

0-63  
СССР — МПС  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

АСПИРАНТ А. Н. ОРЛОВСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
ТУПЫХ КРЕСТОВИН  
ПОД ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКОЙ

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

ДНЕПРОПЕТРОВСК  
1963

СССР — МПС  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

АСПИРАНТ А. Н. ОРЛОВСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
ТУПЫХ КРЕСТОВИН  
ПОД ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКОЙ

*6925a*

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, профессор  
ФРИШМАН М. А.

ДНЕПРОПЕТРОВСК  
1963

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого совета по строительно-эксплуатационным специальностям

*« 8 января - февраля »* 1964 года

Автореферат разослан

*« 20 » декабря* 1963 года

Отзывы по настоящему автореферату просьба направлять по адресу: г. Днепропетровск-10, Севастопольская, 15.  
ДИИТ. Ученому секретарю совета.

## ВВЕДЕНИЕ

Программой Коммунистической партии Советского Союза, принятой XXII съездом КПСС, предусматривается построение материально-технической базы коммунизма в период ближайших двух десятилетий.

Реализация этой главной политической и экономической задачи программы требует ускоренного развития всех видов транспорта и в первую очередь железнодорожного.

Одной из важнейших черт технического прогресса на транспорте является неуклонное повышение скоростей движения поездов при сохранении полной безопасности эксплуатации железнодорожных путей.

Настоящий труд посвящен решению задачи о повышении скоростей движения поездов на участках перекрестных стрелочных переводов и глухих пересечений. Одновременно рассмотрен вопрос об условиях и средствах повышения безопасности движения поездов по этим сложным конструкциям соединений и пересечений пути.

### 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

На сети железных дорог страны, наряду с большим количеством обыкновенных стрелочных переводов, имеется некоторое число перекрестных переводов и глухих пересечений. В связи с наличием ряда технико-экономических достоинств этих переводов, основным из которых является их малая длина, укладка их довольно часто предусматривается в проектах новых и особенно при переустройстве существующих железнодорожных станций и крупных узлов. Особенно большое распространение имеют перекрестные переводы и глухие пересечения на путях надвига на сортировочные горки.

Однако широкому распространению перекрестных переводов препятствуют присущие им недостатки.

К числу их следует отнести:

а) низкие допускаемые скорости движения по этим переводам;

б) наличие неперекрытого вредного пространства в зоне тупых крестовин, которое способствует ухудшению условий безопасности движения поездов по ним;

в) малый срок службы тупых крестовин по сравнению с острыми.

Продольный профиль тупых крестовин в настоящее время остался таким, каким был принят еще в 1916 году по аналогии со сборнорельсовыми острыми крестовинами. Наблюдения показывают, что этот профиль не обеспечивает достаточно удовлетворительных условий взаимодействия колеса и крестовины.

Устранение присущих перекрестным переводам недостатков будет способствовать более широкому использованию таких переводов.

Таким образом, необходима постановка специальных исследований, результаты которых способствовали бы улучшению условий динамического взаимодействия колес подвижного состава с тупыми крестовинами перекрестных переводов, продления их срока службы и обеспечения надлежащей безопасности движения поездов.

В основу излагаемого исследования положено решение следующих задач:

1. Выявление основных причин, вызывающих интенсивный износ сердечников и контррельсов тупой крестовины.

2. Теоретическое исследование динамического воздействия колес на тупую крестовину.

3. Установление допускаемых скоростей движения поездов по тупым крестовинам.

4. Установление причин схода легковесных двухосных вагонов на перекрестных переводах.

5. Разработка практических рекомендаций по вопросам улучшения конструкции тупых крестовин и обеспечения безопасности движения поездов по ним.

## **2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ТУПУЮ КРЕСТОВИНУ ПРИ ПЕРЕКАТЫВАНИИ ПО НЕЙ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Возникновение вертикальных дополнительных динамических сил связано с нарушением непрерывности рельсовой нити в зоне крестовины. При перекатывании колеса с одного элемента крестовины на другой (с усовика на сердечник и обратно) вследствие отвода усовика, наличия уклона продольного

профиля сердечника и коничности бандажа, центр тяжести неподдрессоренного груза описывает некоторую траекторию в вертикальной плоскости. При движении колеса по такой траектории (неровности) возникают колебания экипажа и пути, и, как следствие, дополнительные давления колеса на крестовину.

Таким образом, для определения динамических сил воздействия подвижного состава на крестовину необходимо решить задачу о взаимодействии колеса и пути на участке изолированной неровности. Закон изменения возмущающей силы при этом определяется уравнением траектории движения центра тяжести колеса.

В работе получены траектории (неровности) для случаев перекаtywания колес с новым и изношенным профилем (средне-сетевой износ) по тупым крестовинам типа Р43 марки 1/9 с существующим профилем сердечника и профилем 1952 года. Кроме того, произведен подсчет элементов неровностей при перекаtywании нового колеса по тупой крестовине с подвижными сердечниками.

Вопросам теории взаимодействия пути и подвижного состава в зоне изолированной неровности пути посвящены работы К. Н. Мищенко, М. Ф. Вериги, Г. М. Шахунянца, В. Н. Данилова, М. И. Кулагина, С. С. Крепкогорского, Р. С. Липовского, И. С. Леванкова и др.

В нашем случае расчета сил на неровности в зоне тупой крестовины наиболее удобно использовать расчетную схему С. С. Крепкогорского.

Аналитическое решение задачи при форме неровности, характерной для крестовины, легко выполняется методами операционного исчисления. Анализ продольных профилей крестовины, исследование различных вариантов расчетных схем и различных расчетных параметров целесообразнее провести использованием метода электрического моделирования.

В качестве расчетной схемы для определения дополнительных вертикальных динамических сил, действующих на тупую крестовину, в рассматриваемом исследовании принята система с тремя степенями свободы. Рассматривая состояние динамического равновесия этой системы, получим следующую систему дифференциальных уравнений движения:

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{y}_3 + \alpha (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + \mathcal{J}_3 (y_3 - y_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - \alpha (y_3 - y_2) - \mathcal{J}_3 (y_3 - y_2) + \mathcal{J}_2 (y_2 - y_1) &= \mathcal{J}_2 \eta \\ m_1 \ddot{y}_1 + f y_1 - \mathcal{J}_2 (y_2 - y_1) + \mathcal{J}_1 y_1 &= -\mathcal{J}_2 \eta \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь  $m_1, m_2, m_3$  — приведенная масса пути, масса неподдрессоренного и подрессоренного грузов;  
 $y_1, y_2, y_3$  — перемещения соответствующих масс от положения статического равновесия;  
 $f$  и  $\alpha$  — параметры, характеризующие вязкое трение в основании крестовины и в рессорном комплекте;  
 $j_2 \eta(t)$  — возмущающая сила, закон изменения которой описывается уравнением траектории движения центра тяжести неподдрессоренного груза по крестовине.

Решение системы линейных дифференциальных уравнений (1) выполнено операционным методом.  
 Обозначим изображения функций  $y_i(t)$  через  $y_i(p)$ , т. е.

$$y_i(t) \leftarrow y_i(p)$$

Изображения производных от функций  $y_i(t)$  при нулевых начальных условиях будет:

$$\dot{y}_i(t) \leftarrow p y_i(p)$$

$$\ddot{y}_i(t) \leftarrow p^2 y_i(p)$$

Изображение графика возмущающей силы  $\eta(t)$  обозначим через  $\eta(p)$ :

$$\eta(t) \leftarrow \eta(p)$$

Заменим в уравнениях (1) функции  $y_i(t)$  и их производные соответствующими изображениями. Обозначив коэффициенты, стоящие при неизвестных  $y_i(p)$  через  $A_{ki}$ , а правые части уравнений через  $B$  и  $C$ , получим следующую систему изображающих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} A_{13}y_3(p) - A_{12}y_2(p) + A_{11}y_1(p) &= 0 \\ -A_{23}y_3(p) + A_{22}y_2(p) - A_{21}y_1(p) &= B \\ A_{33}y_3(p) - A_{32}y_2(p) - A_{31}y_1(p) &= -C \end{aligned} \right\} (2)$$

Эта система алгебраических уравнений легко решается при помощи определителей по формулам Крамера и в операторной форме имеет следующий вид:

$$y_1(p) = \frac{b_1 \eta(p) (C_4 p^4 + C_3 p^3 + C_2 p^2 + C_1 p + C_0)}{a_6 p^6 + a_5 p^5 + a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0} \quad (3)$$

Здесь  $C_{i_n}$ ;  $b_i$ ;  $a_i$  — сокращенные обозначения постоянных коэффициентов при  $p^n$ .

Возмущающая сила, имеющая вид графика полигональной функции  $\eta(t)$ , для нашего случая, в операторной форме приводится к следующему виду:

$$\eta(p) = \frac{V}{p} \left[ i_1 + (i_2 - i_1) e^{-p\tau_1} + (i_3 - i_2) e^{-p\tau_2} + (i_4 - i_3) e^{-p\tau_3} + (i_5 - i_4) e^{-p\tau_4} - i_5 e^{-p\tau_5} \right] = \frac{V}{p} \cdot F \quad (4)$$

где:  $V$  — скорость движения колеса по неровности;

$i_k$  — уклоны элементов неровности;

$\tau_k$  — время движения колеса от начала неровности до конца каждого ее элемента.

После отыскания корней знаменателя функция  $y_i(p)$  легко раскладывается на простые дроби и имеет вид:

$$y_i(p) = b_i V \left( \frac{D}{p} + \sum_{k=1}^{k=3} \frac{A_k p + B_k}{p_2 + 2h_k p + v_k^2} \right) \cdot F \quad (5)$$

Коэффициенты разложения  $A_k$ ,  $B_k$  и  $D$  вычисляются методом неопределенных коэффициентов\*.

Оригинал этого выражения легко отыскивается по таблицам и при использовании теоремы запаздывания. В результате получаем, что:

$$\begin{aligned} y_i(t) = & b_i V D t + b_i V \sum_{k=1}^{k=3} \left\{ H_k i_1 + i_1 e^{-ht} (N_k \sin \eta t - H_k \cos \eta t) + \right. \\ & + b_i V D (i_2 - i_1) (t - \tau_1) + b_i V \sum_{k=1}^{k=3} \left\{ H_k (i_2 - i_1) + \right. \\ & \left. + (i_2 - i_1) e^{-h(t-\tau_1)} [N_k \sin \eta(t - \tau_1) - H_k \cos \eta(t - \tau_1)] \right\} + \\ & + \dots - b_i V D i_n (t - \tau_n) - b_i V \sum_{k=1}^{k=3} \left\{ H_k i_n + \right. \\ & \left. + i_n e^{-h(t-\tau_n)} [N_k \sin \eta(t - \tau_n) - H_k \cos \eta(t - \tau_n)] \right\} \quad (6) \end{aligned}$$

Определив по формуле (6) перемещения масс  $m_i$ , можно легко определить силы взаимодействия колеса и крестовины, как произведение перемещений на соответствующие жесткости.

Из анализа формулы (6) видно, что при постоянных параметрах механической системы величина вертикального дополнительного воздействия колеса на крестовину зависит от ал-

гебраической разности уклонов элементов неровности и скорости движения поезда. С увеличением абсолютной разности уклонов динамические силы растут. Таким образом, существенного уменьшения динамического воздействия колес подвижного состава на тупую крестовину можно добиться путем соответствующей проектировки продольного профиля.

Определение дополнительного динамического воздействия на крестовину значительно упрощается, если для решения уравнений (1) применить метод электромеханических аналогий, что и было сделано в данной работе.

Моделирование выполнялось по первой системе электромеханических аналогий.

Дифференциальные уравнения колебаний в электрической системе имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} L_3 \ddot{q}_3 + R_3 (\dot{q}_3 - \dot{q}_2) + \frac{1}{C_3} (q_3 - q_2) &= 0 \\ L_2 \ddot{q}_2 - R_3 (q_3 - \dot{q}_2) - \frac{1}{C_3} (q_3 - q_2) + \frac{1}{C_2} (q_2 - q_1) &= e(t) \\ L_1 \ddot{q}_1 + R_1 \dot{q}_1 - \frac{1}{C_2} (q_2 - q_1) + \frac{1}{C_1} q_1 &= -e(t), \end{aligned} \right\} (7)$$

где:  $L_1, L_2, L_3$  — коэффициенты самоиндукции катушек соответствующих контуров;

$C_1, C_2, C_3$  — емкости конденсаторов тех же контуров;

$q_1, q_2, q_3$  — электрические заряды;

$R_1, R_3$  — омические сопротивления;

$e(t)$  — электродвижущая сила, изменяющаяся по закону возмущающей силы в механической системе.

Уравнения (7) аналогичны дифференциальным уравнениям (1) механической системы, следовательно, аналогичны и явления, протекающие в рассматриваемых системах. В этих уравнениях имеют место следующие соответствия:

$$\begin{aligned} m_1 &\rightarrow L_1; & j_1 &\rightarrow C_1; & f &\rightarrow R_1; & \alpha &\rightarrow R_3 \\ y_1 &\rightarrow q_1; & j_2 \eta(t) &\rightarrow e(t) \end{aligned}$$

Численные решения задач на электрической модели возможны, если явления в обеих системах будут не только аналогичны, но и подобны. Для этого параметры электрической модели должны подсчитываться по критериям подобия.

Для данной задачи путем анализа уравнений (1) и (7) получены следующие критерии подобия:

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{m_1}{m_3} L_3; & L_2 &= \frac{m_2}{m_3} L_3; \\ C_1 &= \frac{m_3}{j_1 n^2 L_3}; & C_2 &= \frac{m_3}{j_2 n^2 L_3}; & C_3 &= \frac{m_3}{j_3 n^2 L_3} \end{aligned}$$

$$R_1 = \frac{fn}{m_3} L_3; \quad R_3 = \frac{\alpha n}{m_3} L_3 \quad (8)$$

В этих формулах  $n$ —отношение времен протекания процессов в механической и электрической системах.

Для определения сил взаимодействия колеса и крестовины получены формулы:

$$P_i = \frac{e_i}{e(t)} W(t) \quad (9)$$

Здесь: отношения  $\frac{e_i}{e(t)}$  устанавливаются при моделировании;

$W(t) = j_2 \eta(t)$  известно по условию задачи;

$P_i$  (при  $i = 1, 2, 3$ ) — силы, действующие соответственно на основание крестовины, на контакте между колесом и крестовиной и в рессорном комплекте;

$e_i$  — падения напряжений на трех различных участках цепи и пропорциональные силам  $P_i$ .

Результаты моделирования представляются в виде серии осциллограмм, в результате расшифровки которых получаем количественные данные о величинах сил взаимодействия колеса и крестовины.

Итоги обработки осциллограмм в виде зависимостей дополнительных динамических сил в функции скорости при перекачивании колес по обычным тупым крестовинам в направлении с усовика на сердечник и обратно представлены на рис. 1. На рис. 2 даны аналогичные зависимости для тупой крестовины с подвижными сердечниками.

Приведенные на графике рис. 1 и 2 дополнительные вертикальные силы приняты нами в качестве критерия для оценки продольного профиля крестовины.

Из графика на рис. 1 следует, что при перекачивании колес как по крестовинам с существующим профилем, так и с профилем 1952 года возникают большие динамические силы (порядка 45—55 т). Эти динамические силы и являются основной причиной быстрого износа тупых крестовин.

Анализ осциллограмм с записями сил  $P_2$  (силы на контакте между колесом и крестовиной) показывают, что максимальная величина этой силы действует на участке сердечника от его сечения 20 мм до сечения 40 мм. На участке, где ширина сердечника 40÷50 мм и далее, величины динамических сил гораздо меньше максимальных.

Аналогичная зона максимального воздействия имеется и на усовике. В результате этого продольный профиль тупой крестовины не прирабатывается.

Уменьшения динамического воздействия подвижного состава на тупые крестовины, а, следовательно, и продления их срока службы, можно добиться изменением продольного профиля. При этом алгебраическая разность уклонов сопрягаемых элементов должна быть минимальной.

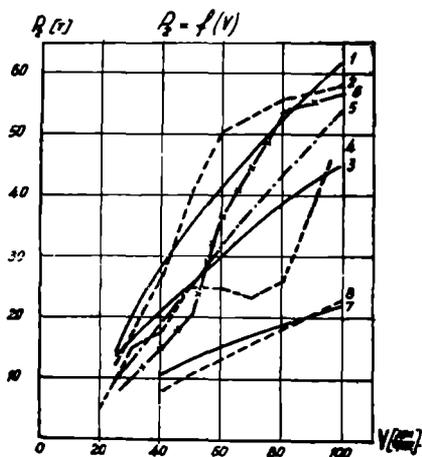


Рис. 1\*)

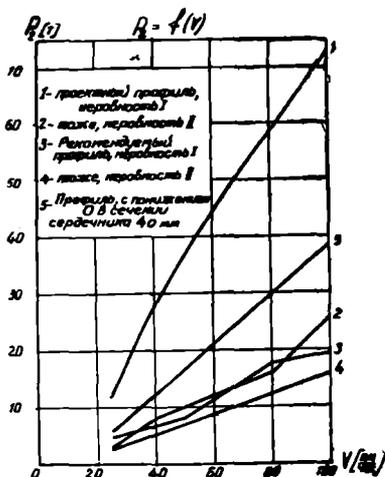


Рис. 2

Улучшить продольный профиль за счет изменения уклона нисходящей ветви неровности у тупых крестовин нельзя. Повышение усовика для одного направления движения будет отрицательно сказываться на характере перекатывания по другому направлению.

Улучшение продольного профиля тупой крестовины может быть осуществлено только путем соответствующей проектировки профиля сердечника.

В проведенных нами исследованиях было рассмотрено несколько вариантов продольного профиля тупой крестовины. Наиболее приемлемый из них представлен на рис. 3. Там же показана траектория движения по такому профилю. Величины возникающих дополнительных динамических сил для этого профиля даны на рис. 1 (линии 7 и 8).

\*) Здесь силы взаимодействия колеса и тупой крестовины в случае: 1) существующего профиля, движение с усовика на сердечник нового колеса; 2) то же, движение обратное; 3) существующего профиля, движение с усовика на сердечник изношенного колеса; 4) то же, движение обратное; 5) профиля 1952 г. движение с усовика на сердечник нового колеса; 6) то же, движение обратное.

При улучшении продольного профиля уменьшаются как силы  $P_2$ , так и силы, действующие на основание крестовины.

Исследования на модели показывают, что крестовина с подвижным сердечником по величине силы воздействия на основание лучше обычной крестовины.

Из анализа графиков рис. 1 и 2 видно, что продольный профиль неподвижного сердечника тупой крестовины новой конструкции запроектирован неудачно. Силы  $P_2$  на этих крестовинах получились одного и того же порядка.

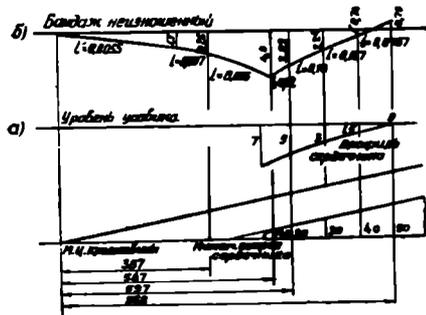


Рис. 3

Улучшение продольного профиля тупой крестовины с подвижными сердечниками осуществляется таким же порядком, как у обычной тупой крестовины. Такие рекомендации даются в работе.

Кроме анализа продольного профиля крестовины, в работе исследовалось влияние различных параметров механической системы на величины динамических сил взаимодействия колеса и крестовины.

Проведено исследование влияния таких факторов, как учет колебаний подрессоренного груза, сил сопротивления в пути, масс пути и неподрессоренного груза, жесткости пути и контактной жесткости колеса и крестовины.

Анализ показывает, что при учете колебаний подрессоренного груза имеет место некоторое уменьшение сил взаимодействия колеса и крестовины. Если принять за 100% значения сил при неучете подрессоренного груза, то с его учетом получим, что сила на контакте между колесом и крестовиной уменьшится на 2÷5 т или на 7—10%. Для сил, действующих на основание, это уменьшение равно 2÷4 тоннам или 8—15%, а в некоторых случаях составляет 20%. Уменьшение величин  $P_1$  и  $P_2$  связано с появлением разгружающих сил в рессоре ( $P_3$ ) в момент прохождения колеса по неровности.

Исследования влияния сил сопротивления в пути показывают, что изменение силы сопротивления (в диапазоне  $\frac{h}{v} = 0,1 \div 0,4$ ) незначительно, или даже вообще (при  $U = 300 \text{ кг/см}^2$ ), не влияет на величину силы  $P_2$ . При больших

жесткостях подрельсового основания ( $U=1000-1500$  кг/см<sup>2</sup>) с увеличением сил сопротивления в пути величина контактной силы плавно уменьшается. Так, при  $\frac{h}{v} = 0,4$  они (силы  $P_2$ ) на 10—12% меньше по сравнению с силами, имеющими место при  $\frac{h}{v} = 0,1$ .

Здесь  $h$ —коэффициент, характеризующий сопротивление колебаниям;

$v$  — частота свободных колебаний системы.

Аналогичное влияние оказывают силы сопротивления и на силы, действующие на основание.

Жесткость пути оказывает значительное влияние на величину силы  $P_1$  и почти не влияет на силу  $P_2$ . Особенно большое влияние на величину сил  $P_1$  оказывает увеличение жесткости пути при больших величинах неподрессоренных масс. Так, при массе неподрессоренного груза, равной 1 кг сек<sup>2</sup>/см с изменением модуля упругости пути от 300 до 1500 кг/см<sup>2</sup> сила  $P_1$  увеличивается в 2—3 раза, а при неподрессоренном грузе, равном 3 кг сек<sup>2</sup>/см—в 3÷5 раз. Сила  $P_2$  при таких же условиях увеличивается только на 10—15%.

Увеличение массы пути при неизменной его жесткости ведет к уменьшению сил, действующих на подрельсовое основание и к увеличению сил  $P_2$ . Увеличение контактных сил  $P_2$  составляет 5—10% при увеличении массы пути на 1 кг сек<sup>2</sup>/см.

Существенное влияние на величину контактных сил оказывает величина контактной жесткости колеса и рельса. При изменении контактной жесткости от  $2.10^5$  до  $10.10^5$  кг/см, т. е. в 5 раз, сила  $P_2$  увеличивается в 1,5—2 раза. Меньший предел увеличения силы  $P_2$  соответствует меньшей массе пути. В гораздо меньшей степени изменение контактной жесткости сказывается на величине сил, действующих на основание ( $P_1$ ).

### **3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ТУПЫХ КРЕСТОВИН**

Эксперименты выполнялись на обычной тупой крестовине марки 1/9 типа Р43, уложенной в соответствии с эapurой перекрестного перевода на обычном пути. \*) Крестовины укладывались на щебеночном балласте.

Измерение динамических давлений колеса на крестовину

\*) Эти исследования выполнялись проблемной путепыпытательной лабораторией ДИИТа в 1960 г. на ст. Красный Лиман Донецкой ж. д. при непосредственном участии автора под руководством проф. М. А. Фришмана.

производилось методами электротензометрии и сводилось к определению деформаций сжатия в шейке усового (коленного) рельса. Проволочные датчики наклеивались вертикально с обеих сторон шейки рельса, с тем чтобы исключить влияние изгиба шейки на результаты измерения. Компенсационные датчики наклеивались на отдельно расположенный кусок рельса.

Запись показаний датчиков после усиления сигнала усилителем типа УТС-1 ВТ-12 осуществлялась осциллографом типа МПО-2, в котором были установлены гальванометры I типа. Тарировка датчиков осуществлялась путем медленного прокатывания колес вагонов по тупой крестовине.

Абсолютные величины дополнительных вертикальных сил, замеренные в опытах при малых скоростях, получились близкими к результатам моделирования аналогичной задачи. При больших скоростях они в 1,5 раза меньше сил, полученных на модели. Это связано с тем, что датчики располагались за зоной максимальных воздействий. Отдельные максимальные дополнительные силы при скорости 70 км/ч достигали 30 тонн, т. е. тех же величин, которые получены и при моделировании.

Следовательно, для более детального анализа вертикальных сил, действующих на крестовину, для анализа продольного профиля сердечника и тем более для сравнения различных вариантов продольных профилей сердечника можно с успехом применять метод электрического моделирования.

#### **4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОНТРРЕЛЬСЫ ТУПОЙ КРЕСТОВИНЫ И ОБЫКНОВЕННОГО СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА**

Сила бокового воздействия колес на направляющие грани элементов крестовины является основным критерием при установлении допускаемых скоростей движения по прямому пути стрелочных переводов.

В настоящее время для оценки бокового воздействия принимают потерю кинетической энергии ( $W$ ) при ударе колеса в контррельс

$$W = V^2 \sin^2 \beta y \quad (10)$$

Допускаемая скорость движения по тупым крестовинам устанавливается, исходя из требования, чтобы сила удара в контррельс и в нерабочую грань сердечника была не больше, чем в острой крестовине.

Исходя из этого требования, для определения скорости движения по тупым крестовинам пользуемся зависимостью

$$V_{\tau} = \frac{\sin \beta_0}{\sin \beta_{\tau}} V_0 \quad (11)$$

Здесь  $V_0$  и  $\beta_0$  — допускаемая скорость и угол отвода контррельса для острой крестовины;

$V_{\tau}$  и  $\beta_{\tau}$  — соответственно то же для тупой крестовины.

Расчеты скоростей движения по формуле (11) для тупых крестовин различных типов и марок приведены в табл. 1.

Исходя из совместного анализа ряда факторов, обуславливающих допускаемые скорости, в работе даются рекомендации величин допускаемых скоростей движения поездов по тупым крестовинам различных марок. Рекомендуемые скорости также приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Наименование величины	Ограничивающий элемент крестовины	Тупые крестовины марки и типа					
		1/9		2/11		2/9	
		P50	P43	P50	P43	P50	P43
$\sin \beta_{\tau}$	контррельс	0,034996		0,05989	0,03131	0,0655	0,028
	сердечник	0,045605		0,05989	0,05989	0,05989	0,0528
$V_{\text{доп}}$ [км/ч] по расчету	контррельс	82	58	48	64	44	72
	сердечник	63	44	48	34	48	38
Рекомендуемые $V_{\text{доп}}$ [км/ч]	—	70	60	50		50	

Объект сравнения: острая крестовина обыкновенного стрелочного перевода марки 1/9; допускаемая скорость движения для крестовин типа P50—100 км/ч, для типа P43—70 км/ч  $\sin \beta_{\tau} = 0,028745$ .

Для улучшения условий взаимодействия колес подвижного состава с элементами тупой крестовины марки 1/9 можно рекомендовать увеличение длины перехода по нерабочей грани сердечника от желоба 65 мм до желоба 46 мм. А для крестовин марки 2/11 и 2/9 типа P50 следовало бы увеличить длину

этого же отвода и по контррельсам. Рекомендуемые длины отводов контррельсов и сердечников даются в работе.

При измененных длинах отводов желобов и рекомендуемых скоростях движения величины боковых воздействий ( $W$ ) подвижного состава на все элементы тупой крестовины не превосходят величины  $W_0$  у обыкновенных стрелочных переводов.

При экспериментальных исследованиях работы тупых крестовин под подвижной нагрузкой нами была сделана попытка определить абсолютные величины поперечных горизонтальных сил, действующих на контррельсы тупых крестовин марок 2/9 и 1/9. Для сравнения определялись поперечные силы, действующие на контррельс острой крестовины.

Проведение опытов осуществлялось на двух тупых крестовинах типа Р43 марок 1/9 и 2/9. На этом же пути, на расстоянии 25 м от места укладки тупых крестовин, был уложен контррельс обыкновенного стрелочного перевода.

Измерение поперечных горизонтальных сил осуществлялось с помощью проволочных датчиков сопротивления. Запись указанных сил выполнялась осциллографами типа МПО-2 с усилителями при использовании гальванометров (шлейфов) 1 типа, имеющих собственную частоту колебаний 5000 герц.

Датчики для записи сил располагались горизонтально по нерабочей грани направляющих частей контррельсов группами (зонами) по 3 штуки. Всего на паре тупых крестовин было 12 точек. На контррельсе острой крестовины было 3 точки. Компенсационные датчики располагались на отдельном кусочке рельса. Тарировка каждой точки на силы осуществлялась при помощи путеразгонщика, которым создавалась известная по величине поперечная горизонтальная сила.

Анализ осциллограмм с записями поперечных горизонтальных сил показал, что процесс взаимодействия колеса и контррельса носит ударный характер. Записи этих сил аналогичны по характеру с записями вертикальных сил при взаимодействии колеса и рельса на участках коротких неровностей.

В результате обработки осциллограмм получено, что на контррельс острой крестовины действует ударная поперечная горизонтальная сила порядка 8—12 тонн. Величины поперечных горизонтальных сил, действующих на контррельсы тупых крестовин, приведены в сводной табл. 2.

Сопоставление результатов экспериментов для тупых крестовин марок 1/9 и 2/9 и для контррельса острой крестовины говорит о возможности рекомендовать в качестве допускаемых величины скоростей, приведенные в табл. 1.

Таблица 2

## Экспериментальные величины поперечных горизонтальных сил (в тоннах)

Место измерения	Крестовина марки 1/9					Крестовина марки 2/9				
	10		40		70	10		40		70
	четное	нечетное	четное	нечетное	четное	четное	нечетное	четное	нечетное	четное
I зона	7,5	7,2	11,9	9,7	12,6	13,6	13,5	29,6	27,6	41,5
	7,1	6,4	9,9	8,8	11,4	11,3	11,6	25,8	23,0	35,4
II зона	7,8	10,4	13,5	9,7	18,6	16,0	18,1	32,6	20,8	46,0
	7,4	8,4	12,9	8,5	15,3	14,6	16,3	28,3	16,3	32,0
III зона	6,5	6,2	8,0	12,1	12,0	9,5	10,9	12,1	19,3	21,0
	5,3	5,3	7,3	10,5	10,0	8,1	9,0	10,5	16,0	15,4
IV зона	7,0	7,6	10,4	11,6	11,7	14,5	14,4	26,8	24,7	31,2
	6,5	7,2	8,0	8,6	9,0	12,6	12,9	23,7	22,3	24,7

Примечание. В числителе дано наибольшее значение силы, в знаменателе — среднее значение.

## 5. ОБ УСЛОВИЯХ БЕЗОПАСНОГО ДВИЖЕНИЯ ВАГОНОВ ПО ПЕРЕКРЕСТНЫМ СТРЕЛОЧНЫМ ПЕРЕВОДАМ

Наряду с установлением повышенных скоростей движения по перекрестным переводам, актуальное значение имеют исследования движения экипажей по этим переводам при малых скоростях. Это связано с тем, что за последние годы на ряде дорог сети значительно участились сходы вагонов при их движении по двойным перекрестным стрелочным переводам.

Анализ материалов о сходах показывает, что сходы в большинстве случаев имеют место при перекатывании колес легковесных двухосных вагонов по тупым крестовинам, уложенным только на путях надвига на сортировочные горки. На тех перекрестных переводах, по которым проходят поезда с установившимся режимом движения, сходов не бывает.

Расчеты показывают, что сход может произойти в том случае, если колесная пара повернется на угол  $\alpha/2$  и сдвинется в сторону желоба другого направления ( $\alpha$  — угол крестовины). Рассмотрение соотношений геометрических размеров, с учетом отступлений от норм содержания экипажа и пути на участке тупой крестовины, показывает, что поворот оси и ее сдвиг возможны только в том случае, если на направляющую колесную пару будет действовать достаточно большая поперечная горизонтальная сила.

Для того, чтобы проверить условия и получить картину схода порожних двухосных вагонов на тупых крестовинах, нами в период проведения опытов на ст. Красный Лиман (см. пункт 3) был проведен специальный опыт по организации искусственного схода на тупой крестовине марки 1/9.

Во время опыта порожний двухосный вагон размещался между паровозом и тяжелыми вагонами. При надвиге вагона на тупую крестовину действие поперечной горизонтальной силы имитировалось при помощи гидравлического домкрата. Состав двигался вагонами вперед со скоростью 3—5 км/час. Характер перекатывания колес по крестовине фиксировался четырьмя кинокамерами типа «Киев», установленными на направляющей оси двухосного вагона.

При организации искусственного схода было осуществлено несколько заездов опытного состава. В первых заездах домкратом создавалась боковая сила 4 и 6 тонн. При создании такой силы колесо в момент подхода к сердечнику ударялось гребнем в его острие и направлялось в желоб правильного направления. Схода не происходило.

При создании домкратом силы 8—10 тонн гребень движущегося колеса оказывался против острия сердечника и легко вводил к тому, что гребень колеса после удара в сердечник и частичного взползания на него опускался в желоб другого направления.

Обработка кинолент показала, что фактические величины переднего забега колеса (относительно сердечника) и заднего (относительно контррельса) близки к расчетным.

Величина опережения центра одного из колес (по отношению к малой диагонали ромба) в эксперименте оказалась меньше расчетной. Это свидетельствует о повороте колесной пары на некоторый угол, что ведет к увеличению величины неперекрытия вредного пространства. Величина неперекрытия при наших опытах получилась равной 80—110 мм.

Таким образом, эксперимент показал, что при наличии боковых сил, действующих вдоль оси колесной пары двухосного вагона в момент ее нахождения на тупой крестовине и достигающих 8—10 тонн, имеет место неизбежный сход.

Полная ликвидация сходов вагонов на тупых крестовинах может быть достигнута только при применении тупых крестовин с подвижными сердечниками, у которых рельсовая нить на всем протяжении непрерывна. В настоящее время такие крестовины созданы и испытываются.

Предварительные итоги наблюдений за работой в пути тупой крестовины с подвижными сердечниками, а также результаты динамических испытаний, проведенных проблемной путепытательной лабораторией ДИИТа при непосредственном участии автора, под руководством проф. М. А. Фришмана, говорят о работоспособности и перспективности данной конструкции.

Впредь до укладки таких крестовин необходимо ввести специальные условия, определяющие режим и порядок надвига поездов на горки, где уложены перекрестные переводы. Эти условия должны способствовать обеспечению максимальной плавности движения поезда.

## 6. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

1. Исследования показали, что при перекаtywании колес подвижного состава по тупым крестовинам возникают большие дополнительные вертикальные динамические силы. Эти силы являются основной причиной быстрого износа тупых крестовин.

Появление этих сил связано с наличием неровности на тупых крестовинах в зоне перекаtywания колес с одного элемента крестовины на другой.

2. Улучшения продольного профиля тупых крестовин можно добиться соответствующей проектировкой сердечника. При этом алгебраическая разность уклонов сопрягаемых элементов неровности должна быть минимальной. Это ведет к уменьшению дополнительных вертикальных динамических сил, действующих на крестовину, и продлению ее срока службы.

Улучшенные продольные профили, отвечающие этим условиям, для обычной тупой крестовины и крестовины с подвижными сердечниками, рекомендуются в настоящей работе.

3. Допускаемые скорости движения поездов по тупым крестовинам можно повысить по сравнению с установленными в настоящее время.

В частности, можно рекомендовать в качестве допускаемых следующие скорости движения:

а) по тупым крестовинам марки 1/9 типа P50

$$V = 70 \text{ км/ч*};$$

б) по тупым крестовинам марки 1/9 типа P43

$$V = 60 \text{ км/ч};$$

в) по тупым крестовинам марок 2/11 и 2/9 типа P50 и P43

$$V = 50 \text{ км/ч}.$$

Для улучшения условий взаимодействия в горизонтальной плоскости колес подвижного состава и тупой крестовины следует несколько изменить (в сторону уменьшения) углы отвода направляющих элементов контррельса и сердечника. Такие рекомендации даются в работе.

4. Существующая конструкция тупой крестовины сама по себе не является причиной схода вагонов. Эта конструкция лишь способствует сходу при наличии совокупности причин схода (наличие оси легковесного вагона на тупой крестовине в момент появления большой поперечной силы).

Основная причина схода легковесных вагонов на перекрытых перегодах, уложенных на путях надвига вагонов на сортировочные горки,— неустановившийся режим движения состава в сжатом состоянии, при котором появляются большие поперечные горизонтальные силы. Эти силы заставляют направляющую колесную пару идти в желоб другого направления.

5. Для обеспечения безопасности движения поездов по

---

\*) Данная рекомендация принята Министерством путей сообщения для использования на всей сети железных дорог страны.

перекрестным стрелочным переводам необходимо применять тупые крестовины с подвижными сердечниками. В первую очередь эти крестовины необходимо укладывать на путях надвига поездов на сортировочные горки и на путях, где осуществляется маневровая работа.

6. Величина дополнительных вертикальных сил, действующих на крестовину, существенно зависит от геометрических размеров неровности (уклоны нисходящей и восходящей ветви, длина неровности) и скорости движения колес по ней. Наряду с этим величина дополнительных вертикальных сил зависит от ряда расчетных параметров пути и подвижного состава. К их числу в первую очередь следует отнести такие величины, как масса пути и неподрессоренного груза, жесткость пути и контактная жесткость между колесом и рельсом.

Следует отметить, что в настоящее время хорошо изучены значения таких параметров, как жесткость пути и масса неподрессоренного груза. Такие же величины, как приведенная масса пути и контактная жесткость, изучены совершенно недостаточно. В литературе даются для практического пользования лишь приближенные значения этих параметров. В то же время эти параметры существенно влияют на величины интересующих нас сил.

Для получения правильных результатов динамических расчетов пути в зоне неровностей необходима постановка специальных исследований с целью установления фактических значений массы пути и контактной жесткости между колесом и рельсом.

В меньшей степени на величины сил взаимодействия колеса и крестовины влияют такие факторы, как силы сопротивления в пути и учет колебаний подрессоренного груза.

7. Излагаемая в работе методика применения метода электрического моделирования для исследования динамического воздействия колеса на крестовину может быть использована при изучении широкого круга задач взаимодействия пути и подвижного состава.

---

## ОПУБЛИКОВАННЫЕ РАБОТЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ:

1. М. А. Фришман, Р. С. Липовский, А. Н. Орловский. Перекрестные переводы и безопасность движения. Журн. «Путь и путевое хозяйство». № 4, 1961.
2. М. А. Фришман, Р. С. Липовский, Л. Я. Воробейчик, А. Н. Орловский. Применение метода электрического моделирования к исследованию задач по взаимодействию пути и подвижного состава. Журн. «Бюллетень технико-экономической информации», МПС, № 3, 1962.
3. А. Н. Орловский. Теоретические исследования давления вертикальных сил при перекатывании колес подвижного состава по тупым крестовинам. Труды ДИИТа, вып. 42, 1962.
4. А. Н. Орловский. Применение метода электрического моделирования к исследованию сил взаимодействия колеса и тупой крестовины. Труды ДИИТа, вып. 42, 1962.
5. М. А. Фришман, Р. С. Липовский, А. Н. Орловский. Тупые крестовины с подвижным сердечником. Журн. «Путь и путевое хозяйство», № 10, 1963.

---

БТ 12438. Подписано к печати 4.XII.1963 г. Бумага 60x84. 1,25 печ. л.  
Заказ № 9789. Тираж 120 экз.

Областная газетно-журнальная типография Днепропетровского  
областного издательства, г. Днепропетровск, Ленинградская, 36.