

**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

С о с т а в и т е л ь: канд. техн. наук, доц. М.А.ИБРАГИМОВ
Р е ц е н з е н т — 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 ¹ / ₁₆

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:

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

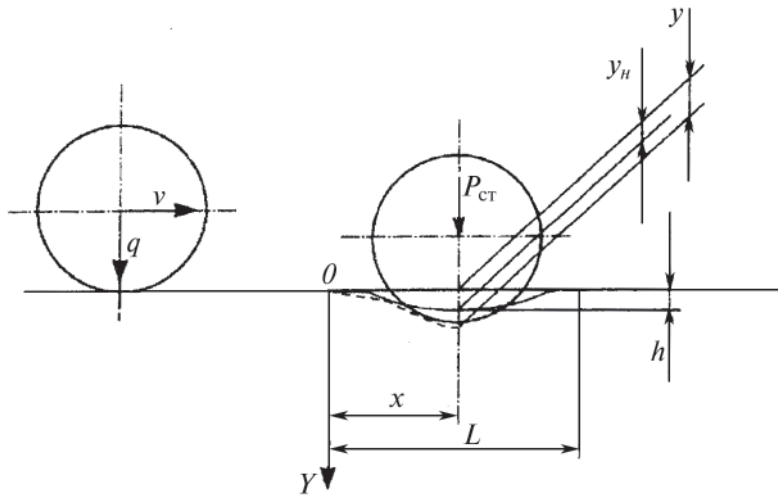


Рис. 1. Схема движения колес по упругому рельсу, имеющему волнообразную неровность

- где P_p — нагрузка на колеса от подрессорного веса тележки для колеса;
 q — вес неподрессорной части тележки, приходящийся на колесо;
 $(P_p + q = P_{ст}$ — статическая нагрузка от колеса на рельс);
 $R_{ст}$ — реакция рельса от действия статической нагрузки на колесо ($P_{ст} = R_{ст}$);
 $q_{прив}$ — 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;
 κ_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 $\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = \sqrt{\frac{\kappa_p g}{q_{прив}}}$ — 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:

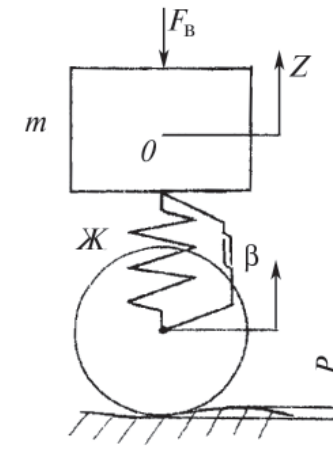


Рис. 2. Динамическая модель колебательной системы локомотива с одной степенью свободы

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 ω_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 (ω — частота вынужденных колебаний системы) или динамического коэффициента системы μ_ϕ :

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

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

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 $\omega \cong \omega_c$. 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):

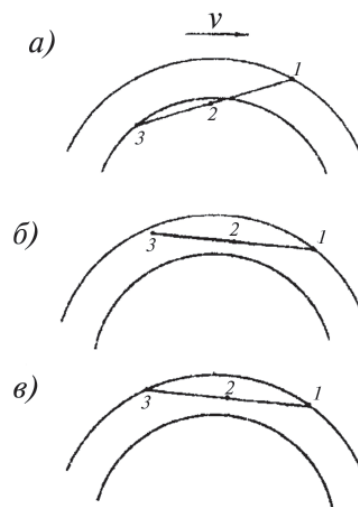


Рис. 3. Положение тележки в кривой при различных скоростях движения:

- 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

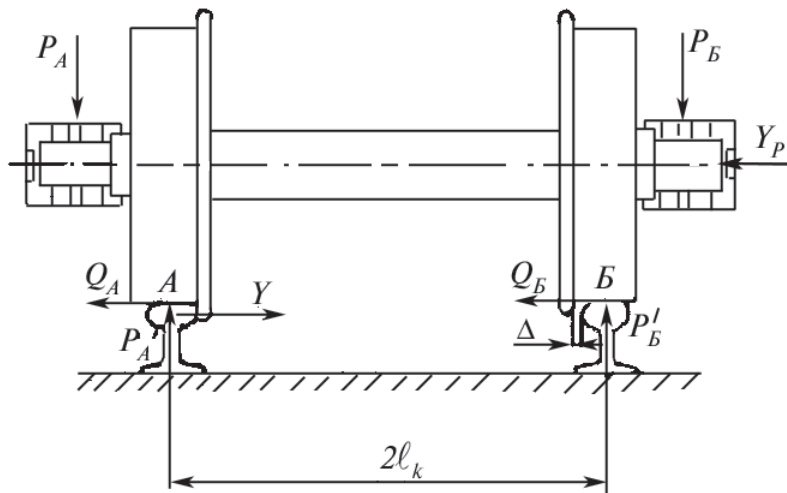


Рис. 4. Силы, действующие на колесную пару при движении в кривой

угол набегающего колеса на рельс α_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 α_n , а нижние ($+$ и $-$) при отрицательном значении α_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 α_n на боковую грань головки рельса [3]. Как следует из рис. 6, в точке контакта A колеса с рельсом

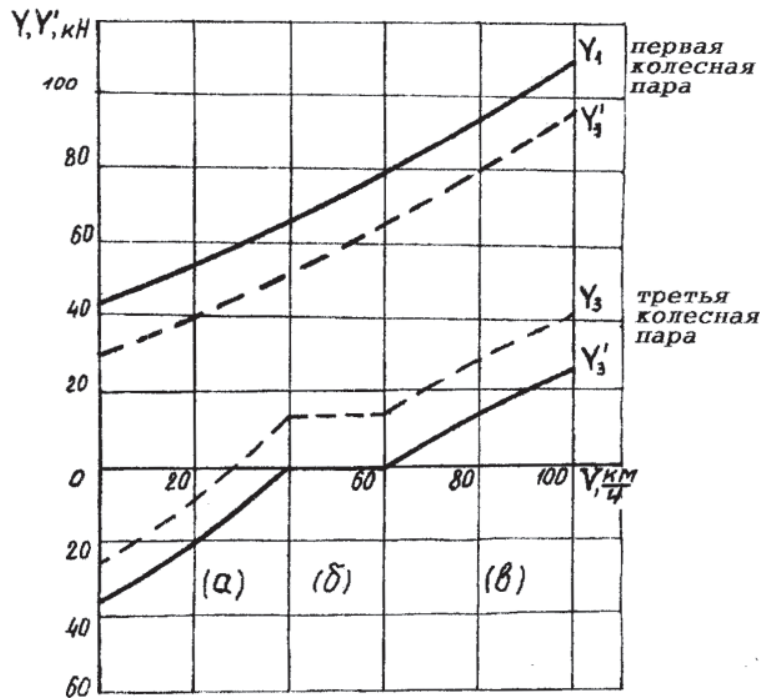


Рис.5. Динамический паспорт для горизонтальной плоскости

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:

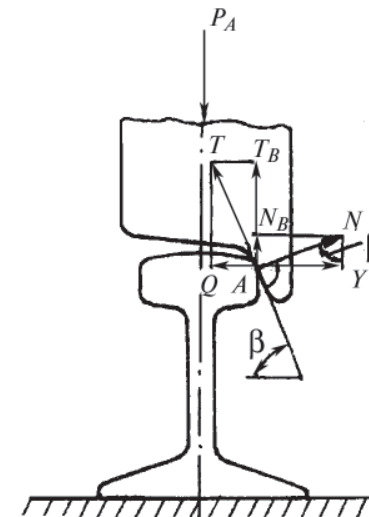
$$T_b = T \sin \beta = \mu_{\text{тр}} N_b \sin \beta = \mu_{\text{тр}} Y; \quad (14)$$

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

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 β — 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:

$$[Y_p] = (0,4 \div 0,7) [2П],$$

здесь [2П] — допустимая статическая нагрузка от оси на рельсовый путь).

При набегании левого колеса на рельс (см. рис. 4):

$$Y_p = Y - 2Q; Y' = Y - Q; Y_p = Y' - Q.$$

Наряду с показателями безопасности движения на практике оценивают **плавность хода** в кривой. Показатели плавности хода характеризуют утомляемость локомотивной бригады и пассажиров из-за действия вибрации. При установившемся режиме движения в кривой, в качестве показателя плавности хода используется **величина непогашенного ускорения** α_n , связанная с центростремительным ускорением [3]

$$\alpha_n = \frac{V^2}{R_k} \frac{gh}{2l_k}. \quad (17.1)$$

Максимально допустимая величина непогашенного ускорения

считается равной $[\alpha_n] = 0,7 \frac{M}{c^2}$.

Подставляя значение $[\alpha_n]$ в формулу (17.1) можно получить выражение для определения допустимой скорости движения по критерию плавности хода

$$v_{\text{доп}} = 3,6 \sqrt{R_k \left\{ [\alpha_n] + \frac{gh}{2l_k} \right\}}. \quad (18)$$

Для определения показателей безопасности движения в кривой, необходимо знать функциональную зависимость $Y_1(v)$, которую можно определить, решая задачу динамического вписывания экипажа в кривую. Будем считать, что эта зависимость является линейной, т.е. для ее построения достаточно знать координаты двух точек.

Рассмотрим движение в кривой локомотива оснащенного трехосными тележками с центральным расположением шкворневого узла и опорно-возвращающимися устройствами роликового типа при следующих допущениях [1]:

скорость движения постоянная;

бандажи имеют цилиндрическую форму;

кривая является идеальной круговой;

все силы, действующие на экипаж, переносятся в плоскость пути;

силы трения в точках контакта колес с рельсами имеют природу сухого трения и являются постоянными при движении по кривой;

все колесные пары тележки закреплены и не могут перемещаться друг относительно друга;

силы тяги и торможения отсутствуют.

На рис. 7 дана расчетная схема сил, действующих на тележку при движении по круговой кривой в положении наибольшего перекоса.

Составим уравнение равновесия сил и моментов для двух случаев: положение тележки с наибольшим перекосом;

положение тележки при движении с наибольшей скоростью.

Движение тележки локомотива по кривой можно рассматривать как ее движение вокруг некоторой точки 0. Это движение

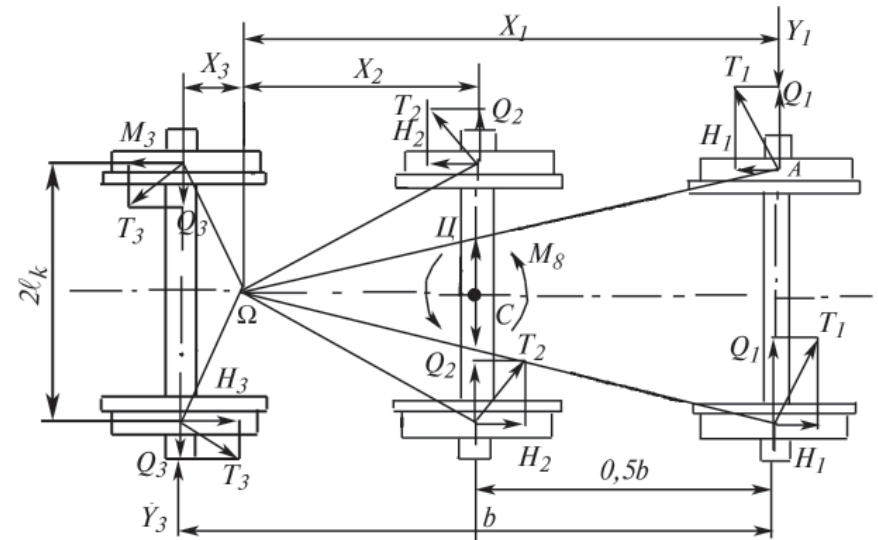


Рис. 7. Расчетная схема сил, действующих на тележку в положении наибольшего перекоса

можно представить как поступательное и вращательное движение вокруг мгновенного центра вращения Ω

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 Ω (это x_1, x_2, x_3):

$$x_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_k}{2} \cdot \Delta;$$

$$x_2 = x_1 - 0,5 b;$$

$$x_3 = b - x_1,$$

где b — база тележки;

Δ — 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 — $\omega_{\text{в}}$ и движения колеса по неровности рельсового пути $\omega_{\text{н}}$

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

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

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

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

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

$K_{\text{дин}}$ зависит от двух гармоник с частотами $\omega_n = 70 \text{ рад/с}$ 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 $K_{\text{дин}}$:

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

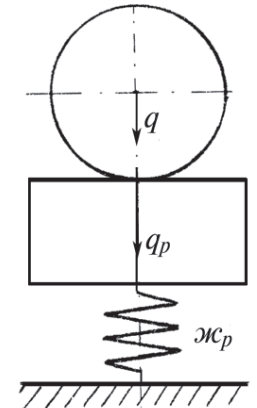


Рис.8. Расчетная схема взаимодействия колеса с рельсом

Таблица 2

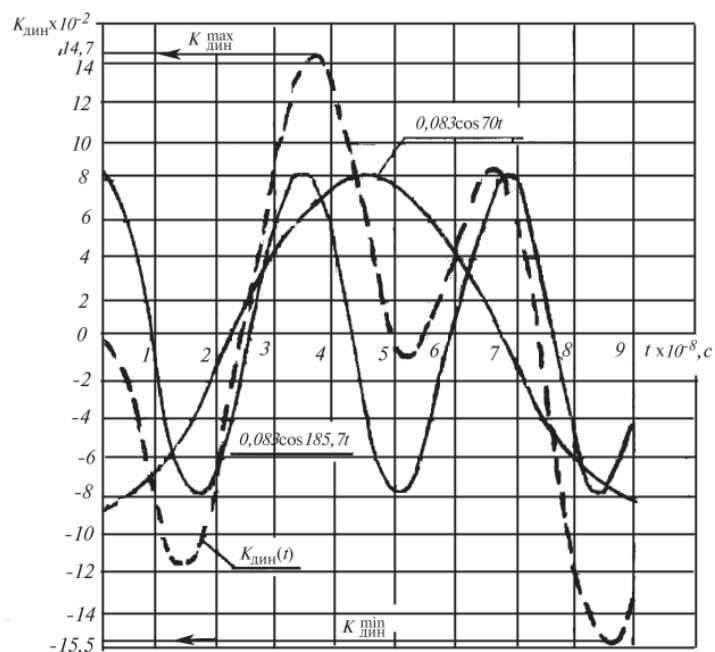
Промежуточные результаты расчета $K_{\text{дин}}$

$t \cdot 10^{-2}, \text{с}$	$-0,083 \cos 70t$
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 наддрессорного 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

ξ	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 ξ в пределах от 0,2 до 3,0. Согласно выражению (9) рассчитаем параметры амплитудной частотной характеристики колебаний для заданных значений ξ .

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 ξ 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 μ_g резко возрастает, принимая значения от

1,54 до 5,09. При дальнейшем увеличении скорости движения, а следовательно, ω и ξ , значения μ_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 $\omega = \omega_c = \sqrt{\frac{J}{m}}$,

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

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

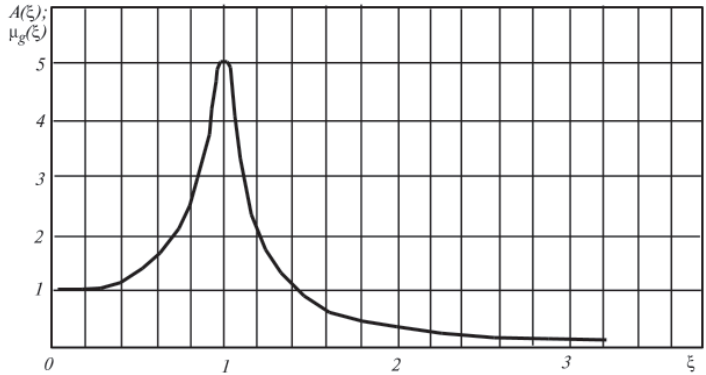


Рис. 10. Амплитудная частотная характеристика перемещений подпрыгивания надрессорного строения модели тепловоза

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).

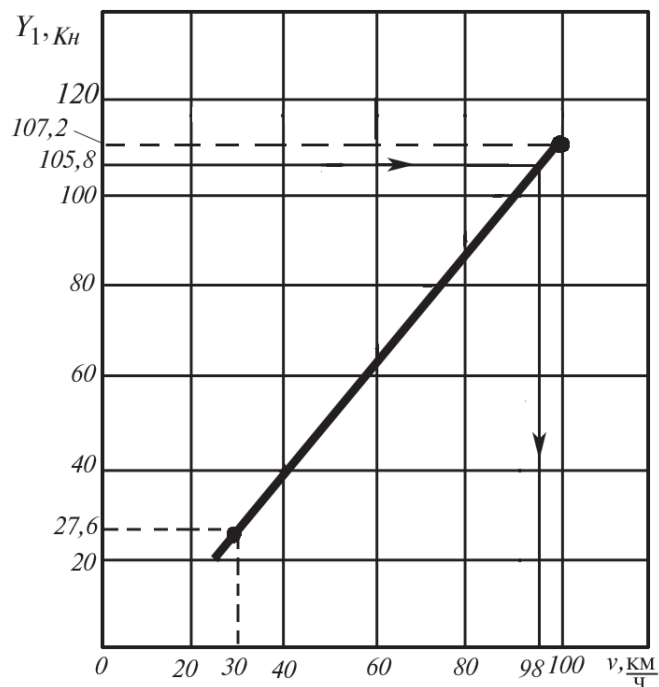


Рис. 11. Зависимость направляющего усилия от скорости движения по кривой для наружного колеса первой колесной пары

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

Устойчивость колеса против схода с рельсов определяется соотношением (16)

$$\frac{Y'}{P_A} < 1,5 \text{ или}$$

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

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

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

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 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.