

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

---

**13/23/2**

**Одобрено кафедрой  
«Локомотивы  
и локомотивное хозяйство»**

## **ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

**Задание на контрольную работу  
с методическими указаниями  
для студентов VI курса  
специальности  
150700 ЛОКОМОТИВЫ (Т)**

**Москва – 2004**

Составитель: канд. техн. наук, доц. М.А.ИБРАГИМОВ  
Рецензент — канд. техн. наук, доц. А.В.СКАЛИН

## ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Задание на контрольную работу  
с методическими указаниями

Редактор *В.К. Тихонычева*  
Компьютерная верстка *Н.Ф. Цыганова*

Тип. зак.	Изд. зак. 360	Тираж 500 экз.
Подписано в печать 16.07.04	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 2,25		Формат 60×90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>

Издательский центр РГОТУПСа,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Типография РГОТУПСа, 125993, Москва, Часовая ул., 22/2

© Российский государственный открытый технический  
университет путей сообщения Министерства путей сообщения  
Российской Федерации, 2004

## 1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа посвящена изучению и закреплению знаний на примерах решения конкретных задач в области динамики локомотивов. Студенту предлагается решить три задачи связанные с оценкой динамического взаимодействия колес локомотива и рельсового пути, колебаниями надрессорного строения и движением в кривой.

При выполнении контрольной работы нужно решить задачи, придерживаясь следующих требований.

1. Работа должна быть выполнена в тетради, составленной из листов писчей бумаги формата А4 (210×297 мм).

2. На обложке (титальном листе) тетради необходимо указать наименование вуза, вид работы, дисциплину, курс, фамилию, инициалы и шифр студента. В начале работы нужно указать год издания задания на контрольную работу, в соответствии с которым она выполняется.

3. Исходные данные для решения задач должны быть обязательно приведены в работе.

4. Работу следует писать аккуратно, разборчивым почерком, без сокращения слов, с соблюдением принятой в технической литературе терминологии или выполнить с помощью ПЭВМ.

5. Расчеты нужно сопровождать подробными пояснениями. Расчетные формулы приводят вначале в общем виде с применением принятых буквенных обозначений, после чего следует поставить в формулу числовые значения величин и поставить результат (в международной системе СИ).

Необходимо указать, что представляют собой величины, входящие в формулу, обязательно проставляя для именованных величин их размерности.

6. При выборе требуемых расчетных величин и параметров, использовании таблиц, формул, справочных материалов нужно делать ссылку на источники; используемую при этом литературу (автор, название книги, год издания) привести в конце работы.

7. Таблицы и графики должны иметь название и номер, а страницы текста пронумерованы. Контрольную работу студент под-

писывает и сдает в деканат для рецензирования преподавателями на кафедре.

8. После получения отрецензированной работы нужно исправить все ошибки и сделать требуемые дополнения. Если работа не зачтена, то следует выполнить требования рецензента и выслать исправленную работу для повторной проверки (на обложке тетради в этом случае должна быть сделана надпись «на повторное рецензирование» или «работа исправлена»). При этом нет необходимости переписывать работу в целом или отдельные ее разделы, а также производить исправления по написанному тексту; все исправления и дополнения должны быть сделаны на отдельных листах и вклеены или вшиты в соответствующие места работы. Стирать или зачеркивать замечания рецензента запрещается.

9. Контрольные работы, в которых не соблюдены изложенные выше требования, а также работы, выполненные студентом не по своему варианту, не допускаются к зачету.

10. Зачтенную работу вместе с исправлениями и дополнениями, сделанными по требованию рецензента, следует сохранять для ее защиты перед сдачей экзамена по курсу.

## 2. ЗАДАЧИ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

### 2.1. ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА ЛОКОМОТИВА НА РЕЛЬС ПЕРИОДИЧЕСКОЙ НЕРОВНОСТИ ПУТИ

Одной из главных причин динамических нагрузок, действующих в системе «колесо–рельс», является неровность железнодорожного пути.

Существует большое многообразие неровностей рельсового пути, которые зависят от целого ряда факторов. По расположению по длине пути неровности могут быть — систематические (например, от просадки стыков) и случайные (при случайном сочетании различных факторов); по положению плоскости, в которой они расположены — вертикальные и горизонтальные; по зависимости от величины силы давления колеса — геометрические (от неравномерного износа рельсов) и силовые (от не-

равномерности упругих характеристик пути по его длине). Неровности могут иметь плавные очертания с радиусами кривизны, большими, чем радиус колеса, в этом случае процесс качения колеса будет непрерывным. При коротких, резко очерченных неровностях (рельсовые стыки, ползуны на бандажах), взаимодействия колеса и рельса будут носить ударный характер.

В качестве учебного примера рассмотрим динамическое воздействие колеса локомотива на рельс при движении по наиболее часто встречающейся волнообразной неровности, расположенной в вертикальной плоскости на упругом основании. Приведенная в методических указаниях расчетная методика дает приближенное решение задачи, поскольку в ней приняты допущения. Однако основные закономерности движения этой методикой учитываются, поэтому результаты расчетов можно считать достаточно правдоподобными [1].

#### Принятые основные допущения

1. Неровности имеют место одновременно на обеих рельсовых нитях.

2. Поглощение энергии за счет внутреннего трения в системе отсутствует.

3. Форма и амплитуда колебаний рельса на всем протяжении неровности не изменяются.

4. Колесо является идеально круглым.

На рис. 1 приведена расчетная схема движения колеса по упругому рельсу, имеющему волнообразную неровность.

При движении колеса по рельсу, имеющему плавную волнообразную неровность, произойдет просадка колеса (перемещение вниз по оси  $Y$ ) на величину  $Y$  за счет самой неровности и упругой деформации рельсовой нити, возникающей от действия вертикальных сил веса тележки.

Используя принцип Д'Аламбера можно написать дифференциальное уравнение для вертикальной компоненты движения колеса:

$$(P_p + q) - R_{ст} - \frac{q_{прив} d^2 y}{g dt^2} - \varepsilon_p (y - y_n) = 0, \quad (1)$$

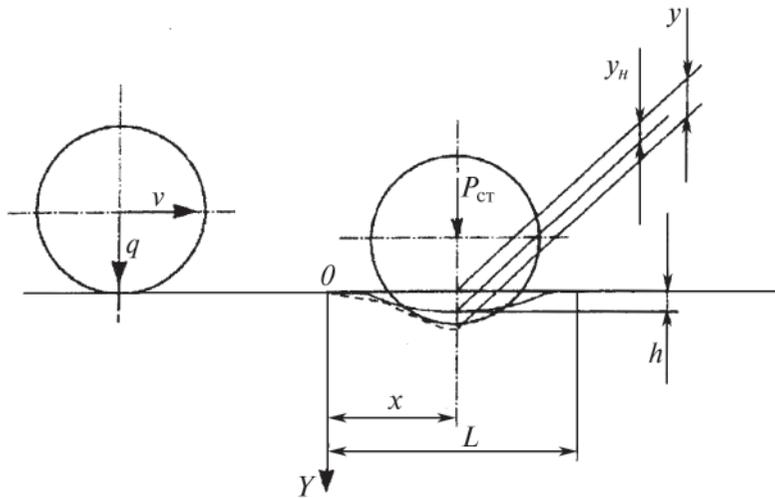


Рис. 1. Схема движения колес по упругому рельсу, имеющему волнообразную неровность

- где  $P_p$  — нагрузка на колеса от подрессорного веса тележки для колеса;  
 $q$  — вес неподрессорной части тележки, приходящийся на колесо;  
 $(P_p + q = P_{ct}$  — статическая нагрузка от колеса на рельс);  
 $R_{ct}$  — реакция рельса от действия статической нагрузки на колесо ( $P_{ct} = R_{ct}$ );  
 $q_{прив}$  — неподрессорный вес приходящийся на колесо, включающий в себя вес отрезка рельса вместе со скреплениями и частью веса шпал, которые участвуют в колебаниях ( $q_{прив} = q + q_p$ , где  $q_p$  — вес отрезка рельса, скреплений и шпал участвующих в колебаниях);  
 $g$  — ускорение свободного падения;  
 $\frac{d^2y}{dt^2}$  — ускорение вертикального перемещения колеса;  
 $k_p$  — жесткость рельсовой нити;  
 $y$  — величина вертикального перемещения колеса при движении по неровности;  
 $y_n$  — глубина неровности.

Величина инерционного давления колеса на рельс:

$$P_{ин} = -\frac{q}{g} \frac{d^2y}{dt^2}. \quad (2)$$

Очертание плавной волнообразной неровности определяют уравнением.

$$Y_n = \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right), \quad (3)$$

где  $x$  — величина перемещения по неровности от начала неровности;  
 $L$  — длина неровности;  
 $h$  — максимальная глубина неровности.

Учитывая, что жесткость рельсов во много раз больше жесткости рессор тележки, можно допустить без особого ущерба для точности расчетов, что  $P_p = \text{const}$  на всем движении по неровности.

Тогда, с учетом уравнения (3), преобразовав уравнение (1) определенным образом, можно получить его решение в следующем виде (при начальных условиях:

$$Y = 0, \quad \frac{d^2y}{dt^2} = 0)$$

$$y = \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{\omega_p^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cos \omega_n t + \frac{\omega_p^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cos \omega_p t \right), \quad (4)$$

где  $\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = \sqrt{\frac{k_p g}{q_{прив}}}$  — круговая частота собственных колебаний колеса на рельсе ( $T_p$  — период колебаний рельса с находящимся на нем колесом);

$\omega_n = \frac{2\pi}{T_n} = \frac{2\pi v}{L}$  — круговая частота движения по неровности ( $T_n$  — продолжительность движения по неровности  $T_n = \frac{L}{v}$ ;

здесь  $v$  — скорость движения по неровности).

Подставив уравнение (4) в выражение (2) получим удобную для расчетов формулу определения инерционного динамического давления колеса на рельс

$$P_{\text{ин}} = -0,5 \varepsilon_p h \frac{\omega_n^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cdot (\cos \omega_n t - \cos \omega_p t) \quad (5)$$

Запишем это уравнение в следующем виде:

$$P_{\text{ин}} = \varepsilon_p h K_{\text{дин}}, \quad (6)$$

где  $K_{\text{дин}}$  — динамический коэффициент влияния неровности на  $P_{\text{ин}}$ :

$$K_{\text{дин}} = -0,5 \frac{\omega_n^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cdot (\cos \omega_n t - \cos \omega_p t) \quad (6')$$

При выполнении данного раздела контрольной работы необходимо:

рассчитать и построить графические зависимости составляющих динамического коэффициента и самого  $K_{\text{дин}}$  от времени движения по неровности пути;

проанализировать характер изменения  $K_{\text{дин}}(t)$  и  $P_{\text{ин}}(t)$ ;  
определить факторы способствующие снижению  $P_{\text{ин}}$ .

## 2.2. ВЫНУЖДЕННЫЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ ЛОКОМОТИВА

Для уменьшения динамического воздействия колес подвижного состава на рельсы при движении по неровности железнодорожного пути, а также снижения динамических усилий и ударных импульсов, передающихся на узлы и агрегаты локомотивов, их тележки опираются на буксы колесных пар через упругие элементы рессорного подвешивания. Рессорное подвешивание поглощает часть энергии толчков, вызываемых неровностями, и превращает эту энергию в энергию колебаний наддрессорного строения локомотива. Частота собственных колебаний наддрессорного строения невелика по сравнению с частотой приложения нагрузок, обусловленных неровностями рельсового пути и неуравновешенными силами инерции, возникающими при ра-

боте дизеля. При этом амплитуды и ускорения колебаний будут небольшими по сравнению с ускорениями колесных пар.

Колебания наддрессорного строения происходят при непрерывном рассеивании энергии за счет гасителей колебаний и диссипативных свойств упругих элементов рессорного подвешивания. Это способствует быстрому затуханию колебаний и устраняет опасность перехода через резонансные зоны. Показатели виброзащиты подвижного состава оцениваются по максимальным значениям перемещений, ускорений и коэффициентов динамики.

Рассмотрим упрощенную динамическую модель локомотива с одной степенью свободы (рис. 2) при следующих основных допущениях [3].

1. Путь считается абсолютно жестким.
2. Возмущения от неровностей пути считаются детерминированными гармоническими.

Система имеет одну обобщенную координату  $q_1 = z$ . В системе действуют следующие активные силы:

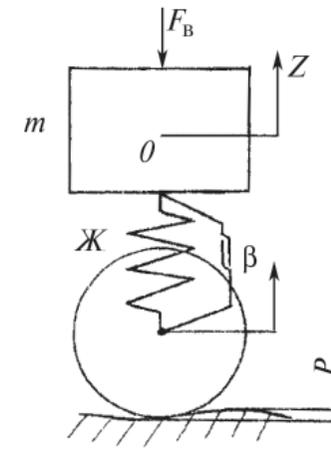


Рис. 2. Динамическая модель колебательной системы локомотива с одной степенью свободы

$F_b$  — возмущающее силовое воздействие, зависящее от времени и задаваемое определенной зависимостью;

$F_{ин} = m\ddot{Z}$  — сила инерции (где  $m$  — колеблющаяся масса наддрессорного строения);

$\ddot{Z}$  — ускорение колебательного движения;

$F_v = \beta(\dot{Z} - \dot{\eta})$  — диссипативная сила сопротивления колебаниям, создаваемая рессорным подвешиванием имеющим жесткость  $\mathcal{K}$  (где  $b$  — коэффициент затухания гасителя колебаний);

$\dot{Z}$  и  $\dot{\eta}$  — скорости вертикальных перемещений, соответственно массы верхнего строения  $m$  и массы колеса при движении по волнообразной неровности рельсового пути).

Дифференциальное уравнение колебаний подпрыгивания наддрессорного строения при возмущающем силовом воздействии и затухании, можно представить следующим образом:

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + \mathcal{K}z = \beta\dot{\eta} + \mathcal{K}\eta + F_b. \quad (7)$$

Рассматривая систему как линейную, уравнение ее колебаний (7) преобразуем, введя параметры  $\omega_c$  и  $n$ .

Здесь

$\omega_c = \sqrt{\frac{\mathcal{K}}{m}}$  — собственная частота колебаний недемпфированной системы;

$n = \frac{\beta}{2m\mathcal{K}}$  — относительное затухание колебаний.

Поскольку на локомотив действует кинематическое возмущение, то принимая  $F_b = 0$ , уравнение колебаний его наддрессорного строения примет вид

$$\ddot{z} + 2n\omega_c\dot{z} + \omega_c^2 z = 2n\omega_c\dot{\eta} + \omega_c^2 \eta. \quad (8)$$

После решения уравнения (8), ряда преобразований и введения для дальнейшего анализа безразмерной частоты  $\zeta = \frac{\omega}{\omega_c}$ , получим выражение для амплитудной частотной характеристики

перемещений подпрыгивания ( $\omega$  — частота вынужденных колебаний системы) или динамического коэффициента системы  $\mu_\phi$ :

$$A(\zeta) = \frac{1 + 4n^2\zeta^2}{(1 - \zeta^2)^2 + 4n^2\zeta^2}, \quad A(\zeta) = \mu_\phi. \quad (9)$$

Динамический коэффициент  $\mu_\phi$  показывает во сколько раз амплитуда кинематического возмущения  $\eta(t)$  увеличивает амплитуду колебаний наддрессорного строения локомотива —  $z$ . Из уравнения (9) следует, что динамический коэффициент  $\mu_\phi$  зависит от относительного затухания (демпфирования) —  $n$  и соотношения частот вынужденных и собственных колебаний —  $\zeta$ . Динамический коэффициент  $\mu_\phi$  имеет максимум на частоте  $\zeta=1$  в области резонанса ( $\omega \approx \omega_c$ ).

При движении по стыковому пути, вследствие удара колес о принимающий рельс, со стороны пути на локомотив возникают периодические силовые воздействия. От этих толчков происходят вертикальные колебания наддрессорного строения.

Частота вынуждающих силовых воздействий

$$\omega = \frac{2\pi v}{L_p}, \quad (10)$$

где  $v$  — скорость движения;  
 $L_p$  — длина рельсового звена.

Явление резонанса наблюдается при  $\omega \approx \omega_c$ . Тогда, с учетом выражения (10), скорость, при которой наблюдается явление резонанса при движении по стыковому пути:

$$v_{cp} = \frac{\omega L_p}{2\pi}. \quad (11)$$

При выполнении второй задачи контрольной работы требуется:

- рассчитать, построить и проанализировать амплитудную частотную характеристику колебаний подпрыгивания наддрессорного строения  $A(\zeta)$ ,  $\mu_\phi(\zeta)$  локомотива с одноступенчатым рессорным подвешиванием;

- определить значение скорости движущегося по стыковому пути локомотива, при которой может наблюдаться явление резонанса вертикальных колебаний наддрессорного строения.

### 3. БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Наиболее неблагоприятным, с точки зрения безопасности, является движение локомотивов в кривой. Движение в кривой сопровождается действием на локомотив дополнительного бокового усилия, вызванного целым комплексом сил.

Главным условием безопасного движения в кривой является геометрическая проходимость экипажа в кривой, которая определяется из соотношения между длиной экипажа, радиусом кривой и шириной колеи. Чтобы избежать возможного заклинивания колесных пар между рельсами, расшивки пути и схода локомотива с рельсов, проверяют его проходимость по кривой, решая задачу геометрического вписывания экипажа в кривую малого радиуса ( $R_k = 80 \div 130$  м).

Однако несмотря на свободное размещение экипажа в кривой, безопасность движения также зависит и от величины бокового давления, возникающего в точке соприкосновения гребня набегающего колеса с головкой внешнего рельса. Это боковое давление способствует всползанию колеса гребнем на головку рельса и возможному последующему сходу колесной пары с рельсового пути, вызывает сдвиг пути в плане, уширение колен. Для избежания этих аварийных ситуаций решается задача динамического вписывания экипажа в кривую ( $R_k = 400 \div 650$  м), назначаются ограничения скорости движения в кривых.

Для обеспечения условий прохождения кривых, на практике выполняют некоторое уширение колеи (при  $R_k < 350$  м), прямолинейный участок рельсового пути связывают с основной кривой переходными кривыми большего радиуса, чем радиус основной кривой, наружный рельс в кривой устанавливают с определенным превышением внутреннего рельса ( $h \leq 150$  мм). Тележки локомотивов выполняют с поперечным разбегом колесных пар, связи тележек с рамой кузова осуществляют с помощью опорно-возвращающих устройств, способствующих воз-

врату тележек в исходное положение при выходе локомотива из кривой, производят смазывание (лубрикацию) гребней колес и боковин головок рельсов.

В зависимости от скорости движения в кривой изменяется величина центробежной силы  $C$ , действующей на локомотив. Эта сила оттесняет локомотив в направлении наружного рельса и изменяет положение тележек в рельсовой колее.

В зависимости от скорости движения и величины силы  $C$  различают три возможных положения тележек в кривой (рис. 3):

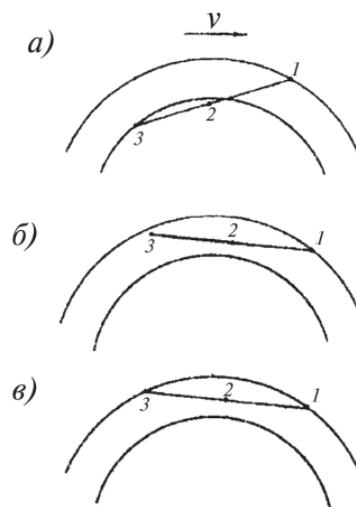


Рис. 3. Положение тележки в кривой при различных скоростях движения:

- а) установка наибольшего перекаса; б) свободная установка;
- в) установка высоких скоростей

*Положение наибольшего перекаса тележек* имеет место при малых скоростях движения. В этом случае передняя-набегающая колесная пара гребнем наружного колеса соприкасается с головкой внешнего рельса, а задняя колесная пара гребнем внутреннего колеса скользит по головке внутреннего рельса.

*Положение свободной установки тележки* наблюдается при более высоких скоростях движения (чем в первом случае) и ха-

рактируется тем, что гребень внутреннего колеса задней колесной пары тележки не касается головки внутреннего рельса, поскольку сила  $C$  оттесняет тележку в сторону наружного рельса.

Положение высоких скоростей тележки (и высоких значений силы  $C$ ) определяется контактированием гребней наружных колес передней и задней колесных пар тележки с головкой наружного рельса.

Динамическое вписывание в кривую характеризует положение тележки и уровень поперечных сил в системе при различных скоростях движения локомотива.

На рис. 4 показана направляющая колесная пара, расположенная на рельсовом пути в кривой. Наружное колесо колесной пары гребнем соприкасается с головкой внешнего рельса. От гребня набегающего колеса на головку наружного рельса действует **направляющее усилие  $Y$** . В точках  $A$  и  $B$ , в которых от колес на рельсы передаются вертикальные нагрузки  $P_A$  и  $P_B$ , к бандажам приложены **горизонтальные составляющие  $Q_A$ ,  $Q_B$  сил трения между колесами и рельсами**. Направление сил трения  $Q_A$  и  $Q_B$  противоположно направлению силы  $Y$  в том случае, когда

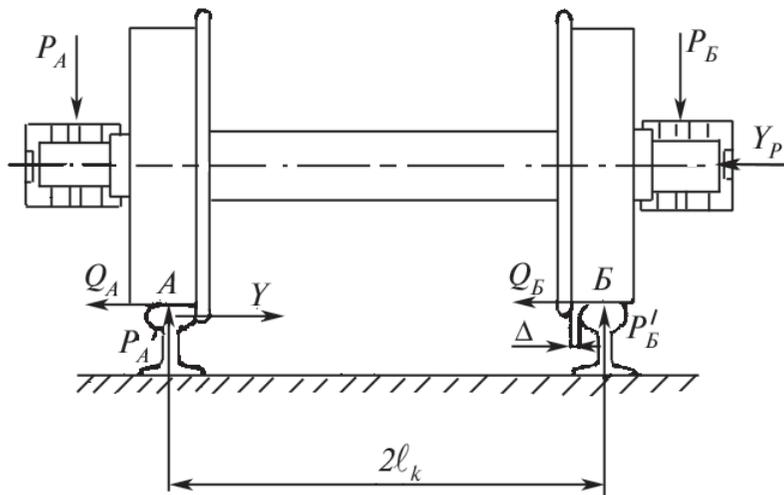


Рис. 4. Силы, действующие на колесную пару при движении в кривой

угол набегающего колеса на рельс  $\alpha_n$  положительный. Если же гребень в своем движении уходит внутрь колеи, то силы  $Q_A$  и  $Q_B$  будут действовать в ту же сторону, что и сила  $Y$ . К торцу оси колесной пары через упоры букс приложена **рамная сила  $Y_p$** , вызванная действием группы горизонтальных поперечных сил через раму тележки на направляющую колесную пару. Тогда [1]

$$Y = Y_p \pm Q_A \pm Q_B. \quad (12)$$

Направляющая сила  $Y$  является одной из главных причин износа гребней колес и головок рельсов.

Сдвиг рельса в плане и возможное опрокидывание может произойти под действием **силы бокового давления колеса на рельс  $Y$** , выражение для которой имеет вид

$$Y = Y \pm Q_A = Y_p \pm Q_B. \quad (13)$$

Здесь верхние знаки ( $-$  и  $+$ ) принимаются при положительном значении  $\alpha_n$ , а нижние ( $+$  и  $-$ ) при отрицательном значении  $\alpha_n$ .

В ходе решения задачи динамического вписывания экипажа в кривую получают функциональные зависимости  $Y(v)$  и  $Y'(v)$ , которые иногда называют **горизонтальным динамическим паспортом локомотива**. На рис. 5 приведены значения и направления сил для передней  $Y_1$  и  $Y'_1$  и задней  $Y_3$  и  $Y'_3$ , по ходу трехосной тележки, колесных пар. Графики характерны для трех, выше отмеченных положений тележки в кривой, имеющих место при различных скоростях движения.

Безопасность движения в кривой во многом связана с уровнем сил  $Y_1$  и  $Y'_1$ . Эти дополнительные нагрузки тем больше, чем меньше радиус кривой  $R_k$ , поэтому часто приходится ограничивать скорость прохождения кривых по условиям безопасности движения, определяющим устойчивость колеса против схода с рельсов и устойчивость пути против сдвига в поперечном направлении.

**Устойчивость колеса против схода с рельсов** при движении в кривых связана с набегающим гребнем наружного колеса передней оси под определенным углом  $\alpha_n$  на боковую грань головки рельса [3]. Как следует из рис. 6, в точке контакта  $A$  колеса с рельсом

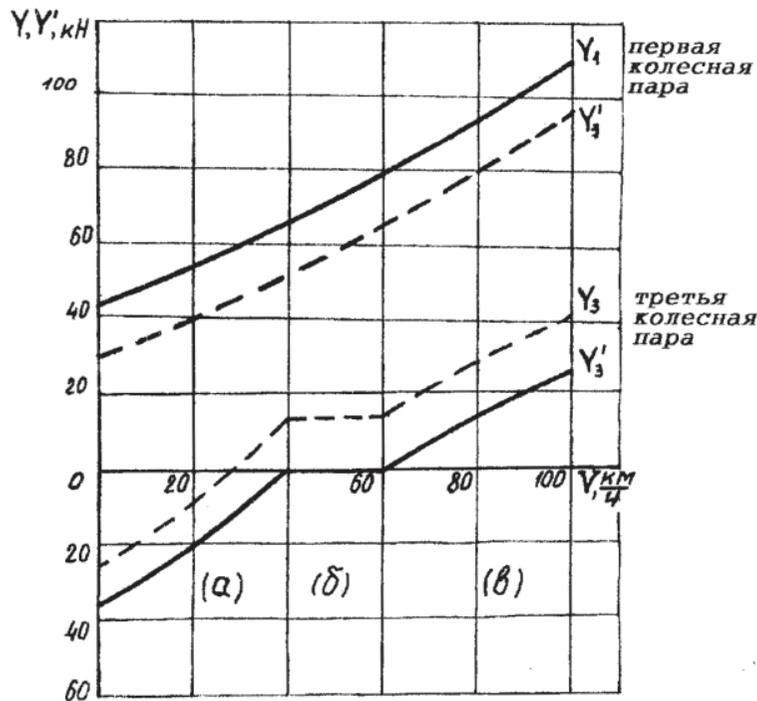


Рис.5. Динамический паспорт для горизонтальной плоскости

возникает нормальная сила реакции  $N$ , вертикальная составляющая которой  $N_b$  стремится вынудить колесную пару перемещаться вверх, а горизонтальная составляющая есть направляющее усилие  $Y$ . Под действием силы  $P_A$  колесо стремится соскользнуть с рельса вниз, однако этому препятствует сила трения  $T$ .

Составляющие силы трения:

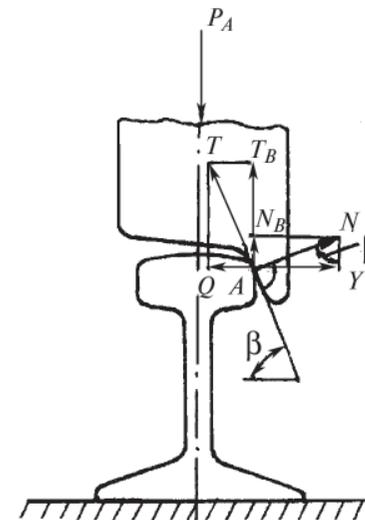
$$T_b = T \sin \beta = \mu_{\text{тр}} N_b \sin \beta = \mu_{\text{тр}} Y; \quad (14)$$

$$Q = T \cos \beta = \mu_{\text{тр}} N_b \cos \beta = \mu_{\text{тр}} Y \text{ctg} \beta,$$

где  $\mu_{\text{тр}}$  — коэффициент трения в контакте гребня колеса с головкой рельса.

Условие невозможности поднятия колеса вверх по рельсу очевидно имеет вид:

Рис. 6. Силы, действующие в точке контакта колеса с рельсом при движении в кривой



$$\frac{P_A}{T_b + N_b} \geq [k_{\text{зy}}] \quad (15)$$

где  $[k_{\text{зy}}]$  — коэффициент запаса устойчивости,  $[k_{\text{зy}}] = 1,4 \div 1,5$ ,

$$N_b = \text{ctg} \beta N,$$

здесь  $\beta$  — угол наклона образующей гребня бандажа ( $\beta=70^\circ$ ) (рис.7).

После некоторых преобразований, условие безопасности движения

$$\frac{Y'}{P_A} < 1,5. \quad (16)$$

**Устойчивость пути против сдвига в плане** определяют сопротивлением балласта, передаваемым на торцы шпал, силами трения подошвы шпал о балласт; уровнем рамных сил  $Y_p$  связана с ограничением  $Y_p$ .

$$Y_p \leq [Y_p], \quad (17)$$

где  $[Y_p]$  — допустимое значение рамных сил по условию устойчивости пути против сдвига в плане:



можно представить как поступательное и вращательное движение вокруг мгновенного центра вращения  $\Omega$

Положение наибольшего перекоса тележки

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 + Y_3 + C - C + \sum Q = 0 \\ Y_1 x_1 - M_{\text{тр}} - M_{\text{в}} - Cx_2 + Cx_2 + Y_3 x_3 - \\ - 2Q_1 x_1 - 2Q_2 x_2 - 2Q_3 x_3 - 2H_1 l_k - 2H_2 l_k - 2l_k H_3 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

В положении высоких скоростей мгновенный центр поворота переместится в центр тележки, а сила  $Y_3$  будет действовать на другое колесо третьей колесной пары. В этом случае система уравнений сил и моментов, действующих на тележку, будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 - Y_3 + C - C + \sum Q = 0; \\ Y_3 \frac{b}{2} - M_{\text{тр}} - M_{\text{в}} + Y_1 \frac{b}{2} - Q_1 \frac{b}{2} - \\ - Q_3 \frac{b}{2} - 2H_1 l_k - 2H_2 l_k - 2H_3 l_k = 0 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

В зависимостях (19) и (20) приведены следующие силы и моменты:

$Y$  — направляющее усилие;

$T$  — сила трения;

$H$  — продольная составляющая силы трения;

$Q$  — поперечная составляющая силы трения;

$C$  — горизонтальная составляющая веса локомотива, вызванная возвышением наружного рельса;

$M_{\text{в}}$  — возвращающий момент, создаваемый опорно-возвращающими устройствами;

$M_{\text{тр}}$  — момент сил сопротивления, возникающих в узлах трения экипажа при вращении тележки относительно кузова.

Расчетные зависимости для определения сил входящих в уравнения (19) и (20) имеют вид

$$C = \frac{Gv^2}{gR_k}, \quad (21)$$

где  $G$  — суммарная статическая нагрузка на все колесные пары тележки, ( $G = n[2\Pi]$ , здесь  $n$  — количество осей в тележке)

$$C = G \frac{h}{2l_k}, \quad (22)$$

где  $h$  — величина возвышения наружного рельса над внутренним рельсом.

Составляющие силы трения и положение мгновенного центра поворота тележки в положении наибольшего перекоса определяются следующим образом

$$Q_i = 0,5[2\Pi] \mu_{\text{тр}} \frac{l_k}{\sqrt{x_i^2 + l_k^2}}, \quad (23)$$

где  $\mu_{\text{тр}}$  — коэффициент трения между колесом и рельсом

(при  $R_k < 600$  м;  $\mu_{\text{тр}} = 0,25$ ; при  $R_k \geq 600$  м;  $\mu_{\text{тр}} = 0,2$ );

$x_i$  — расстояния от осей колесных пар до мгновенного центра вращения  $\Omega$  (это  $x_1, x_2, x_3$ ):

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{b}{2} + \frac{R_k}{2} \cdot \Delta; \\ x_2 &= x_1 - 0,5 b; \\ x_3 &= b - x_1, \end{aligned}$$

где  $b$  — база тележки;

$\Delta$  — суммарный зазор между гребнями колесной пары и обоими рельсами пути. При  $R_k > 350$  м  $\Delta = 0,014$  м;

$$H_i = 0,5[2\Pi] \frac{\mu_{\text{тр}} X_i}{\sqrt{X_i^2 + l_k^2}}. \quad (24)$$

В положении высоких скоростей мгновенный центр поворота перемещается в центр тяжести тележки и зависимости по нахождению величин  $Q_i, H_i$  и  $X_i$  преобразуются следующим образом:

$$x_1 = x_3 = b/2; \quad x_2 = 0;$$

$$H_i = H_3 = 0,5[2\Pi] \frac{\mu_{\text{тр}} 0,5b}{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + l_k^2}};$$

$$H_2 = 0,5 [2\Pi] \mu_{\text{тр}}$$

$$Q_1 = Q_3 = 0,5 [2\Pi] \mu_{\text{тр}} \frac{l_k}{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + l_k^2}}; \quad Q_2 = 0,$$

здесь  $M_b$  и  $M_{\text{тр}}$  — определяются конструкцией опорно-вращающих устройств и зависят от угла поворота тележки. В рассматриваемом случае  $M_b$  и  $M_{\text{тр}}$  имеют постоянные значения, величины которых задаются условиями задачи.

В системах уравнений (19 и 20) два неизвестных  $Y_1$  и  $Y_3$ . Определить значения  $Y_1$  и  $Y_3$  не составляет труда.

Таким образом, движение локомотива осуществлялось на идеальной круговой кривой. В действительности, рельсовые нити уложены на кривом участке пути с неизбежными отступлениями от дуги круга, которые могут рассматриваться как неровности в плане. Такие неровности приводят к возникновению горизонтальных динамических нагрузок, увеличивающих значения направляющей силы, бокового давления и отжатия рельсов в кривой. Это увеличение легко учесть, используя в расчетных формулах для определения сил  $Y$ ,  $Y'$ ,  $Y_p$  в качестве дополнительного множителя **коэффициент горизонтальной динамики**  $K_{\text{гд}}$ . Этот коэффициент может быть определен для передней оси, при наличии поперечной упругости в буксах и рессорном подвешивании, следующим образом

$$K_{\text{гд}} = 1 + 0,002 v. \quad (25)$$

### 3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

#### 3.1. ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА ЛОКОМОТИВА НА РЕЛЬС ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ВОЛНООБРАЗНОЙ НЕРОВНОСТИ ПУТИ

Таблица 1

Исходные данные

Параметры	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Скорость движения $v$ , км/ч	60	65	70	75	80	85	90	95	100	70
Неровности пути: длина $l$ , м глубина $h$ , $10^{-3}$ м	2 1	1,5 2	2 3	1 1	1,8 2	1,6 1	1,8 1	2 2	2,1 2	1,6 3
Жесткость рельсового основания пути $J_p \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$	80	85	90	95	100	110	100	95	90	100
Вес части пути, участвующей в колебаниях $q_p$ , кН	6	6,5	7	7,5	5	5,5	6	6,5	7	6,5
Вес неподрессорной части тележки, приходящийся на колесо $q$ , кН	24	23	22	21	20	19	19	20	21	22

#### Задача

Определить характер и величину динамического воздействия колеса на рельс при движении локомотива со скоростью  $v=80$  км/ч по железнодорожному пути с вертикальной волнообразной неровностью имеющей следующие параметры:  $l=2$  м, глубина  $h=1 \cdot 10^{-1}$  м. Число шпал на 1 км пути — 1440 штук, шпалы железобетонные, балласт-щебенка, рельс Р65, время года — зима. При этих условиях жесткость рельсового основания пути равна  $J_p=100 \cdot 10^6$  Н/м. Вес части пути  $q_p$ , участвующей в колебаниях, равен 6,5 кН. Вес неподрессорной части тележки  $q$ , приходящийся на колесо, равен 22,5 кН.

### Решение

1. Изобразим расчетную схему движения колеса по рельсовому пути подобно представленной на рис. 1 и 8.

В соответствии с условиями задачи и расчетной схемой, следуя положениям п. 2.1 методических указаний, определим параметры, необходимые для вычисления  $K_{\text{дин}}(t)$ .

2. Приведенный неподрессорный вес колеса и части железнодорожного пути, участвующие в колебаниях

$$q_{\text{прив}} = q + q_p = 22,5 + 6,5 = 29 \text{ кН.}$$

3. Круговые частоты собственных колебаний колеса на рельсе —  $\omega_v$  и движения колеса по неровности рельсового пути  $\omega_H$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{\kappa_p g}{q_{\text{прив}}}} = \sqrt{\frac{100 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{29 \cdot 10^3}} = 185,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

здесь  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  — ускорение свободного падения:

$$\omega_H = \frac{2\pi V}{\ell} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 80}{3,62} = 70 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

4. Время прохождения неровности пути

$$t_1 = \frac{\ell}{v} = \frac{2}{0,28 \cdot 80} = 0,09 \text{ с.}$$

5. Динамический коэффициент влияния неровности на величину давления колеса на рельс

$$\begin{aligned} K_{\text{дин}} &= -0,5 \frac{\omega_H^2}{\omega_p^2 - \omega_H^2} (\cos \omega_H t - \cos \omega_p t) = \\ &= -0,5 \frac{4900}{34484 - 4900} (\cos 70t - \cos 185,7t) = \\ &= -0,083 (\cos 70t - \cos 185,7t). \end{aligned}$$

$K_{\text{дин}}$  зависит от двух гармоник с частотами  $\omega_H = 70 \text{ рад/с}$  и  $\omega_p = 185,7 \text{ рад/с}$ .

Для дальнейших расчетов зададимся текущими значениями времени  $t$ . Для гармоник  $\cos 70t$  вычисления будем производить с интервалом времени равным  $0,01 \text{ с}$ , а для гармоник  $\cos 185,7t - 0,005 \text{ с}$ . Промежуточные результаты расчетов приведены в табл. 2 и 3.

По результатам расчетов, приведенным в табл. 2 и 3, построим графики зависимостей  $(-0,083 \cos 70t)$  и  $(0,083 \cos 185,7t)$ . График функциональной зависимости  $K_{\text{дин}}(t)$ , получим путем сложения упомянутых выше кривых. На рис. 9 приведены результаты расчета и построения функциональной зависимости  $K_{\text{дин}}(t)$ .

6. По графику  $K_{\text{дин}}(t)$ , представленному на рис. 9, определим экстремальные значения  $K_{\text{дин}}$ :

$$K_{\text{дин}}^{\text{max}} \approx 14,7 \cdot 10^{-2}, \quad K_{\text{дин}}^{\text{min}} \approx -15,5 \cdot 10^{-2}.$$

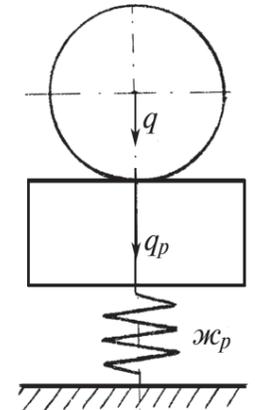


Рис.8. Расчетная схема взаимодействия колеса с рельсом

Таблица 2

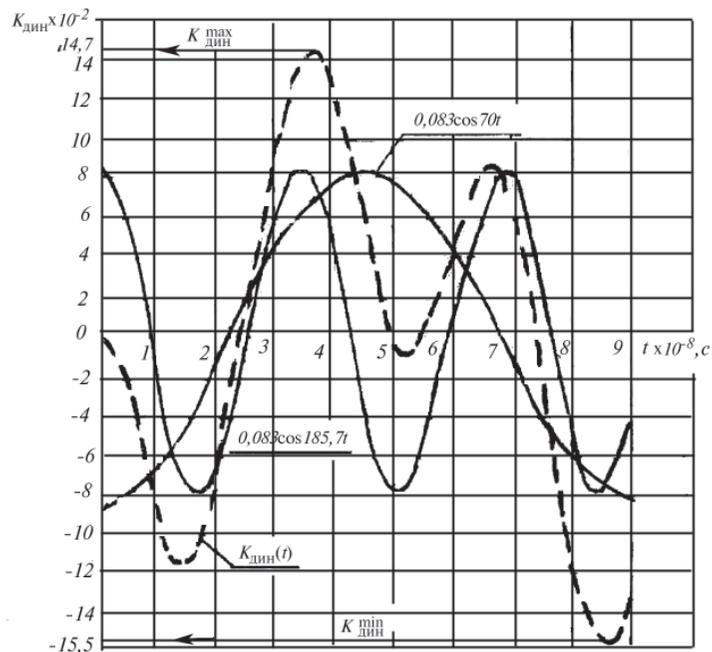
Промежуточные результаты расчета  $K_{\text{дин}}$

$t \cdot 10^{-2}, \text{с}$	$-0,083 \cos 70t$
0	-0,083
1	-0,064
2	-0,015
3	0,041
4	0,078
5	0,078
6	0,042
7	-0,013
8	-0,063
9	-0,083

Таблица 3

Промежуточные результаты расчета  $K_{\text{дин}}$ 

$t \cdot 10^{-3}, \text{с}$	$0,083 \cos 185,7t$
0	0,083
5	0,05
10	-0,023
15	-0,077
20	-0,07
25	-0,077
30	0,06
35	0,081
40	0,036
45	-0,038
50	-0,082
55	-0,061

Рис. 9. График зависимости  $K_{\text{дин}}$  от времени движения колеса по упругому рельсу  $t$ , имеющему волнообразную неровность

Экстремальные значения динамического воздействия колеса на рельс составят при перегрузке

$$P_{\text{дин}}^{\text{max}} = \alpha c_p h K_{\text{дин}}^{\text{max}} = 100 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 14,7 \cdot 10^{-2} = 14,7 \text{ кН},$$

при разгрузке

$$P_{\text{дин}}^{\text{min}} = 100 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot (-15,5 \cdot 10^{-2}) = -15,5 \text{ кН}.$$

7. Как следует из графика зависимости  $K_{\text{дин}}$  от  $t$ , представленного на рис. 9, движение колеса по неровности упругого рельса можно разделить на три фазы. При входе колеса на неровность  $K_{\text{дин}}$  имеет отрицательное значение, а динамическая сила действует вверх, разгружая колесо. При движении колеса по средней части неровности  $K_{\text{дин}}$  имеет положительный знак, а динамическая сила действует вниз, догружая колесо. Здесь  $K_{\text{дин}}$  и  $P_{\text{дин}}$  снижаются от максимального значения практически до нуля (при  $t = 5 \cdot 10^{-2} \text{ с}$ ), но затем опять возрастают. В заключительной фазе движения — на выходе колеса с неровности рельсового пути,  $K_{\text{дин}}$  меняет знак на отрицательный, а  $P_{\text{дин}}$  меняет свое направление действия, разгружая колесо.

### 3.2. ВЫНУЖДЕННЫЕ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ ЛОКОМОТИВА

Таблица 4

## Исходные данные

№ п/п	Наименование параметров	Последняя цифра учебного шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Вес наддресорного строения локомотива $P \cdot 10^4, \text{Н}$	86	88	92	94	90	88	86	90	96	98
2	Жесткость рессорного подвешивания $J \cdot 10^6, \text{Н/м}$	12	13	14	15	16					
3	Относительное затухание колебаний $n$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3					
4	Длина рельсового звена $l, \text{м}$	12,5					25				

**Результаты расчета амплитудной частотной характеристики динамической системы**

$\xi$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,6	3,0
$\mu_g, A(\xi)$	1,04	1,19	1,54	2,59	5,09	2,06	1,04	0,66	0,36	0,20	0,14

**Задача**

Рассчитать и построить амплитудную частотную характеристику колебания подпрыгивания надрессорного строения локомотива с одноступенчатым рессорным подвешиванием, движущегося по стыковому пути, имеющему волнообразные неровности. Динамическую систему рассматривать как имеющую одну степень свободы, путь считать абсолютно жестким, а возмущения от неровности пути — детерминированными гармоническими. Определить также значение скорости движения, при которой может наблюдаться явление резонанса вертикальных колебаний надрессорного строения от силового внешнего возмущения, связанного с прохождением колесами стыков рельсового пути.

Вес надрессорного строения локомотива  $T = 90 \cdot 10^4 \text{ Н}$ , жесткость системы рессорного подвешивания  $J = 14 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ , коэффициент относительного затухания гасителей колебаний  $n=0,1$ , длина рельсового звена  $l=25 \text{ м}$ .

**Решение**

1. Изобразим расчетную схему динамической системы подобную, представленной на рис. 2. Следуя методическим положениям п. 2.2, вычислим параметры амплитудной частотной характеристики динамической системы.

2. Примем значение безразмерной частоты колебаний  $\xi$  в пределах от 0,2 до 3,0. Согласно выражению (9) рассчитаем параметры амплитудной частотной характеристики колебаний для заданных значений  $\xi$ .

При  $\xi=0,2$

$$\mu_g(\xi) = A(\xi) = \frac{\sqrt{1+4n^2 \cdot \xi^2}}{\sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4n^2 \xi^2}} = \frac{\sqrt{1+400 \cdot 0,1^2 \cdot 0,2^2}}{\sqrt{(1-0,2^2)^2 + 4 \cdot 0,1^2 \cdot 0,2^2}} = 1,04.$$

Для других значений  $\xi$  результаты расчета  $\mu_g(\xi)$  и  $A(\xi)$  приведены в табл. 5.

Построим график зависимостей  $\mu_g, A(\xi)$  (рис. 10). Как следует из рис. 10 в диапазоне частот от  $\xi=0,6$  до  $\xi=1,0$  величина коэффициента  $\mu_g$  резко возрастает, принимая значения от

1,54 до 5,09. При дальнейшем увеличении скорости движения, а следовательно,  $\omega$  и  $\xi$ , значения  $\mu_g$  и  $A(\xi)$  интенсивно снижаются стремясь к нулю.

3. Определим скорость движения  $v_{pc}$ , при которой при прохождении стыков рельсового пути колебания верхнего строения локомотива могут сопровождаться явлением резонанса

$$V_{pc} = \frac{\omega l}{2\pi},$$

здесь  $\omega = \omega_c = \sqrt{\frac{J}{m}}$ ,

$$m = \frac{P}{g} = \frac{90 \cdot 10^4}{9,81} = 9,14 \cdot 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}},$$

$$\omega = \sqrt{\frac{14 \cdot 10^6}{9,14 \cdot 10^4}} = 12,4 \frac{1}{\text{с}}, V_{pc} = \frac{12,4 \cdot 25}{2 \cdot 3,14} = 49,4 \text{ м/с} = 177,8 \text{ км/ч}.$$

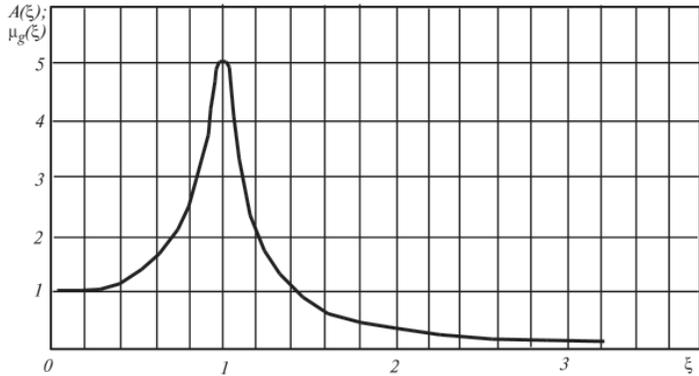


Рис. 10. Амплитудная частотная характеристика перемещений подпрыгивания надрессорного строения модели тепловоза

### 3.3. БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Таблица 6

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметров	Последняя цифра учебного шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Радиус кривой $R_k$ , м	400	450	500	550	600	650	450	500	550	650
2	Статическая нагрузка от оси на рельс [2П], кН	230	235	240	245	250	255	230	235	240	250
3	База тележки $l$ , м	4	4,1	4,2	4,3	4,4	4	4,1	4,2	4,3	4,4
4	Возвращающий момент опорно-возвращающих устройств $M_v$ , кНм	18	19	20	21	22	23	24	21	22	24
5	Момент сил сопротивления от трения в узлах экипажа $M_{тр}$ , кНм	14	15	16	17	18	19	15	16	17	18
6	Коэффициент трения между колесами и рельсами $\mu_{тр}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,2
7	Возвышение наружного рельса $h$ , м	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11	0,15	0,14	0,13	0,11

#### Задача

Определить допустимую величину скорости движения локомотива в кривой  $R_k = 500$  м, содержащего две трехосные тележки с центральным расположением шкворневых узлов и опорно-возвращающие устройства роликового типа. Допустимая статическая нагрузка от оси на рельсы [2П]=240 кН, база тележки  $l=4,2$  м, расстояние между кругами катания колес  $2l_k=1,6$  м, возвращающий момент и момент трения опорно-возвращающих устройств равны  $M_v=22$  кНм и  $M_{тр}=16$  кНм, возвышение наружного рельса  $h=0,13$  м, суммарный зазор между гребнями колесной пары и обоими рельсами пути  $\Delta=0,014$  м, коэффициент трения между колесом и рельсом  $\mu_{тр}=0,2$ . Допустимая скорость дол-

жна соответствовать выполнению требований критериев безопасности движения, устойчивости колес против схода с рельсов, устойчивости пути против сдвига в плане и плавности хода по уровню непогашенного ускорения.

#### Решение

1. На рис. 7 показаны расчетная схема расположения тележки локомотива в кривой в положении наибольшего перекоса и действующие на нее силы. В соответствии с условиями задачи требуется определить допустимую скорость движения по кривой исходя из требований критериев безопасности и плавности хода. Для этого вначале необходимо рассчитать и построить функциональную зависимость направляющего усилия  $Y_1$  от скорости движения  $v$ , считая эту зависимость линейной. Иными словами, для двух заданных значений скорости  $v$  достаточно определить соответствующие силы  $Y_1$ .

Принимаем  $v_1 = 30$  км/ч,  $v_2 = 100$  км/ч.

2. При малой скорости  $v_1 = 30$  км/ч считаем, что тележка при своем движении по кривой находится в положении наибольшего перекоса, а при максимальной скорости движения  $v_2 = 100$  км/ч — в положении высоких скоростей. Тогда для определения сил  $Y_1$  необходимо воспользоваться системами уравнений равновесия (19) и (20).

3. Рассчитаем параметры, входящие в системы уравнений (19) и (20).

Расстояния для положения наибольшего перекоса:

$$x_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_k}{b} \cdot \Delta = \frac{4,2}{2} + \frac{500}{4,2} \cdot 0,014 = 3,8 \text{ м};$$

$$x_2 = x_1 - 0,5b = 3,8 - 0,5 \cdot 4,2 = 1,7 \text{ м};$$

$$x_3 = b - x_1 = 4,2 - 3,8 = 0,4 \text{ м}.$$

Центробежная сила:

при  $v=30$  км/ч

$$Ц = \frac{Gv^2}{gR_k} = \frac{3 \cdot 240 \cdot 900}{9,8 \cdot 3,6^2 \cdot 500} = 10,2 \text{ кН},$$

при  $v=100$  км/ч

$$C = \frac{3 \cdot 240 \cdot 10000}{9,83,6^2 \cdot 500} = 113 \text{ кН.}$$

Горизонтальная составляющая веса локомотива, вызванная возвышением наружного рельса

$$C = G \frac{h}{2\ell_k} = 3 \cdot 240 \cdot \frac{0,13}{1,6} = 58,5 \text{ кН.}$$

Поперечные составляющие сил трения между колесами и рельсами в положении наибольшего перекоса:

$$Q_1 = 0,5[2\Pi]\mu_{\text{тр}} \frac{\ell_k}{\sqrt{x_i^2 + \ell_k^2}} = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 \frac{0,8}{\sqrt{3,8^2 + 0,64}} = 4,9 \text{ кН;}$$

$$Q_2 = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 \frac{0,8}{\sqrt{1,7^2 + 0,64}} = 10,1 \text{ кН;}$$

$$Q_3 = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 \frac{0,8}{\sqrt{0,4^2 + 0,64}} = 21,3 \text{ кН.}$$

Продольные составляющие сил трения между колесами и рельсами

$$H_1 = 0,5[2\Pi] \cdot \frac{\mu_{\text{тр}} \cdot \gamma_i}{\sqrt{\gamma_i^2 + \ell_k^2}} = 0,5 \cdot 240 \frac{0,2 \cdot 3,8}{\sqrt{3,8^2 + 0,64}} = 23,4 \text{ кН;}$$

$$H_2 = 0,5 \cdot 240 \frac{0,2 \cdot 1,7}{\sqrt{1,7^2 + 0,64}} = 21,5 \text{ кН;}$$

$$H_3 = 0,5 \cdot 240 \frac{0,2 \cdot 0,4}{\sqrt{0,4^2 + 0,64}} = 10,7 \text{ кН.}$$

В положении высоких скоростей

$$Q_1 = Q_3 = 0,5 [2\Pi] \mu_{\text{тр}} \frac{\ell_k}{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \ell_k^2}} = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 \frac{0,8}{\sqrt{2,1^2 + 0,8^2}} = 8,64 \text{ кН;}$$

$$H_1 = H_3 = 0,5 [2\Pi] \mu_{\text{тр}} \frac{0,5b}{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \ell_k^2}} = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 \frac{2,1}{\sqrt{2,1^2 + 0,8^2}} = 23,6 \text{ кН;}$$

$$H_2 = 0,5 [2\Pi] \mu_{\text{тр}} = 0,5 \cdot 240 \cdot 0,2 = 24 \text{ кН.}$$

4. Составим и решим уравнения равновесия для двух положений тележки в кривой при скоростях  $v=30$  км/ч и  $v=100$  км/ч, определив  $Y_1(30)$ ;  $Y_1^*(30)$ ;  $Y_1(100)$ ;  $Y_1^*(100)$ .

Тележка в положении наибольшего перекоса (уравнения (19),  $v=30$  км/ч).

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 + Y_3 + C - C + 2Q_1 + 2Q_2 - 2Q_3 &= 0 \\ Y_1 \cdot x_1 - M_{mp} - M_{\sigma} + Cx_2 - Cx_2 + Y_3x_3 - 2Q_1x_1 - \\ - 2Q_2x_2 - 2Q_3x_3 - 2H_1\ell_k - 2H_2\ell_k - 2H_3\ell_k &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 + Y_3 + 10,2 - 58,5 + 9,8 + 20,2 - 42,6 &= 0 \\ 3,8Y_1 - 16 - 22 - 10,2 \cdot 1,7 + 58,5 \cdot 1,7 + Y_3 \cdot 0,4 - \\ - 2(4,9 \cdot 3,8 + 10,1 \cdot 1,7 + 21,3 \cdot 0,4) - \\ - 1,6(23,4 + 21,5 + 10,7) &= 0 \\ -Y_1 + Y_3 - 60,9 &= 0; \\ 3,8Y_1 + 0,4Y_3 - 133,5 &= 0, \\ Y_1^* &= 26 \text{ кН.} \end{aligned} \right\}$$

Коэффициент горизонтальной динамики

$$K_{\text{гд}} = 1 + 0,002 \cdot v = 1 + 0,002 \cdot 30 = 1,06,$$

тогда  $Y_{1(30)} = Y_1 \cdot K_{\text{гд}} = 26 \cdot 1,06 = 27,6$  кН.

Тележка в положении высоких скоростей (уравнения (20),  $v=100$  км/ч).

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 - Y_3 + C - C + 2Q_1 + 2Q_3 &= 0, \\ -Y_3 \cdot 0,5b - M_{\text{тр}} - M_{\text{в}} + Y_1 \cdot 0,5b - Q_1 \cdot 0,5b - \\ - Q_3 \cdot 0,5b - 2H_1\ell_k - 2H_2\ell_k - 2H_3\ell_k &= 0. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 - Y_3 + 113 - 58,5 + 34,56 &= 0, \\ -Y_3 \cdot 2,1 - 16 - 22 + Y_1 \cdot 2,1 - 8,64 \cdot 4,2 - 2 \cdot 23,6 \cdot 0,8 &= 0, \\ -2 \cdot 24 \cdot 0,8 - 2 \cdot 23,6 \cdot 0,8 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} -Y_1 - Y_3 + 89 &= 0, \\ 2,1Y_1 - 2,1Y_3 - 188,3 &= 0. \end{aligned} \right\}$$

$$Y_1^* = 89,3 \text{ кН},$$

$$K_{гд} = 1 + 0,002 \cdot 100 = 1,2,$$

тогда  $Y_{1(100)} = 89,3 \cdot 1,2 = 107,2 \text{ кН}$ .

5. Построим графическую зависимость  $Y_1(v)$  (рис. 11).

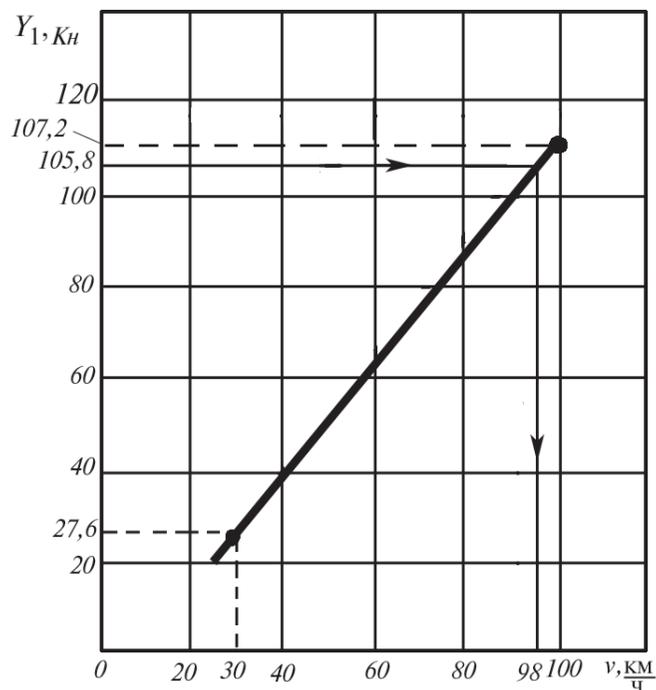


Рис. 11. Зависимость направляющего усилия от скорости движения по кривой для наружного колеса первой колесной пары

6. Определим допустимую скорость движения по кривой исходя из критериев безопасности и плавности хода

**Устойчивость колеса против схода с рельсов** определяется соотношением (16)

$$\frac{Y'}{P_A} < 1,5 \text{ или}$$

$$Y'_1 < 1,5 \cdot P_A.$$

В нашем случае  $P_A = 0,5[2\Pi] = 0,5 \cdot 240 = 120 \text{ кН}$

$$Y'_1 < 1,5 \cdot 120 = 180 \text{ кН}.$$

Так как при  $v=100 \text{ км/ч}$ , направляющее усилие  $Y_{1(100)} = 107,2 \text{ кН}$ , а при положительном угле набегания колеса на рельс  $Y' = Y_1 - Q_1$ , очевидно, что ограничения скорости движения по критерию устойчивости колеса против схода с рельсов не будет.

**Устойчивость пути против сдвига в плане** определяется условием (17):

$$Y_p \leq [Y_p], \text{ а } [Y_p] = 0,4[2\Pi].$$

Так как  $Y_p = Y_1 - 2Q_1$ , требование безопасности можно представить как  $Y_1 \leq 0,4[2\Pi] + 2Q_1$ .

В нашем случае

$$Y_1 \leq 0,4 \cdot 240 + 2 \cdot 4,9 = 105,8 \text{ кН}.$$

С помощью построенной графической зависимости  $Y_1(v)$  (см. рис. 11) определим скорость движения в кривой  $v_{\text{доп1}} \approx 98 \text{ км/ч}$ .

**Допустимая скорость движения по критерию плавности хода** определяется зависимостью (18)

$$V_{\text{доп}} = 3,6 \sqrt{R_k \left\{ [\alpha_n] + \frac{g \cdot h}{2\ell_k} \right\}} = 3,6 \sqrt{500 \left[ 0,7 + \frac{0,13}{1,6} \cdot 9,8 \right]} = 98,5 \text{ км/ч}.$$

Таким образом, поскольку  $v_{\text{доп1}} < v_{\text{доп2}}$ , при заданных условиях максимально допустимая скорость движения локомотива в кривой  $v_{\text{доп}}$  равна  $98 \text{ км/ч}$ .

#### 4. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. И в а н о в В.Н., Т р е т ь я к о в А.П., И в а н о в В.В., Конструкция и динамика тепловозов. — М.: Транспорт, 1974. — 336с.
2. В е р и г о И.Ф., К о г а н А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. — М.: Транспорт, 1986. — 559с.
3. Б и р ю к о в И.В. и др. Механическая часть тягового подвижного состава. — М.: Транспорт, 1992. — 439с.
4. Г а р г В.К., Д у к к и п а т и Р.В. Динамика подвижного состава.: Пер. с англ. /Под ред. Н.А. Панькина. — М.:Транспорт, 1988. — 391с.
5. В е р ш и н с к и й С.В., Д а н и л о в В.Н., Х у с и д о в В.Д. Динамика вагона. — М.: Транспорт. 1991. — 360с.
6. Е в с т р а т о в А.С. Экипажная часть тепловозов. — М.:Машиностроение. 1987. —135 с.
7. Б л о х и н Е.П., М а н а ш к и н Л.А. Динамика поезда. — М.: Транспорт. 1982. — 222с.
8. Б и р ю к о в И.В., Б е л я е в А.И., Р ы б н и к о в Е.К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. — М.: Транспорт. 1986. — 256с.
9. П а н о в к о Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. — М.: Наука, 1991. — 248с.
10. Т и м о ш е н к о С.П., Я н г Д.Х., У и в е р У. Колебания в инженерном деле /Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука / Под ред. Э.И. Григолюка. — М.: Машиностроение, 1985. — 472с.