

3.Каталог на светильники производства фирмы “ Philips Lighting “. – 2001.

4.Алберг Дж., Нильсон Э., Уолш Дж. Теория сплайнов и ее приложения. – М.: Мир, 1972. – 120 с.

5.Назаренко М. О. Изогеометричне сплайн-відновлення плоских кривих // Укр. матем. журн. – 2000. – Т. 52, № 1. – С.100-105.

6.Калиткин Н. И., Кузьмина Л. В. Среднеквадратичная аппроксимация сплайнами // Математическое моделирование. – 1997. – Т.9, №9. – С.107-116.

*Получено 22.11.2004*

УДК 625.03

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук, А.В.КОВАЛЕНКО

*Харьковская национальная академия городского хозяйства*

### **УДАРНОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТРАМВАЯ С ПРИНИМАЮЩИМ РЕЛЬСОМ В МЕСТЕ ИЗОЛИРОВАННОЙ СТЫКОВОЙ НЕРОВНОСТИ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ**

Рассматриваются вопросы взаимодействия колеса трамвая с принимающим рельсом в месте стыка, анализируется влияние их ударного и динамического взаимодействия на срок эксплуатации.

Нормы срока службы рельсов, определяющие периодичность их смены, являются функцией работы рельсового пути под подвижным составом, типа и мощности рельсов, характеристик верхнего строения пути, условий его эксплуатации. Наиболее слабым участком рельсового пути являются изолированные стыковые неровности, относящиеся к рельсовым стыкам. При этом деформационные характеристики балластного слоя под рельсовыми опорами (параметры упругой и остаточной осадки) регламентируют в конечном итоге технический ресурс, продолжительность его эксплуатации. Практика показывает, что наибольшая осадка балластного слоя происходит в местах стыковых неровностей под шпалами принимающего рельса. Это связано с тем, что в этих местах рельс, как правило, испытывает наибольшие динамические нагрузки ударного типа.

Вопросы взаимодействия транспортного средства с рельсовым путем в месте стыка рассматриваются в основном на основе методов экспертных оценок и теории натурного эксперимента [1, 5, 8-11].

Однако исследования показывают, что параметры ударного и динамического взаимодействия трамвая с принимающим рельсом в месте изолированной стыковой неровности являются многофакторными: зависят от механических и геометрических характеристик транспортного средства, колеса и стыка. Настоящая работа посвящена вопросам численного моделирования указанного взаимодействия при варьиро-

вании ширины и высоты стыка, скорости и загрузки вагона трамвая.

Схема прохождения стыка приведена на рис.1. Здесь  $m_1, m_2$  – приведенные массы колеса и вагона;  $c, \varepsilon$  – коэффициенты жесткости и демпфирования подвески трамвая;  $q_1, q_2$  – обобщенные координаты вертикального движения масс  $m_1$  и  $m_2$ ;  $D$  – ребра контакта отдающего и принимающего рельсов с колесом;  $\alpha_0, \beta, h_1, L_1, A$  – угловые и линейные координаты схемы;  $\Delta$  – ширина стыка;  $T_{c1}, T_{c2}, \bar{V}_x, \bar{V}_y, \bar{V}_1, \bar{V}_2$  – траектории центра масс колеса и скорости его движения на фазах доударного, послеударного и динамического взаимодействия.

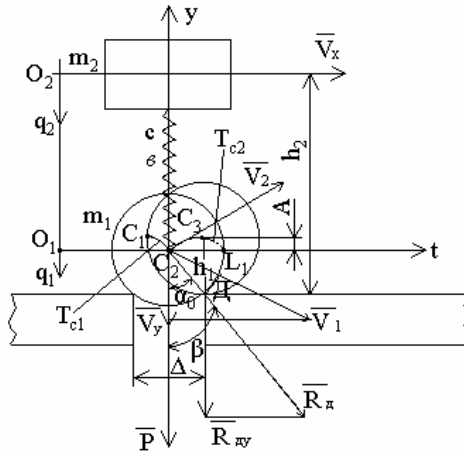


Рис.1 – Схема прохождения стыка типа "зазор"

### Фаза ударного взаимодействия

Исследования в работе построены при следующих допущениях: при ударе колеса о ребро  $D$  принимающего рельса не происходит его отрыва; также не происходит его скольжения относительно рельса, что обеспечивается абсолютной шероховатостью контактирующих поверхностей бандажа колеса и принимающего рельса.

Найдем ударный импульс  $S_{дв}$ , воспринимаемый колесом со стороны принимающего рельса, для чего составим уравнение, выражающее теорему об изменении количества движения анализируемой механической системы при ударе в проекциях на ось  $Oy$  [3]:

$$S_{дв} = m_1 V_2 \sin \alpha_0 + m_1 V_1 \cos \beta. \quad (1)$$

Здесь  $\beta = \arccos (V_y/V_1)$ ;  $\alpha_0 = \arcsin ((\Delta/2)/r)$ , где  $r$  – радиус колеса;

$$V_2 = (2\sqrt{V_x^2 + V_y^2} \cdot \sin(\beta - \alpha_0) + V_x) / 3; \quad V_y = \frac{\Delta}{2r \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta^2}{4r^2}}};$$

$$V_1 = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}.$$

Из выражения (1) следует, что ударный импульс, воспринимаемый принимающим рельсом со стороны колеса, проходящего стык, будет функцией величины зазора  $\Delta$  стыка и скорости вагона  $V_x$ . Зависимость  $S_{ду} = S_{ду}(\Delta, V_x)$ , построенная в [5, 7] при  $m_1 = 1100$  кг и  $r = 0,35$  м, приведена на рис.2.

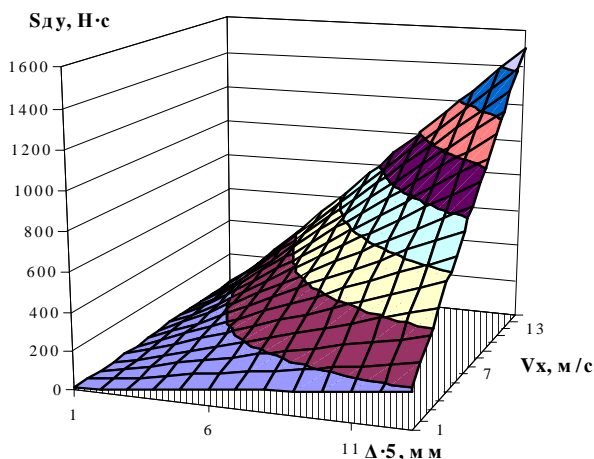


Рис.2 – Зависимость ударного импульса  $S_{ду}$  от величины зазора  $\Delta$  стыка и скорости вагона  $V_x$

Для средних значений  $\Delta = 30$  мм и  $V_x = 7$  м/с [2] получим величину ударного импульса на уровне  $S_{ду} = 376,9$  Н·с. Анализ графиков показывает, что при изменении зазора стыка и скорости вагона в диапазонах  $\Delta = [1 \div 60]$  мм,  $V_x = [1 \div 15]$  м/с ударный импульс  $S_{ду}$  приобретает значения  $S_{ду\min} = 3,14$  Н·с и  $S_{ду\max} = 1504,98$  Н·с.

#### Фаза динамического взаимодействия

Механическая схема, моделирующая данную фазу прохождения колесом стыковой неровности, приведена на рис.1. При этом центр масс колеса [4] движется по траектории  $T_{c2}$ , т.е. по дуге  $C_2C_3$ .

На рис.1:  $P = P_1 + P_2$ ;  $R_d = P \cdot \cos \alpha (t)$  ( $\alpha (t)$  – угол между векторами  $\vec{P}$  и  $\vec{P}_d$  при движении центра масс колеса по траектории  $\Gamma_{c2}$ );  $R_{dy} = R_d \cdot \cos \alpha (t) = P \cdot \cos^2 \alpha (t)$ ;  $\alpha_0 = \arcsin (\Delta/2)r$ .

Динамическое взаимодействие колеса с принимающим рельсом определим выражением:

$R_d = (P_d + p) \cdot \cos \alpha (t)$ ,  $R_{dy} = R_d \cdot \cos \alpha (t) = (c(q_2 - q_1) + P_1 + P_2) \cos^2(t)$ , где  $t = [0 \div \pi/\omega_B] = [0 \div L_1/2V_x]$ ;  $L_1 = \Delta$  (для стыка типа "зазор");  $\alpha (t) = [\alpha_0 \div 0]$ ;  $\omega_B$  – частота кинематического возмущения со стороны принимающего рельса на приведенную подрессоренную массу вагона ( $\omega_B = \pi V_x/L_1$ );  $P_d = c(q_2 - q_1)$ ,  $q_1 (t) = A \cdot \sin \omega_B t$ ,  $A = r - (r^2 - \Delta^2/4)^{1/2}$  (для стыка типа "зазор").

Вертикальные перемещения  $q_2$  подрессоренной массы  $m_2$  определим из следующего дифференциального уравнения, описывающего ее колебания при кинематическом возбуждении  $A \sin \omega_B t$ :

$$m_2 \ddot{q}_2 + b \dot{q}_2 + c q_2 = c \cdot A \cdot \sin \omega_B t. \quad (2)$$

Решением уравнения (6), учитывая [3, 4], будет

$$q_2 = \left[ q_{20} - \frac{A \cdot c}{\sqrt{(c - m_2 \omega_B^2)^2 + b^2 \omega_B^2}} \cdot \sin \varphi_0 \right] \cdot e^{-ht} \cdot \cos \omega_1 t + \left[ \frac{\dot{q}_{20} + q_{20} \cdot h}{\omega_1} - \frac{h \cdot \sin \varphi_0 + \omega_B \cdot \cos \varphi_0}{\omega_1} \cdot \frac{A \cdot c}{\sqrt{(c - m_2 \omega_B^2)^2 + b^2 \omega_B^2}} \right] \times e^{-ht} \cdot \sin \omega_1 t + \frac{A \cdot c}{\sqrt{(c - m_2 \omega_B^2)^2 + b^2 \omega_B^2}} \cdot \sin(\omega_B t + \varphi_0), \quad (3)$$

где  $\varphi_0 = -\arctg \frac{b \cdot \omega_B}{c - m_2 \omega_B^2}$  – начальная фаза колебательного движения

массы  $m_2$ ;  $h = b/2m_2$ ;  $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ ;  $\omega_0 = \sqrt{c/m_2}$ ;  $q_{20} = 0$ ;  $\dot{q}_{20} = V_2 \cdot \sin \alpha_0$ .

Временные зависимости  $R_{dy}(t)$  при  $\Delta = \text{var}$  приведены на рис.3. При этом [5, 7] принято:  $V_x = [1 \div 15 \text{ м/с}]$ ,  $m_1 = 1100 \text{ кг}$ ;  $m_2 = [17000/4 \text{ (пустой вагон Т-3М)}; 25050/4 \text{ (средняя загрузка вагона при 115 пассажиров (5 чел./м}^2\text{)}; 30510/4 \text{ (максимальная загрузка вагона при 193 пас-}$

сажирах ( $10 \text{ чел./м}^2$ ); коэффициенты жесткости и сопротивления  $c=8,45 \cdot 10^5 \text{ кг/с}^2$ ;  $\sigma=24 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$ ;  $r=0,35 \text{ м}$ ;  $\Delta=[1,5, \dots, 60] \text{ мм}$ ;  $t = 2 \cdot tt \cdot \kappa_2^{-1}$ ,  $tt = (L_1/2V_x)/30$  и  $\kappa_2 = (1, 16)$ .

На рис.3, а показаны зависимости  $R_{\text{дв}}(\Delta, t)$  для порожнего вагона и стыка типа "зазор". Аналогичные зависимости при  $m_2 = 6262,5 \text{ кг}$  (средняя загрузка вагона) и максимальной загрузке вагона ( $m_2 = 7627,5 \text{ кг}$ ) представлены на рис.3, б, в.

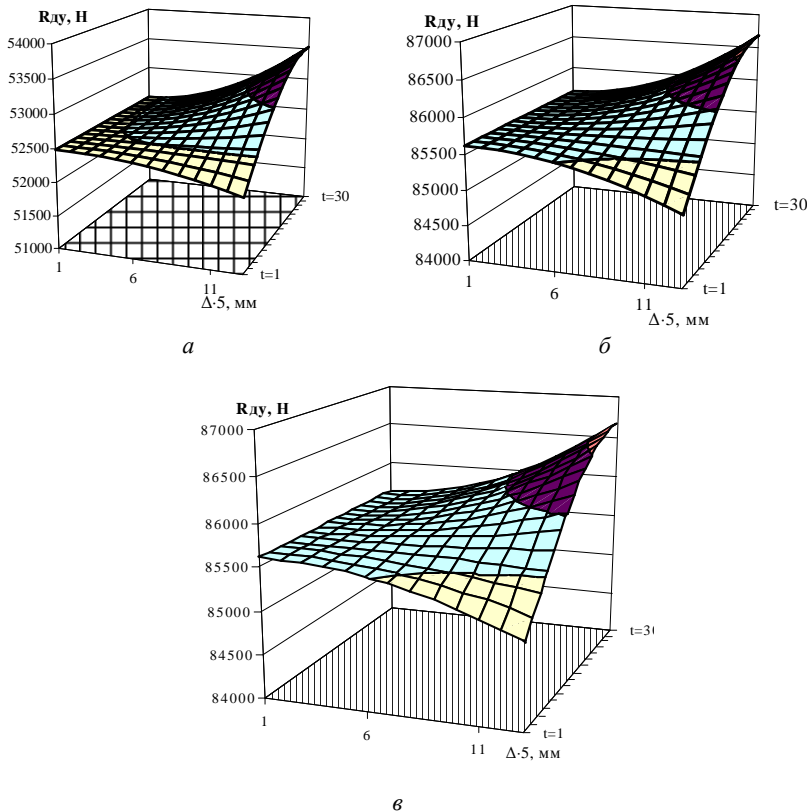


Рис.3 – Зависимости усилий динамического взаимодействия  $R_{\text{дв}}$  при  $m_2 = \text{var}$

В настоящей работе исследования для  $R_{\text{дв}}(t)$  выполнены при допущении, что дуга  $C_2C_3$  на рис.1 траектории  $T_{c2}$  является частью полуволны  $C_2L_1$  синусоиды с периодом  $2L_1$  и амплитудой  $A$  в направле-

нии осей  $t$  и  $y$  соответственно. Данное допущение является приемлемым, поскольку величины полученных в соответствии с (3) собственных частот  $\omega_1$  при различной загрузке вагона, приведенные в табл.1, не противоречат полученным [5, 7] экспериментальным данным для трамвайного вагона Т-3М (показано, что собственная частота колебаний незагруженного вагона в вертикальном направлении не превышает 15 рад/с).

Таблица 1 – Величины собственных частот  $\omega_1$  при  $m_2 = var$

Частота, рад/с	Тип загрузки		
	порожный вагон	средняя загрузка	максимальная загрузка
$\omega_1$	13,81	11,4	10,4

В табл.2 приведены величины частот  $\omega_b$  кинематического возбуждения  $A \cdot \sin \omega_b t$ .

Таблица 2 – Частота  $\omega_b$  при  $\Delta = var$  и  $V_x = (1,15) \text{ м/с}$

Частота возбуждения, рад/с	Зазор $\Delta$ стыка, мм			
	$\Delta = 1$	$\Delta = 15$	$\Delta = 1$	$\Delta = 15$
	Скорость $V_x = 1 \text{ м/с}$		Скорость $V_x = 15 \text{ м/с}$	
$\omega_b$	3141,6	209,4	47123,9	3141,6

Сравнительный анализ данных табл.1, 2 показывает, что для собственных частот  $\omega_1$  и частот возбуждения  $\omega_b$  независимо от величины  $\Delta$  стыка, а также скорости движения  $V_x$  трамвая, выполняется соотношение  $\omega_1 < \omega_b / \sqrt{2}$ . В этом случае, учитывая [5, 6], достигается практически полная фильтрация высокочастотных составляющих сигнала динамического кинематического воздействия на подрессоренную массу вагона через амортизатор, которые обусловлены неточностями аппроксимации реальной траектории  $C_2C_3$  полуволевой синусоиды.

Приведенная на рис.2 зависимость ударного импульса показывает, что она носит при  $\Delta = var$ ,  $h = var$ ,  $V_x = var$  параболическую форму. Установлено, что при  $V_x = 15 \text{ м/с}$  амплитуда ударного импульса  $S_{дв}(\Delta, V_x)$  при  $\Delta = [1 \div 60]$  мм изменяется в диапазоне  $[24,14 \div 1504,98]$  Н·с, т.е. в 59,86 раза.

Анализ приведенных на рис.3 зависимостей  $R_{дв}(\Delta, t)$  позволяет также сделать следующие выводы:

– усилие динамического взаимодействия колеса с принимающим рельсом является функцией зазора  $\Delta$  стыка, скорости движения трамвая  $V_x$ , геометрических ( $r, A, L_1$ ) и механических ( $c, b, m_1, m_2$ ) парамет-

ров транспортного средства;

– по величине усилия изменяется при  $V_x = [1 \div 15]$  м/с в диапазонах:

$R_{дв} = (52483,8 \div 53571,7 \text{ Н})$  – порожний вагон;

$R_{дв} = (72225,98 \div 73314,4 \text{ Н})$  – средняя загрузка вагона;

$R_{дв} = (85617 \div 86705,1 \text{ Н})$  – максимально загруженный вагон;

– при  $\Delta = m_{\Delta} = 30$  мм [2] усилие изменяется, например, при  $V_x = [1 \div 15]$  м/с и рассматриваемом изменении загрузки вагона – в диапазоне  $[52387,0 \div 85888,51]$  Н, т.е. в 1,64 раза.

Полученные значения ударных импульсов  $S_{дв}$  и параметры динамического взаимодействия  $R_{дв}(t)$  используются при решении задачи прогибов принимающего рельса с учетом геометрических параметров и механических характеристик транспортного средства и рельсового пути, в том числе жесткости балластного слоя, а также разработке технических предложений по усилению проблемного участка пути, обеспечивающих снижение просадки и повышение продолжительности его эксплуатации.

1.Лысюк В.С. Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. – М.: Транспорт, 2001. – 215 с.

2.Шпачук В.П., Коваленко А.В. Статистический анализ геометрических параметров стыков трамвайного пути // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.51. – К.: Техніка, 2003. – С.176–180.

3.Павловський М.А. Теоретична механіка. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

4.Лазарян В.А. Динамика транспортных средств: Изб. тр. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.

5.Ефремов И.С. Гущо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. – М.: Транспорт, 1970. – 480 с.

6.Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. – М.: Наука, 1966. – 320 с.

7.Исследование нагруженности балок подвески тяговых двигателей трамвайных вагонов Т-3 в режимах тяги и торможения. – М., 1983. – 83 с.

8.Сосянц В.Г. Городские рельсовые пути и дороги. – М.: Стройиздат, 1965. – 335 с.

9.Амелин С.В., Дановский Л.Ю. Путь и путевое хозяйство. – М.: Транспорт, 1972. – 214 с.

10.Шахуняц Г.М. Железнодорожный путь. – М.: Транспорт, 1987. – 535 с.

11.Восковец Ю.А., Шкаперман Л.Я., Огарь В.Е. Почему повреждаются концы рельсов // Путь и путевое хозяйство. – 1991. – №5. – С.9-11.

*Получено 16.11.2004*