интервалом $\Delta V = 10$ км/ч в диапазоне $V_0 \div V_{n1}$, определяют центробежную силу по формуле

$$C = \frac{GV^2}{3,6^2 R}. \quad (32)$$

При каждом из найденных значений C и X_1 , определенных по формуле (16), (18) решают уравнение (28) относительно Y_1 и Y_3 :

$$Y_1 = \frac{C \times \epsilon / 2 - C \times e + A \times \epsilon / 2 + D}{B}; \quad (33)$$

$$Y_3 = Y_1 - C - A. \quad (34)$$

Определяется значение центробежной силы C в интервале скоростей от V_{n2} до V_k по формуле (32).

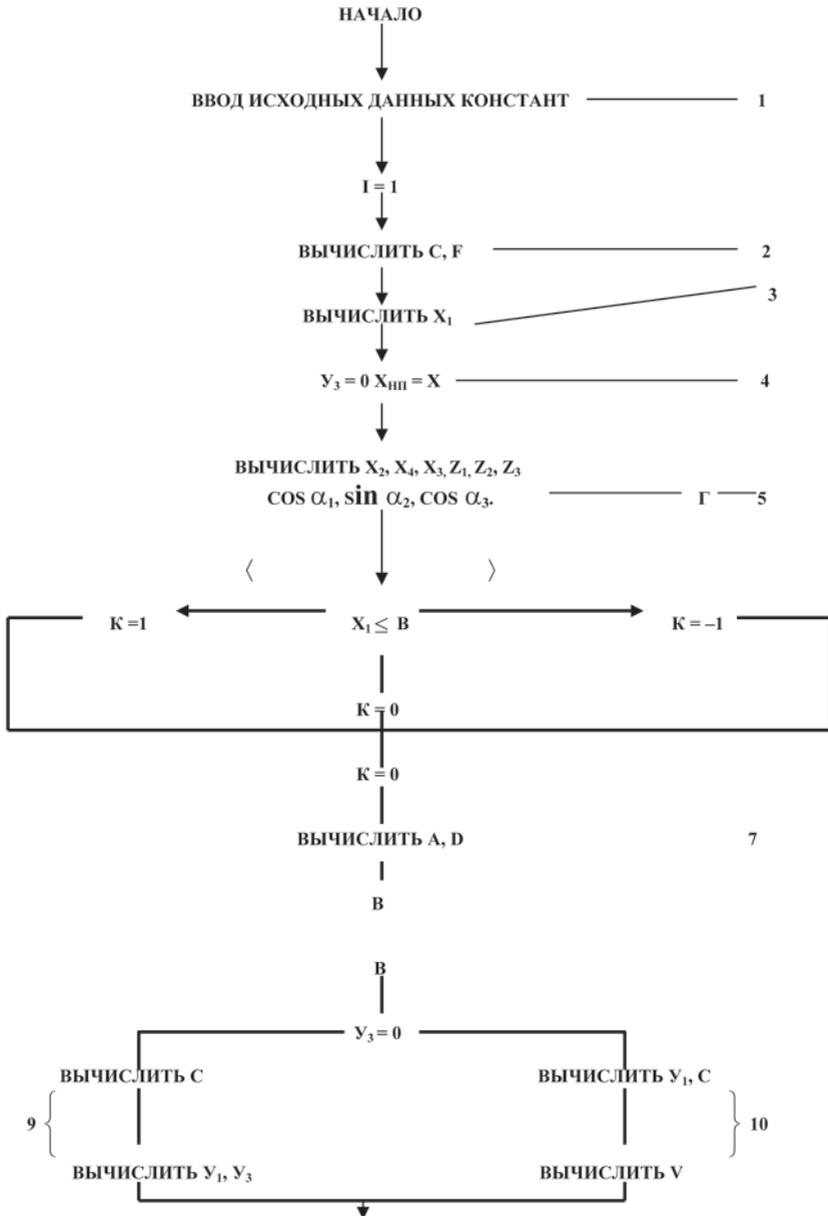
При постоянном значении $\chi_1 = \epsilon / 2$ определяют по вычисленным значениям C направляющие усилия Y_1 и Y_3 по формулам (33) и (34)

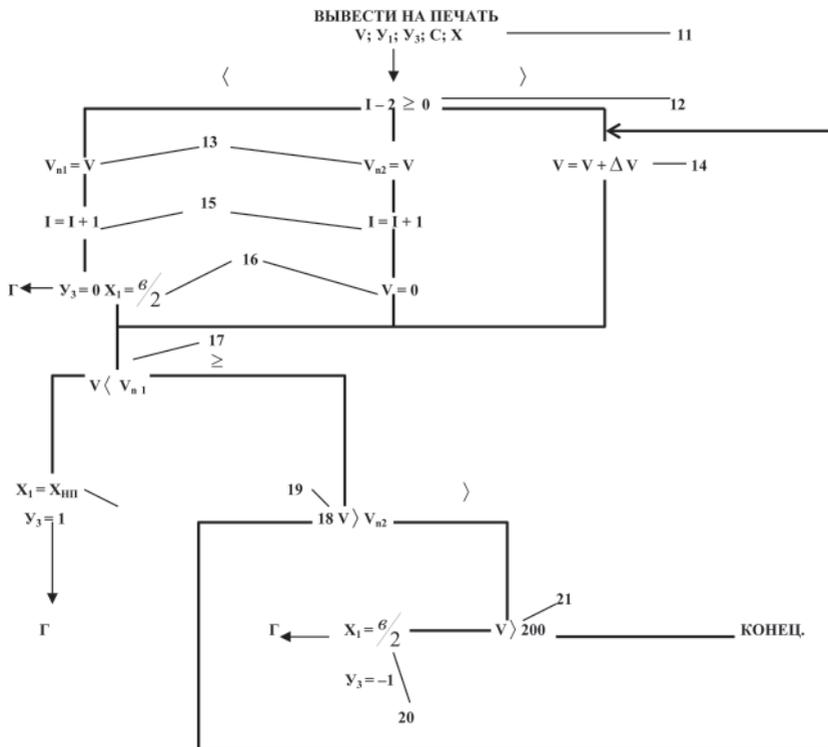
Строятся графики изменения Y_1, Y_3, C в зависимости от скорости.

Схема алгоритма решения

1 — блок ввода исходных данных и констант; 2, 3, 5, 7 — блоки вычисления констант, входящих в уравнения равновесия; 6 — блок сравнения, в котором в зависимости от значения χ_1 вычисленного в блоке -3, в формулы коэффициентов A и D назначается числовой параметр k , равный либо +1, либо -1, либо 0; 8 — блок сравнения, который назначает путь вычислений переменных: если $Y_3 = 0$, то при этом значении, представляемом в уравнении равновесия, вычисляются сначала Y_1 и C , а затем значение V , если $Y_1 \neq 0$, то по заданному значению скорости вычисляется, а затем при найденном значении C вычисляются Y_1 и Y_3 ; 2 — блок вывода на печать значений V , Y_1 , Y_3 , C , X ; 12 — блок сравнения, указывающий порядок вычислений в зависимости от значения I (указателя цикла); если $I = 1$, вычисление уравнений равновесия для нахождения скорости перехода V_{n1} производится при $Y_3 = 0$ и X_1 вычисленном в блоке 3 если $I = 2$ вычисление уравнений производится для нахождения скорости перехода V_{n2} при $Y_3 = 0$ и $X_1 = v/2$, если $I > 2$, вычисление уравнений производится при задании скорости V с шагом ΔV в блоке 14; 17 блок сравнения, который направляет на решение уравнений равенства в интервале скоростей от $V = 0$ до $V = V_{n1}$; 19 — промежуточный блок сравнения для перехода к блоку сравнения 21, последний направляет на решения уравнения равновесия при значениях скоростей от V_{n2} до $V_2 = 200$ км/ч; 4; 13; 15; 16; 18; 20 — блоки присваивания.

Алгоритм решения задачи





Программа расчета динамического паспорта на ПЭВМ при известных данных

```

10 REM
20 R=500
30 H=0.15
40 B=4.2
50 S=0.8
60 G=630
70 GE=9.81
80 T=63
90 P=115
100 FTR=0.25
110 EC=6
120 WTR=33.75
130 SIGMA=0.007
140 DELTA=0
145 V=0
150 DV=10
160 VK=200
170 I=1
180 C1=G*H*0.5/S:F=P*FTR
190 PRINT USING "C1=###.###"### F=###.###";C1,F
195 PRINT "V Y1 Y3 C"
200 X1=B/2+R*(2*SIGMA+DELTA)/B
210 Y3=0:XNP=X1
220 X2=X1-B/2:XC=X2-EC:X3=B-X1
230 R1=SQR(X1^2+S^2):R2=SQR(X2^2+S^2):R3=SQR(X3^2+S^2)
240 COALF1=X1/R1:COALF2=S/R2:COALF3=X3/R3

```

```

250 IF X1<B THEN K=1
260 IF X1>B THEN K=-1
270 IF X1=B THEN K=0
280 A=2*F*COALF1-2*F*COALF3*K-C1
290 D=2*F*COALF1*B/2+2*F*SIALF2*S+2*F*COALF3*B/2*K+WTR
300 IF Y3<>0 THEN
301 C=G*V^2/(3.6^2*R*GE)
302 Y1=(C*B/2+A*B/2+D)/B
303 Y3=C+A-Y1
304 END IF
310 IF Y3=0 THEN
311 Y1=2*D/B
312 C=Y1-A
313 V=SQR((3.6^2*R*C*GE)/G)
314 END IF
340 PRINT USING "###      ###      ###      ###";V,Y1,Y3,C
350 IF I-2<0 THEN
351 VP1=V
352 I=I+1
353 Y3=0
354 X1=B/2
360 GOTO 220
361 END IF
370 IF I-2=0 THEN
371 VP2=V
372 I=I+1
373 V=0

```

```
375 END IF
380 IF I-2>0 THEN V=V+DV
400 IF V<VP1 THEN
401 Y3=1
402 X1=XNP
403 GOTO 220
404, END IF
420 IF V<=VP2 THEN V=V+DV; GOTO 400
430 IF V>VK THEN GOTO 460
440 X1=B/2; Y3=-1
450 GOTO 220
460 END
```

Результаты вычислений динамического паспорта

190	222	77	358
200	241	96	396
C1= 59.063		F= 28.750	
V	Y1	Y3	C
119	109	0	139
144	145	0	205
10	40	-69	1
20	41	-68	4
30	44	-65	9
40	47	-62	16
50	52	-57	25
60	57	-52	36
70	64	-45	49
80	71	-38	63
90	80	-30	80
100	89	-20	99
110	99	-10	120
150	155	9	223
160	170	25	254
170	186	41	286
180	204	58	321
190	222	77	358
200	241	96	396

На основании данных расчета строим динамический паспорт тепловоза (рис. 7).

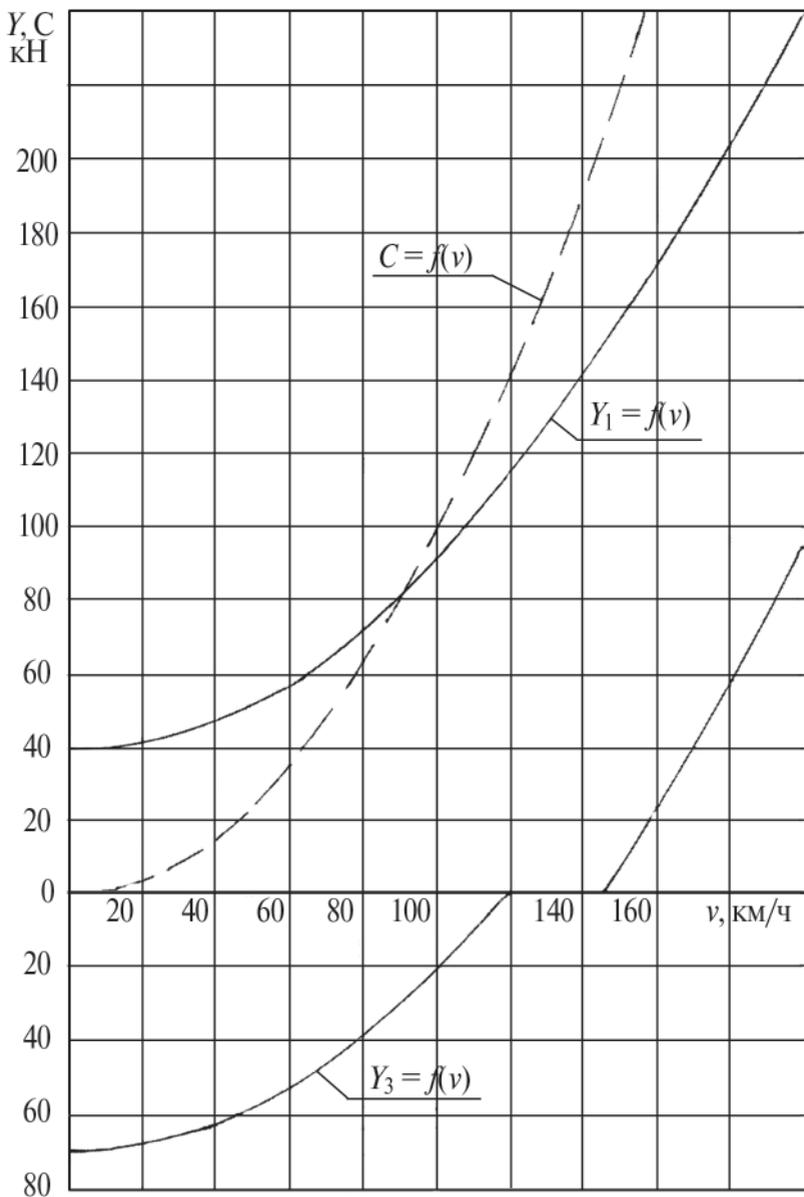


Рис. 7. Динамический паспорт тепловоза

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и конструкция локомотивов / Под ред. проф. Г.С. Михальченко. — М.: Маршрут, 2006. — 577 с.
2. Скалин А.В., Шаров В.Д. Расчет тягово-экономических характеристик тепловозов и дизель-поездов. — М.: РГОТУПС, 2006. — 98 с.
3. Кононов В.Е., Хуторянский Н.М., Скалин А.В. Тепловозы. — М.: Желдориздат, 2005. — 555 с.
4. Скалин А.В., Кононов В.Е., Шаров В.Д. Справочник машиниста тепловозов. — М.: Желдориздат, 2004. — 320 с.
5. Большая энциклопедия транспорта. Т. 4. Железнодорожный транспорт. — М., 2003. — 559 с.
6. Скалин А.В., Бухтеев В.Ф., Кононов В.Е. Электрические машины и аккумуляторные батареи тепловозов. — М.: Желдориздат, 2005. — 230 с.

ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Руководство по выполнению лабораторных работ

Редактор *Г.В. Тимченко*
Компьютерная верстка *О.А. Денисова*

Тип. зак.	Изд. зак. 149	Тираж 500 экз.
Подписано в печать 02.04.09	Гарнитура NewtonС	Офсет
Усл. печ. л. 2,25		Формат 60×90 _{1/16}

Издательский центр
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2