

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ РАЦИОНАЛЬНОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ТЕЛЕЖКИ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ КОНСТРУКЦИИ

У статті запропонований узагальнений підхід до вибору твердості триелементного візка в плані, у тому числі вираз зсувної та згинаючої твердості і залежності критичної швидкості на прямих ділянках колії і фактора зносу в кривій від їхніх значень. Обґрунтовано і приведені раціональні значення параметрів центрального підвішування і пружного в'язку колісних пар і бічних рам. Можливість реалізації раціональних параметрів підтверджена на математичних моделях роботи плоскої і просторової клинової системи, пружного і люлечного виконання в'язку бічних рам і колісних пар.

В статье предложен обобщенный подход к выбору жесткости трехэлементной тележки в плане, в том числе выражения сдвиговой и изгибной жесткости и зависимости критической скорости на прямых участках пути и фактора износа в кривой от их значений. Обоснованы и приведены рациональные значения параметров центрального подвешивания и упругой связи колесных пар и боковых рам. Возможность реализации рациональных параметров подтверждена на математических моделях работы плоской и пространственной клиновой системы, упругого и люлечного исполнения связи боковых рам и колесных пар.

The paper proposes a general approach to the choice of in-plane stiffness of three-piece bogie including the expressions of shear and bending stiffness and the dependencies of a critical speed on tangent track and in curves, wear factor and lateral acceleration on their values. Mathematical models of elastic and swing types of "side frame – wheelset" connection as well as of the spatial wedge system justify the possibility to achieve reasonable parameters.

Трехэлементная конструкция рамы тележки является традиционной для стран СНГ и Балтии и обладает несомненными преимуществами при движении грузовых вагонов по пути с большими неровностями. При создании тележки и ее модернизациях большое внимание уделялось обеспечению поддресоривания и гашения колебаний в вертикальном направлении. Однако комплексный подход к выбору горизонтальной жесткости тележки отсутствовал, хотя эмпирически было установлено, что ходовые качества значительно улучшаются при повышении связанности боковых рам.

Выбор рациональных значений изгибной и сдвиговой жесткости тележки

Современным подходом к анализу жесткости тележки в плане является использование двух обобщенных параметров: изгибной и сдвиговой жесткости [1, 2, 3].

Обобщенная зависимость критической скорости рельсового экипажа на прямом участке пути от изгибной и сдвиговой жесткости приведена на рис. 1, зависимость фактора износа в кривой – на рис. 2.

Приведенные зависимости показывают, что изгибная жесткость тележки должна быть минимальной из допустимых по износу в кривых, а сдвиговая – лежать в диапазоне, обеспечи-

вающим необходимую критическую скорость при заданной изгибной.

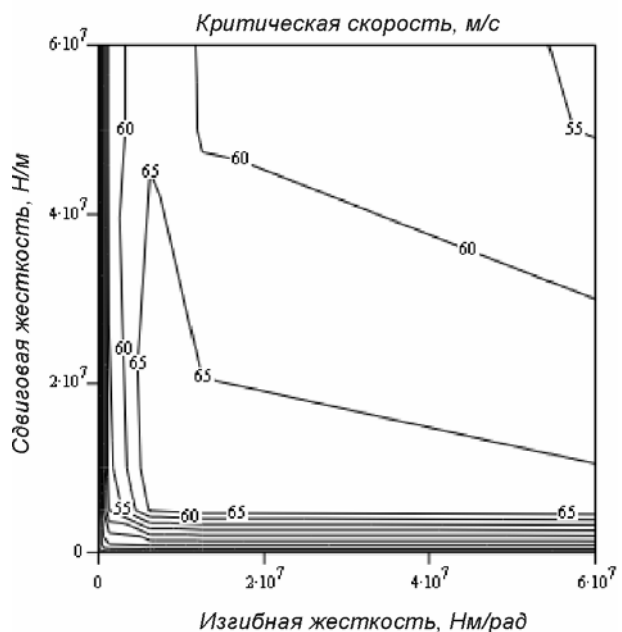


Рис. 1. Зависимость критической скорости рельсового экипажа от изгибной и сдвиговой жесткости тележки

Исследования показали, что рациональное значение изгибной жесткости для тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм составляет 5...10 МНм/рад [3]. Подробная зависимость

критической скорости от сдвиговой жесткости при этом значении изгибной жесткости представлена на рис. 3.

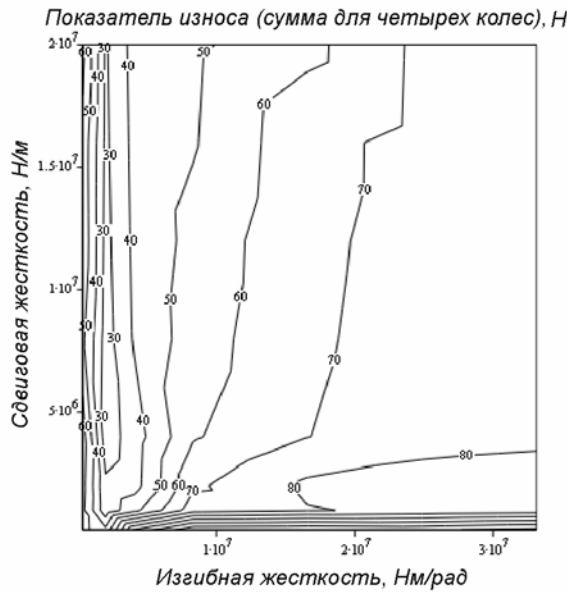


Рис. 2. Зависимость фактора износа колес в кривой от изгибной и сдвиговой жесткости тележки (для кривой радиусом 600 м)

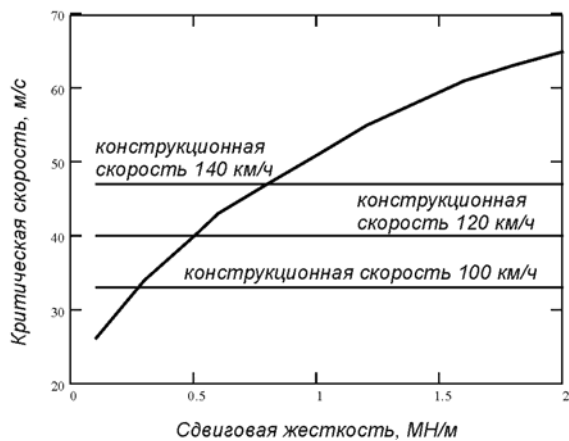


Рис. 3. Зависимость критической скорости от сдвиговой жесткости тележки при изгибной жесткости равной 5 МНм/рад

Горизонтальными линиями отмечены уровни, соответствующие 20 % запасу к соответствующей конструкционной скорости, которые определяют минимальные значения сдвиговой жесткости тележки.

Выбор рациональных значений жесткости в центральном подвешивании тележки и упругой связи колесной пары с боковой рамой

Обзор современных тележек трехэлементной конструкции показывает тенденцию к уст-

ранению сухого трения в связи колесной пары с боковой рамой путем установки горизонтально упругих элементов. Также упругие элементы могут быть размещены на наклонных поверхностях клиньев, прилегающих к надрессорной балке, что позволяет перейти от контактного к упругому взаимодействию. Упрощенная механическая схема такой тележки в плане приведена на рис. 4.

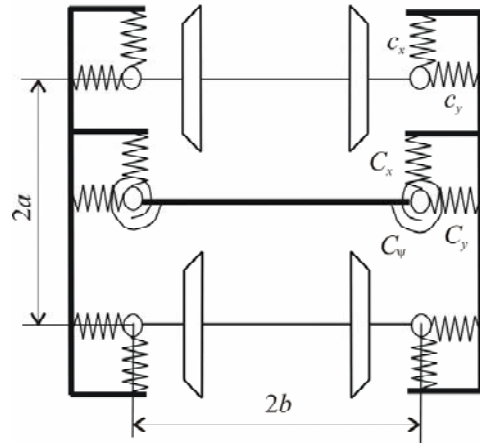


Рис. 4. Механическая схема тележки с упругим соединением колесных пар и надрессорной балки с боковыми рамами

Изгибная и сдвиговая жесткости вычисляются по формулам:

$$K_b = 2c_x b^2, \quad (1)$$

$$K_s = \frac{1}{2a^2} \frac{b^2 K_x K_\psi}{K_\psi + b^2 K_x}, \quad (2)$$

где $K_x = \frac{2C_x c_x}{2c_x + C_x}$ – приведенная продольная

жесткость тележки; $K_\psi = \frac{2a^2 c_y C_\psi}{2a^2 c_y + C_\psi}$ – приве-

денная угловая жесткость тележки; c_x, c_y – продольная и поперечная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам; C_x, C_ψ – продольная жесткость и угловая жесткость центрального подвешивания; b – половина расстояния между осями подвешивания; a – полубаза тележки.

Анализ зависимости рис. 3 и выражений (1) и (2) позволил определить рациональные значения параметров центрального подвешивания и упругой связи колесной пары с боковой рамой для трех уровней конструкционной скорости (табл. 1). Необходимо отметить, что при определении рациональных значений было принято, что $C_x \rightarrow \infty$, а c_y и C_ψ имеют прак-

тически последовательное соединение в выражении приведенной угловой жесткости.

Таблица 1

Рациональные параметры, обеспечивающие сдвиговую жесткость тележки

Конструкционная скорость, км/ч	Сдвиговая жесткость тележки, МН/м	Угловая жесткость центрального подвешивания, C_ψ , МНм/рад	Поперечная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам, C_y , МН/м
100	0,3	0,4...0,8	0,8...2,0
120	0,5	1,5...3,0	1,2...4,0
140	0,8	свыше 4,0	2,0...6,0

Таким образом, выбор критической скорости вагона и качества его вписывания в кривую полностью определяет рациональные значения продольной и поперечной жесткости упругой связи колесной пары с боковой рамой, а также угловой жесткости центрального подвешивания. При этом свободным параметром остается поперечная жесткость центрального подвешивания, которой можно управлять для обеспечения хороших ходовых качеств вагона.

Возможность реализации рациональных значений жесткости в центральном подвешивании тележки

Основным показателем, характеризующим центральное подвешивание, является его угловая жесткость C_ψ . Общепринято также использовать жесткость тележки на забегание, которая в схеме рис. 4 однозначно выражается через C_ψ .

При работе пространственной клиновой системы с упругой связью надрессорной балки и клина (рис. 5, сверху) при забегании боковых рам происходит опрокидывание клина (рис. 5, внизу), сопротивление которому оказывают упругие элементы на наклонных поверхностях, прилегающих к надрессорной балке.

Момент сопротивления подвешивания забеганию боковых рам (на сторону) можно оценить по формуле:

$$M_\psi = \tilde{C}_\psi \psi + 2Nq, \quad (3)$$

где ψ – угол поворота надрессорной балки относительно боковой рамы; \tilde{C}_ψ – угловая жесткость рессорного комплекта; N – реакция в точке опирания клина при опрокидывании, которая состоит из квазистатической составляющей от веса вагона, N_0 и дополнительной со-

ставляющей, связанной с деформацией упругих накладок:

$$N = N_0 + 2c \sin \alpha \cdot 2q_0 \psi; \quad (4)$$

c – жесткость одной накладки на сжатие; α – угол наклона внутренней поверхности клина к продольной оси; q_0 – половина ширины клина; $q = q_0 - A\psi$; A – расстояние от центра поворота надрессорной балки до угла клина, контактирующего с боковой рамой.

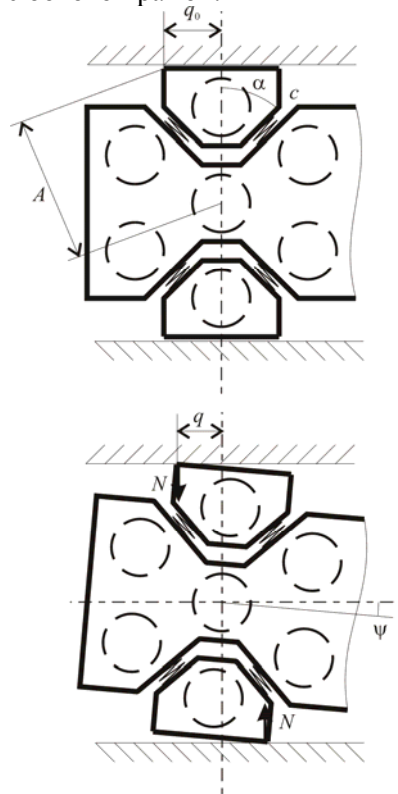


Рис. 5. Схема работы пространственной клиновой системы при забегании боковых рам: сверху – исходное положение; внизу – положение при забегании боковых рам

Результаты сравнения момента сопротивления, полученного расчетным способом и по результатам натурального эксперимента для тележки модели 18-1711, в которой реализована пространственная клиновая система, приведены на рис. 6.

Сравнение результатов подтверждает достоверность оценки сопротивления подвешивания забеганию боковых рам по формуле (3).

В качестве угловой жесткости подвешивания C_ψ используется наклон зависимости, приведенной на рис. 6. Для порожнего вагона жесткость составила 3,3 МНм/рад, для груженого – 4,0 МНм/рад. Таким образом, пространственная клиновая система обеспечивает величину угловой жесткости, достаточную для обеспечения конструкционной скорости 120 км/ч.

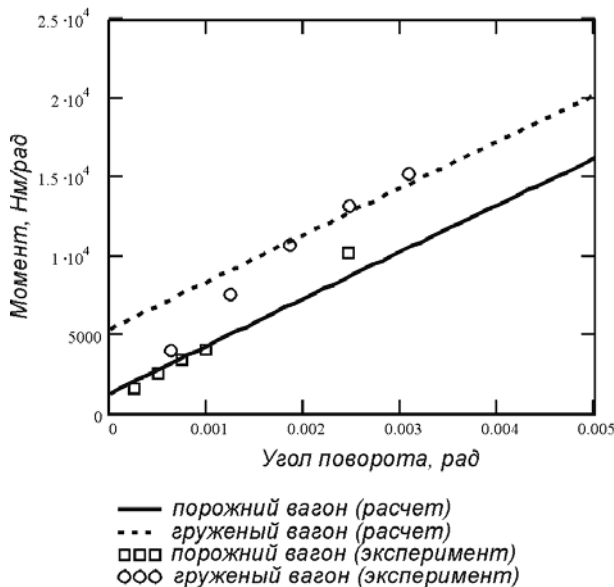


Рис. 6. Зависимость момента сопротивления подвешивания забеганию боковых рам

В случае, когда тележка оборудуется плоской клиновой системой без упругой связи клина с надрессорной балкой, поворот надрессорной балки относительно боковой рамы осуществляется с опрокидыванием клина, сопротивлению которому оказывает вертикальная жесткость расположенных под ним пружин. То есть поворот надрессорной балки вызывает перемещения клина в вертикальном направлении. Выражение для момента сопротивления подвешивания в этом случае имеет вид (3), где

$$N = N_0 + c_z \cdot 2q_0\psi ; \quad (5)$$

c_z – жесткость подклиновой пружины в вертикальном направлении.

Для порожнего вагона с плоской клиновой системой расчетная угловая жесткость подвешивания составила 0,2 МНм/рад, для нагруженного – 0,4 МНм/рад. Таким образом, плоская клиновая система обеспечивает величину угловой жесткости, достаточную для обеспечения конструкционной скорости не более 100 км/ч.

Для повышения угловой жесткости подвешивания до уровня, достаточного для движения со скоростями до 140 км/ч, связанности боковых рам за счет клиновой системы недостаточно. Для увеличения скоростей необходимо вводить дополнительные устройства, повышающие сдвиговую жесткость тележки.

Таким образом, в зависимости от типа клиновой системы (величины сдвиговой жесткости) конструктивные схемы тележек естественным образом разбиваются на три группы. В конструкции тележки с клиновой системой аналогичной тележке 18-100 при введении уп-

ругой связи между колесной парой и боковой рамой невозможно реализовать конструкционную скорость свыше 100 км/ч. Скорости движения до 120 км/ч могут быть обеспечены тележкой с пространственной клиновой системой. При разработке тележек для повышенных скоростей движения должны использоваться дополнительные связи колесных пар, такие как, например, Radial Arm Г. Шеффеля, [2].

Возможность реализации рациональной жесткости в упругой связи колесных пар и боковых рам

Вариант создания упругой связи колесных пар и боковых рам в виде амортизаторов, состоящих из чередующихся слоев металла и эластичного материала, подробно рассмотрен в работе [4]. На основе предложенной методики проектирования созданы варианты амортизаторов (рис. 7), обеспечивающих продольную жесткость (на один подшипник) в диапазоне 2,5...5,0 МН/м и поперечную жесткость в диапазоне 0,8...2,3 МН/м, что достаточно для тележек с конструкционной скоростью 100 и 120 км/ч.

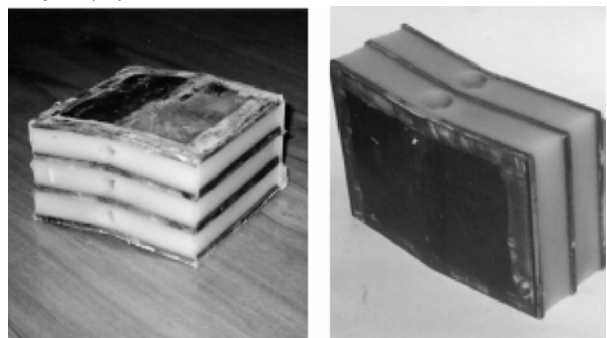


Рис. 7. Варианты полиуретано-металлических амортизаторов связи колесной пары с боковой рамой

Недостатком неметаллических элементов является необходимость их замены в эксплуатации через 4...8 лет. В связи с этим была исследована возможность создания упругой связи колесной пары и боковой рамы в виде устройства, имеющего сферическую опорную поверхность, которое работает по принципу люльки (рис. 8).

Несовпадение центра сферической опорной поверхности и центра вращения буксы приводит к возникновению квазиупругих сил гравитационной природы при смещении центра оси в продольном направлении. Эквивалентная продольная жесткость данного устройства определяется выражением: $c_x = P/\epsilon$, где P – статическая нагрузка на подшипник от веса вагона; ϵ – расстояние от центра вращения буксы до цен-

тра сферической опорной поверхности. Выбором ε можно добиться рациональной величины эквивалентной продольной жесткости для порожнего и груженого вагона.

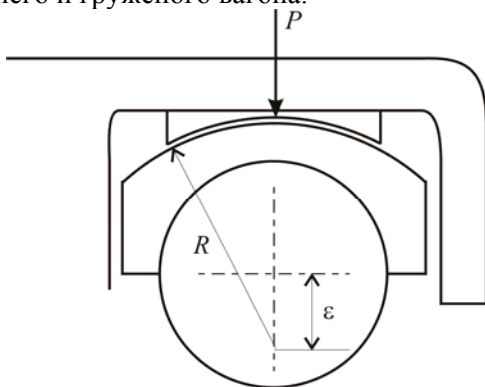


Рис. 8. Устройство соединения колесной пары с боковой рамой по принципу люльки

При работе в поперечном направлении сферическая опорная поверхность обеспечивает бесконечную величину локальной жесткости $c_y \rightarrow \infty$, поэтому приведенная угловая жесткость тележки равна угловой жесткости центрального подвешивания и условия вписывания в кривую и устойчивого движения по прямому участку пути выполняются.

Однако при проектировании тележки помимо условий устойчивости движения важным свойством является амортизация усилий, в том числе в поперечном направлении. Для амортизации усилий в данной конструкции необходимо рассмотреть возможность снижения поперечной и изгибной жесткости центрального подвешивания, например, установкой ножевых опор пружин.

Необходимо также отметить, что как при поворотах буксы (вызывающих продольное перемещение оси колесной пары), так и при покачивании боковых рам на сферической поверхности между буксой и боковой рамой действуют силы трения, которые неизбежно приводят к износу. Это является недостатком всех люлечных конструкций.

Таким образом, существуют различные способы реализации рационального сочетания продольной и поперечной жесткости в упругой связи колесной пары с боковой рамой.

Заключение

В статье предложен обобщенный подход к выбору жесткости трехэлементной тележки в плане:

- выбраны рациональные значения изгибной и сдвиговой жесткости тележки для трех значений конструкционной скорости (100, 120 и 140 км/ч);

- установлены аналитические зависимости изгибной и сдвиговой жесткости тележки от параметров центрального подвешивания и упругой связи колесной пары с боковой рамой;

- выбраны значения параметров подвешивания, обеспечивающие рациональную изгибную и сдвиговую жесткости;

- предложена механическая модель работы плоской и пространственной клиновой системы при забегании боковых рам, достоверность которой подтверждена результатами эксперимента;

- установлено, что конструкционная скорость 100 км/ч реализуется плоской клиновой системой, 120 км/ч – пространственной клиновой системой с упругой связью клиньев с наддрессорной балкой, 140 км/ч и выше – установкой дополнительных устройств;

- подтверждена возможность реализации рациональной горизонтальной жесткости в связи колесной пары с боковой рамой в виде неметаллических амортизаторов или люлечного устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Wickens A.H.: Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability ISBN 90-265-1946-X Swetz & Zeitlinger Publishers, 2003. – 286 p.
2. Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen / A. Orlova, Y. Boronenko, H. Scheffel, R. Fröhling, W. Kik // ZEV-Glaser's Annalen 126 (2002), S 270-282.
3. Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А. Проектирование ходовых частей вагонов. Проектирование рессорного подвешивания двухосных тележек грузовых вагонов: Учебное пособие. Часть 1. – СПб.: Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2003. – 72 с.
4. Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Васильев С.Г., Державец Ю.А., Аношин Г.В., Турков А.И. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. Сб. научн. статей. СПб: ПГУПС-ЛИИЖТ, 2003. – С. 39-45.