

СССР—МПС
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Аспирант А. Ф. ЛОГВИН

ВЛИЯНИЕ НЕРОВНОСТЕЙ ПУТИ В ПЛАНЕ
НА СИЛЫ ЕГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
С ПОДВИЖНЫМ СОСТАВОМ В ПРЯМЫХ

Специальность № 432 «Железнодорожный путь»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1968

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор **М. А. Фришман**.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **В. Ф. Яковлев**,
профессор **М. А. Чернышов**.

Ведущее предприятие — служба пути Юго-Западной железной дороги.

Автореферат разослан «*5*» *февраля* 1968 г.

Защита диссертации состоится «*12*» *мая* 1968 г. на

заседании Совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта. Гор. Днепропетровск, 10, Университетская, 2, ДИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета

 (Ю.А. РАДЗИХОВСКИЙ)

НТБ
ДНУЖТ

На правах рукописи

Аспирант А. Ф. ЛОГВИН

ВЛИЯНИЕ НЕРОВНОСТЕЙ ПУТИ В ПЛАНЕ
НА СИЛЫ ЕГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
С ПОДВИЖНЫМ СОСТАВОМ В ПРЯМЫХ

Специальность № 432 «Железнодорожный путь»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1968

НТБ
ДНУЖТ

34162

ВВЕДЕНИЕ

XXIII съезд КПСС наметил грандиозную программу дальнейшего развития производительных сил нашей страны. Неслучайно, поэтому, при определении важнейших задач развития народного хозяйства, Директивы съезда партии по пятилетнему плану подчеркивают необходимость полного обеспечения потребности экономики и всего населения в перевозках.

Нарастающими темпами будет продолжаться техническое перевооружение транспортных артерий страны. Это означает создание новых совершенных типов подвижного состава, внедрение мощных конструкций пути и средств автоматики.

Одной из важнейших черт технического прогресса на железнодорожном транспорте является неуклонное повышение скоростей движения поездов. В этой связи немаловажное значение приобретает текущее содержание пути и, в частности, повышение класса точности содержания рельсовой колеи в плане и профиле. При повышенных скоростях движения (100—125 км/ч и более) одно из решающих значений имеет содержание пути по направлению. Это связано с тем, что при высоких скоростях движения для большинства современных локомотивов и вагонов характерно усиление колебаний виляния. Небезопасным становится наличие в пути коротких и длинных горизонтальных неровностей, а также боковой неравноупругости. В этой связи исследования по определению поперечных горизонтальных сил взаимодействия пути и подвижного состава являются особенно актуальными.

Целью настоящей работы является исследование динамического воздействия колес подвижного состава на рельсы, вызванного отступлениями в содержании рельсовой колеи по направлению (углы в плане) и отводами этих отступлений разной крутизны.

Задача решается теоретическим путем на современных математических машинах.

Результаты, полученные в теории, проверяются специальными экспериментами, поставленными в натуре.

В итоге работы даны определенные рекомендации, которые могут быть использованы при уточнении норм и допусков устройства и содержания рельсовой колеи на прямых участках пути.

1. Состояние вопроса

Современный подвижной состав позволяет развивать высокие скорости движения, но реализация их связана с состоянием пути и особенно с содержанием его по направлению. Поэтому необходимо знать уровень боковых динамических сил, что позволит разрабатывать новые и более совершенные конструкции подвижного состава, верхнего строения пути, а также мероприятия по снижению бокового воздействия экипажей на путь.

Известно, что в процессе движения по пути тележечные экипажи подвержены интенсивному вилянию. Эти колебания возникают вследствие наличия горизонтальных неровностей в плане, неравноупругости рельсовых нитей и т. д.

В работах М. Ф. Вериги, В. Н. Данилова, С. С. Крепкогорского, А. А. Львова, Л. О. Грачевой, М. В. Алексеева, П. С. Анисимова установлено, что при обычных скоростях движения указанные виды колебаний имеют умеренную интенсивность. В отдельных же случаях могут возникать колебания резонансного типа.

Поэтому определение горизонтальных поперечных сил, обусловленных неровностями пути в плане, имеет чрезвычайно большое значение как с точки зрения оценки устойчивости движения подвижного состава, так и для расчетов пути на прочность.

Исследованиям прохождения подвижным составом горизонтальных неровностей и определению возникающих при этом горизонтальных поперечных сил посвящены работы В. Б. Меделя, М. Ф. Вериги, О. П. Ершкова, В. Н. Данилова, Г. В. Москаленко, Г. Г. Желнина.

Однако решение «вручную» составленных уравнений часто приводило к чрезвычайно громоздким вычислениям. Возникла необходимость применения современных математических машин.

В этой связи большим шагом вперед в области горизонтальной динамики взаимодействия пути и подвижного состава являются ценные работы, появившиеся в последнее время (Ю. С. Ромена, Н. Г. Чибизовой, Л. И. Винокурова).

НТБ
ДНУЖТ

Цели дальнейшего совершенствования метода определения горизонтальных поперечных сил, возникающих при движении железнодорожных экипажей в прямых участках пути с горизонтальными неровностями, посвящена настоящая диссертация.

При этом в порядке развития упомянутых работ рассмотрены:

1. Движение полного четырехосного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-О (в работе Л. И. Винокурова рассматривается движение двухосной тележки вагона);

2. Дана оценка влияния упругости рельсовых нитей в боковом направлении на силы взаимодействия и характер колебаний;

3. Исследованы случаи движения колес при условии набегания и без набегания их на рельсы;

4. Рассмотрено влияние главнейших параметров горизонтальных неровностей на характер и значение боковых сил.

2. Теоретические исследования влияния неровностей пути в плане на силы его взаимодействия с подвижным составом

Движение железнодорожных экипажей по пути может быть возмущенным и невозмущенным.

Теория устойчивости движения подвижного состава в прямых участках пути рассмотрена в работах В. Б. Меделя, В. А. Лазаряна, Н. А. Ковалева, М. А. Фришмана, С. М. Куценко, М. Л. Коротенко, А. А. Львова, Л. А. Манашкина, Т. А. Тибилова, В. А. Молодикова и др.

Из зарубежных работ, посвященных вопросам устойчивости движения, можно назвать исследования У. Рокара, А. Д. де Патера, Ц. Мюллера, Г. Боже и др.

При исследовании устойчивости движения подвижного состава полагалось, что подвижная единица движется по гладкому однородно-упругому пути (в вертикальной плоскости). Упругость рельсовых нитей в горизонтальной плоскости не учитывалась.

Влияние боковой упругости рельсов на горизонтальные колебания экипажей рассмотрено В. Б. Меделем, Н. А. Ковалевым, Т. Г. Тибиловым, А. Г. Полевиченко. Оказалось, что упругий путь создает более благоприятные условия устойчивости движения по сравнению с абсолютно жестким.

В. А. Лазаряном составлена система дифференциальных уравнений колебаний вагона, при этом вагон представлен как динамическая система, имеющая десять степеней свободы. Используя эти уравнения А. Г. Полевиченко получил систему дифференциальных уравнений с учетом упругих отжатий рельсов под каждой осью вагона.

Известно, что в пути имеют место различные отступления от правильного положения рельсовых нитей. Следовательно, задача о движении подвижного состава по пути является задачей о вынужденных колебаниях его под влиянием случайных воздействий.

В настоящей работе исследованы особенности динамического воздействия четырехосного полувагона на пути в прямых участках при наличии неровностей в горизонтальной плоскости. Для упрощения задачи в работе рассматриваются детерминированные неровности, описываемые следующей зависимостью:

$$\eta_i = \frac{\eta_0}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{l} x \right) \quad (1)$$

где η_i — текущее значение ординат неровности под i -той осью вагона; η_0 — максимальное ее значение; l — длина горизонтальной неровности; x — ее текущее значение.

В качестве исходных положений горизонтальные поперечные силы, возникающие в момент набегания гребней колес вагона на рельсовую нить, представлены по методике, предложенной М. Ф. Вериго.

$$U_i' + U_i = c(y + a\varphi_z - e) + k \left(\varphi_z - \frac{dy}{dx} - a_i \frac{d\varphi_z}{dx} \right)$$

где U_i' — горизонтальные поперечные силы, возникающие в момент нажатия гребней набегающих колес на головку рельса;

U_i — горизонтальные поперечные силы упругого скольжения (силы крипа), возникающие при упругом проскальзывании (псевдоскольжении) бандажей колес по рельсам;

c — горизонтальная жесткость рельсовых нитей;

y — относительное смещение центра тяжести тележки;

φ_z — угол поворота тележки вокруг вертикальной оси;

НТБ
ДНУЖТ

$2e$ — суммарный зазор между гребнями колес и рабочей гранью головки рельса;

a_i — расстояние от центра поворота тележек до i -той оси колесной пары;

x — горизонтальное перемещение центра массы тележки вдоль оси пути;

k — коэффициент псевдоскольжения.

Учитывая еще упругие отжатия рельсовых нитей под каждой осью вагона (y_{oi}) и наличие горизонтальной неровности на пути (η_i) были получены следующие дифференциальные уравнения, характеризующие вынужденное движение вагона

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{Z} + C_{11}\dot{Z} &= 0 \\ a_{10}\ddot{x}_{10} &= 0 \\ a_{22}\ddot{\varphi} + b_{22}\dot{\varphi} + C_{22}\varphi &= 0 \end{aligned} \right\} (2)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{33}\ddot{\Theta} + b_{33}\dot{\Theta} + C_{33}\Theta + C_{34}Y + \frac{1}{2}C_{36}(Y_1 + Y_2) &= 0 \\ a_{44}\ddot{Y} + C_{44}Y + C_{34}\Theta + \frac{1}{2}C_{46}(Y_1 + Y_2) &= 0 \\ a_{65}\ddot{\psi} + C_{55}\psi + \frac{1}{2}C_{57}(Y_2 - Y_1) &= 0 \\ a_{66}\ddot{Y}_1 + C_{66}Y_1 + C_{36}\Theta + C_{46}Y - C_{57}\psi - 2\sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} y_{1i} \\ y_{n1i} \end{bmatrix} &= 0 \\ a_{77}\ddot{Y}_2 + C_{77}Y_2 + C_{36}\Theta + C_{46}Y + C_{57}\psi - 2\sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} y_{2i} \\ y_{n2i} \end{bmatrix} &= 0 \end{aligned} \right\} (3)$$

$$a_{88}\ddot{\psi}_1 - 2\sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} M_{1i} \\ M_{n1i} \end{bmatrix} = 0$$

$$a_{99}\ddot{\psi}_2 - 2\sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} M_{2i} \\ M_{n2i} \end{bmatrix} = 0$$

где x , x_1 и x_2 — горизонтальные перемещения центров масс соответственно кузова и необрессоренных частей первой и второй тележек вдоль оси пути;

Y , Y_1 и Y_2 — то же, поперек оси пути;

Z — вертикальное перемещение центра масс кузова;

Θ — угол поворота кузова вокруг горизонтальной продольной оси;

φ — тоже вокруг горизонтальной поперечной оси;

ψ , ψ_1 и ψ_2 — углы поворотов соответственно кузова и необрессоренных частей первой и второй тележек вокруг вертикальных осей;

a_{ii} и C_{ik} — инерционные и квазиупругие коэффициенты;

b_{ij} — коэффициенты, учитывающие вязкое сопротивление в комплектах рессор вагона;

M_{1i} и M_{2i} — моменты горизонтальных продольных X_{1i} , X_{2i} и поперечных Y_{1i} , Y_{2i} относительно центров масс первой и второй тележек при отсутствии набегания гребней колес на рельсы;

M_{n_1i} и M_{n_2i} — то же при набегании гребней колес на рельсы, Y_{oi} и η_i входят в выражения сумм сил и моментов.

Системы (2) и (3) содержат линейные дифференциальные уравнения, описывающие движение вагона как без набегания — верхние строки в квадратных скобках уравнений (3), — так и с набеганием — нижние строки — гребней колес на рельсы.

Для решения полученных систем (2) и (3) дифференциальных уравнений использованы математические машины непрерывного действия типа МН-7.

Возмущающие напряжения, моделирующие неровности, вводились в модели извне при помощи специального фотоэлектрического устройства, разработанного инж. В. И. Климовым и изготовленного в путеепытательной лаборатории ДИИТа.

Коэффициенты уравнений, изменяющиеся в зависимости от качественной установки тележек вагона, были собраны отдельными группами. Переключение их входов на решающие усилители в момент касания гребней колес о рельсы, осуществлялось с помощью системы реле, которая срабатывает в тот момент, когда «выбирается» зазор в колее. Суммарный зазор между гребнями колес и рабочей гранью головки рельса принят равным 20 мм.

Начальные условия приняты симметричными. Обе тележки

вагона отклонены от оси пути в разные стороны так, что продольные оси их остаются параллельными оси пути, т. е. $\psi_1 = \psi_2 = 0$,

На основании анализа полученных решений можно отметить следующее:

Длина волны горизонтальных колебаний (виляния) тележек полувагона при движении его без набегания гребней колес на рельсы мало зависят от скорости движения и горизонтальной жесткости рельсовых нитей и равна 25,6—26,8 м.

Упругие отжатия рельсов в этом случае незначительны и изменялись в пределах 0,28—0,58 мм.

Возникающие при этом горизонтальные поперечные силы равны силам псевдоскольжения. Максимальные величины этих сил возникают при прохождении центром тяжести тележек среднего положения и изменяются в пределах от 0,8 до 2,25 т.

Учет горизонтальной упругости рельсовых нитей (при отсутствии отступлений в плане и профиле) приводит к тому, что невозмущенное поступательное движение 4-х осного полувагона при $v=20$ м/сек (72 км/ч) и всех значениях горизонтальной жесткости (K_p), а также при $v=30$ м/сек (108 км/ч) и $K_n = 1000$ и 1500 кг/мм — устойчиво.

При исследовании собственных колебаний вагона, выполненных на ЭЦВМ «Урал-1» А. Г. Полевиченко получил численные значения корней характеристических уравнений такой же системы дифференциальных уравнений. Анализ корней показал, что при скорости 20 м/сек невозмущенное движение вагона — устойчивое (горизонтальная жесткость рельсовых нитей была принята равной 1300 кг/мм).

Эти данные были приняты в качестве контрольных для результатов решений системы дифференциальных уравнений на структурных моделях МН-7.

При $v=30$ м/сек. и $K_p = 2000$ кг/мм, $v=35$ (126 км/ч) и $v=40$ м/сек, 144 км/ч при всех значениях K_p движение вагона — неустойчиво. Возникающие колебания вагона нарастают до тех пор, пока гребни колес не коснутся головки рельса.

При нажатии гребней колес на рельсовую нить, в результате упругого отжатия ее, возникают горизонтальные поперечные силы, которые оказались равными

при $v = 30$ м/сек. и $K_p = 2000$ кг/мм — 3,12 т;

при $v = 35$ м/сек. и $K_p = 1000$ кг/мм — 5,75 т;

$K_p = 1500$ кг/мм — 6,5 т;

$K_p = 2000$ кг/мм — 7,0 т;

НТБ
ДНУЖТ

при $v = 40$ м/сек. и $K_p = 1000$ кг/мм — 7,25 т;

$K_p = 1500$ кг/мм — 9,5 т;

$K_p = 2000$ кг/мм — 11,25 т;

Протяженность участка набегания изменяется от 3,3 до 5,1 м в зависимости от величины упругого отжатия рельса.

Набегающее колесо первой оси тележки от начала набегания до точки, в которой боковая сила достигает своего максимального значения, проходит путь от 1 до 1,6 м. (Подобный результат был получен в работах Ц. Мюллера и Ю. С. Романа).

При определенных значениях бокового отбоя и углов виляния тележек может оказаться, что горизонтальная неровность в пути не повлияет на характер движения вагона. Поэтому моменты включения фотоэлектрического устройства подбирались таким образом, чтобы неровность вызывала появление наибольших горизонтальных сил. Это имело место при наибольшем угле встречи между продольной осью тележки и рельсовой нитью в зоне неровности.

В работе рассмотрены случаи, когда неровность направлена выпуклостью наружу и внутрь колеи при таких видах расчетных параметров:

$v = 20$ (72), 30 (108), 35 (126), 40 м/сек. (144 км/ч);

$l = 2,0; 3,0; 7,0$ и 10 м;

$i_c = 1,0; 2,0$ и 3,5‰;

$K_p = 1000, 1500$ и 2000 кг/мм.

Здесь, кроме известных обозначений, i_{cp} — средний уклон отвода горизонтальной неровности от прямолинейного направления.

Сравнение полученных решений показывает на наличие существенной разницы в величинах горизонтальных поперечных сил для различного направления неровности.

В условиях данного исследования оказалось, что наличие неровностей, направленных своими выпуклостями к оси пути, приводит к тому, что уменьшается зазор в колее, т. е. укорачивается поперечный путь, на котором происходит «разгон» массы тележки перед ударом в рельсовую нить. По этой причине возникающие силы оказываются меньшими, чем при неровности направленной наружу колеи.

Обработка результатов теоретических расчетов позволила установить, что величина горизонтальной поперечной силы, воспринимаемой рельсами при движении вагона по пути с горизонтальными неровностями, может быть достаточно удовлетворительно выражена следующей эмпирической форму-

НТ
ДНУЖТ

$$\text{лой} - H_6 = K_1 \cdot K_2 \cdot (92,5 - 0,35v) \delta i_{\text{ср}} v \quad (4)$$

$$\text{где } K_1 = K_{\text{п}} + 2000 \quad (K_{\text{п}} \text{ в кг/мм}); \quad K_2 = \frac{l}{0,0464l^2 - 0,7l + 3,7}$$

v — скорость движения вагона в км/ч (l в м);

δ — суммарный зазор между гребнем колеса и рельсом в мм;

$i_{\text{ср}}$ — средний уклон отвода неровности в ‰.

3. Экспериментальные исследования характера взаимодействия пути и подвижного состава, обусловленного горизонтальными неровностями

Программой исследований*) предусматривалось:

1. Определение характера влияния опытного четырехосного полувагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-О с помощью кино съемки;

2. Измерение динамических упругих отжатий головок рельсов;

3. Измерение кромочных напряжений в подошве рельсов.

Кроме того, на отдельных опытных участках производились измерения вертикальных и горизонтальных сил, передающихся от рельса на шпалы, а также горизонтальных перемещений подошвы рельсов и торцов шпал.

Исследования проводились в два цикла. В первом цикле исследовалось напряженное состояние опытных участков в нормальных эксплуатационных условиях. Во втором цикле на опытных звеньях пути создавались искусственные горизонтальные неровности:

а) длиной $l = 5,5$ м при величине отступления от прямолинейного направления $f = 8$ мм,

б) $l = 7,0$ м при $f = 11,5$ мм.

Для проверки правильности принятого теоретического метода расчета воздействия вагона на путь, полученные теоретические результаты были сопоставлены с экспериментальными.

Результаты сопоставления помещены в табл. 1.

*) Исследования выполнялись путепытательной лабораторией ДИИТа (научный руководитель — профессор М. А. Фришман) при участии автора,

Сопоставляемые данные	Теоретические		Экспериментальные	
	$K_n=1500$	$K_n=2000$	$K_n=1400$	$K_n=2400$

Длина волны виляния вагона
при движении его по пути

без неровностей в м 26,4 25,3 18,4—23,0 12,2—22,4

То же при наличии неровностей в м

18,0 16,0 9,4—16,7 8,0—15,0

Увеличение частоты виляния
вследствие наличия неровности в %

30 35 31 40

Рост амплитуд виляния в %

50 70 30—60 40—90

Абсолютные значения боковых сил в т, возникающих на неровности:

а) длиной $l = 5,5$ м при
величине отступления от

прямолинейного направления $f = 8$ мм 3,5 — 4,2 —

б) $l = 7$ м, $f = 11,5$ мм — 8,0 — 7,2

Анализ табл. 1 показывает достаточно хорошую сходимость теоретических и экспериментальных данных.

4. Оценка влияния горизонтальных неровностей пути на силы взаимодействия его с подвижным составом

При измерении через 10 м двадцатиметровой хордой, нормы отводов, при принятых сейчас допусках отступлений, подчиняются зависимости $i = \frac{1}{(12 \div 18) v}$, что соответствует 0,008 при скоростях 101—120 км/ч, 0,0006 при 121—140 км/ч и 0,0004 при 141—160 км/ч.

Для установления допускаемых размеров неровностей, исходя из уровня динамического воздействия подвижного состава, необходимо знать, какие величины динамических сил, действующих от колеса на рельс, можно допускать. При этом следует учитывать величины допускаемых расчетных макси-

мальных напряжений в рельсах, зависящих от динамических переменных сил.

М. Ф. Вериго и С. С. Крепкогорский рекомендуют для проектируемого перспективного подвижного состава, и в частности для вагонов, следующие величины допускаемых напряжений изгиба:

- растяжение в подошве 1700 кг/см^2 ;
- сжатие в головке 2200 кг/см^2 .

Для установления допускаемой величины боковой силы в прямых участках пути было исследовано напряженно-деформированное состояние рельсов типа Р50 на действие вертикальной динамической силы равной 19 т и значениях боковых сил до 10 т включительно с интервалом через 2 т. Расчет был выполнен аспирантом А. П. Татуревичем. Использовался метод расчета рельса на действие боковых сил в кривых, разработанный О. П. Ершковым. Предполагалось, что вагон движется в кривой со скоростью близкой к равновесной, т. е. когда условия работы наружной и внутренней рельсовых нитей под нагрузкой будут примерно одинаковыми и мало чем отличаться от условий работы в прямых участках.

Решение указанной задачи осуществлялось при помощи малогабаритной ЭЦВМ «Промінь».

Проведенные расчеты дали основание предложить в качестве норм допускаемых поперечных горизонтальных сил следующие величины:

- 5 т для пути с железобетонными шпалами,
- 4 т для пути с деревянными шпалами.

Упругие отжатия головки рельса при таких значениях сил составляют:

- 1,6 мм для пути с железобетонными шпалами,
- 2,2 мм для пути с деревянными шпалами.

Полученные значения упругих отжатий головки рельса практически не отличаются от отжатий, которые повсеместно встречаются в эксплуатационных условиях и поэтому не могут вызывать опасений с точки зрения накопления остаточных деформаций в пути.

Так как горизонтальные неровности являются источником появления больших по величине боковых сил, то можно полагать, что те неровности на которых боковые силы превышают норму, следует считать недопустимыми. В табл. 2 приведены неровности, в зоне которых возникают боковые силы больше допускаемых.

Таблица 2

Скорость в км/ч	Длина неровн. в мм	Величина отвода неровности	
		путь на деревянных шпалах	путь на железобетон- ных шпалах
72	5,0	более 0,003	более 0,0031
	7,0	0,0014	0,0016
	10,0	» 0,0014	» 0,0018
108	5,0	более 0,0023	более 0,0025
	7,0	0,0013	0,0014
	10,0	» 0,0012	» 0,0016
126	5,0	более 0,0017	более 0,0021
	7,0	0,0008	0,0012
	10,0	» 0,0011	» 0,0012
144	5,0	более 0,002	более 0,0021
	7,0	» 0,0011	0,0011
	10,0	» 0,0008	» 0,0012

Из таблицы 2 видно, что для пути с железобетонными и деревянными шпалами уклоны неровностей для одних и тех же длин и скоростей движения почти совпадают. Поэтому нет необходимости при составлении норм оценки горизонтальных неровностей делить их в зависимости от конструкции пути. Более целесообразным будет установление допускаемых размеров неровностей в зависимости от скорости движения поездов 100, 101—140 и более 141 км/ч.

В настоящей работе не ставилось цели разработать нормы оценки различных неровностей пути в баллах, а предполагалось установить какие величины уклонов отвода отступлений рельсовых нитей от прямолинейного направления вызывают недопустимое воздействие вагона на путь.

Исходя из полученных величин давления колес вагона на путь можно указать уклоны неровностей, превышение которых следует считать недопустимым:

при скоростях движения поездов до 100 км/ч — 0,0015;

при скоростях движения от 101 до 140 км/ч — 0,001;

при скоростях движения более 141 км/ч — 0,0005.

Рекомендуемые в настоящей работе данные к разработке норм горизонтальных поперечных сил и, следовательно, уклонов отводов рельсовых нитей получены на основании теоретических расчетов и требуют тщательной эксплуатационной проверки и уточнений при дальнейших исследованиях.

5. Общие выводы и предложения

1. По известным исследованиям невозмущенное поступательное движение четырехосного полувагона при $v=20, 30$ и 40 м/сек. неустойчиво, если считать, что рельсовые нити в поперечном направлении являются жесткими.

Настоящее исследование показало, что учет горизонтальной упругости рельсовых нитей приводит к тому, что невозмущенное поступательное движение вагона при $v = 20$ м/сек. (72 км/ч) и всех принятых в исследовании характеристиках горизонтальной жесткости пути (K_p) ($1000, 1500$ и 2000 кг/мм), а также при $v = 30$ м/сек. (108 км/ч) и $K_p = 1000, 1500$ кг/мм — устойчиво.

При $v = 30$ м/сек и $K_p = 2000$ кг/мм, $v = 35$ (126) и $v = 40$ м/сек (144 км/ч) при всех перечисленных значениях K_p движение неустойчиво.

2. Хотя теоретическими исследованиями и установлено, что при скоростях до 72 км/ч невозмущенное движение вагона является устойчивым, однако эксперимент показывает, что при движении вагона со скоростью $36—70$ км/ч по пути без неровностей размахи виляния тележек могут достигать величины суммарного зазора между гребнями колес и рабочими гранями рельсов. Данное явление можно объяснить наличием в реальном пути возмущающих факторов, которые служат источниками возбуждения колебаний экипажа.

3. Длина волны горизонтальных колебаний тележек (виляния) полувагона при движении его без набегания гребней колес на рельсы, по теоретическим исследованиям, мало зависит от скорости движения и горизонтальной жесткости рельсовых нитей и равна $25,6—26,8$ м.

При движении вагона с набеганием гребней колес на рельсы длина волны виляния его изменяется в зависимости от силы направляющих ударов и равна $20,8—25,3$ м.

По результатам экспериментальных исследований длина волны горизонтальных колебаний тележек вагона в прямом участке пути составила $18,4—23,0$, что достаточно хорошо совпадает с результатами теоретических исследований.

НТБ
ДНУЖ

4. При набегании гребней колес упругие отжатия рельсовых нитей достигают, в зависимости от жесткости пути (типа рельсов) и скоростей движения — 1,35 ($v = 108$ км/ч), $K_p = 2000$ кг/мм) — 6,75 мм. ($v = 144$ км/ч, $K_p = 1000$ кг/мм).

При этом горизонтальные поперечные силы соответственно могут достигать значений 3,12—11,25 т.

5. Наличие горизонтальных неровностей пути приводит к режиму толчкам, нарушающим плавный характер движения железнодорожных экипажей. Из опытов следует, что неровности вызывают увеличение частот виляния на 30—40% и рост амплитуд почти вдвое.

По теоретическим исследованиям аналогичная неровность вызывает увеличение частоты виляния на 30—35% и рост амплитуды в полтора раза.

6. При неровностях, направленных своими выпуклостями наружу колеи, наибольшие динамические боковые давления колес возникают в сечениях, сдвинутых относительно середины неровности по направлению движения вагона.

Если же рельсовая нить имеет неровность, направленную внутрь колеи, то максимум боковых давлений возникает у вершины неровности.

Наблюдается удовлетворительная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований как по максимуму сил, так и по характеру их изменения, по длине неровности.

Удовлетворительная сходимость результатов теоретических расчетов воздействия вагона на путь с экспериментом свидетельствует о надежности принятого теоретического метода расчета.

7. Увеличение горизонтальной жесткости рельсовых нитей с 1000 до 2000 кг/мм вызывает прирост сил при всех скоростях движения до 35%.

В этой связи при введении мощных типов рельсов, железобетонных шпал и сплошных подрельсовых оснований необходимо стремиться к уменьшению жесткости в основном за счет совершенствования промежуточных рельсовых скреплений и, в частности, введения упругих элементов в эти скрепления.

8. В настоящем исследовании значения боковых сил от воздействия вагона на путь получены при зазоре между гребнем колеса и рельсом равном 20 мм, так как дифференциальные уравнения движения вагона являются линейными, то существует прямая зависимость между величинами сил и зазором в колее. Например, при сужении колеи с 1524 до 1520 мм

(уменьшении зазора на 4 мм) уровень горизонтальных поперечных сил снижается на 20%.

9. При практических расчетах боковых сил взаимодействия вагона и пути, имеющему горизонтальные неровности, можно пользоваться эмпирической формулой (4).

10. На основании выполненных расчетов установлены величины уклонов неровностей пути, на которых воздействие четырехосного вагона на рельсы не превышает допускаемый уровень динамических сил, полученных из нормативных нагрузок колес на рельсы для перспективного подвижного состава, рекомендуемых М. Ф. Вериги и С. С. Крепкогорским.

Не следует допускать уклоны неровностей, превышающих следующие значения:

- при скоростях движения поездов до 100 км/ч — 0,0015;
- при скоростях движения от 101 до 140 км/ч — 0,001;
- при скоростях движения более 140 км/ч — менее 0,0005.

Приведенные рекомендации могут быть использованы при уточнении норм и допусков устройства и содержания рельсовой колеи на прямых участках пути.

НТБ
ДНУЖТ

Содержание диссертации опубликовано в работах:

1. А. Ф. Логвин. Решение задач о влиянии горизонтальных неровностей на силы взаимодействия пути и подвижного состава. Труды ДИИТа, вып. 69, изд-во «Транспорт», 1967.

2. А. Ф. Логвин. Влияние горизонтальных неровностей пути на силы его взаимодействия с подвижным составом. Тезисы докладов XVII научно-технической конференции ДИИТа. Днепропетровск, 1967.

3. А. Ф. Логвин. Экспериментальные исследования характера взаимодействия пути и подвижного состава, обусловленного горизонтальными неровностями. Труды ДИИТа, вып. 78, Днепропетровск, 1967.

4. А. Ф. Логвин. Оценка влияния неровностей пути в плане на силы взаимодействия пути с подвижным составом в прямых. ЦИТИ МПС серия «Путь и путевое хозяйство», вып. 34, Москва, 1967.

БТ 01504. Областная книжная типография

Днепропетровского областного управления по печати,

г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.

Зак. № 194-м. Тираж 200. Объем 1,25 п. л. Подп. к печати 17.1.68 г.