

гребня колеса и рельса очень близки по численному значению для обеих колесных пар одной тележки. В то же время колеса первой тележки взаимодействуют в горизонтальной плоскости с рельсами силами, которые примерно в два раза больше аналогичных сил второй тележки вагона. В диапазоне эксплуатационных скоростей и при существующих отклонениях горизонтальных неровностей пути они могут изменяться от 24 до 70 кН. Эта закономерность не наблюдается при уменьшении амплитуды неровности пути.

Выполненные с применением разработанной математической модели расчеты показали, что существующая в настоящее время конструкция ходовых частей четырехосных железнодорожных цистерн обеспечивает безопасную их эксплуатацию при величинах горизонтальных неровностей пути до 8 мм и скоростях движения поездов до 22 м/с.

Полученные результаты показали возможность применения уточненной математической модели для исследования динамических качеств четырехосной цистерны

ЛИТЕРАТУРА

1. Ефремова З.Г., Шимановский О.А., Коваленко А.В. Оценка сил взаимодействия колес с рельсами при движении вагона по пути с неровностями // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – С. 197-201.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
3. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Стройиздат, 1965. – 448 с.

УДК 629.4.015

З.Г. Ефремова, А.О. Шимановский, А.В. Коваленко

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЦИСТЕРН

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Динамические качества железнодорожных цистерн и других типов вагонов существенно отличаются друг от друга. Это связано с тем, что котел цистерны имеет большие значения моментов инерции относительно главных центральных осей, а также более высокое положение центра тяжести кузова. Как правило, под цистерны подкатывают серийные грузовые тележки типа ЦНИИ-ХЗ, эксплуатируемые и под другими видами грузового подвижного состава, которые имеют заданные параметры

рессорного подвешивания. Поскольку эти параметры существенно влияют на динамические свойства подвижного состава, то в работе поставлена задача определения таких жесткостных параметров рессорного подвешивания тележек в горизонтальной и вертикальной плоскостях, при которых цистерна имела бы лучшую динамику при движении по железнодорожному пути.

При исследованиях считается, что динамические качества груженой и порожней цистерн определяются значениями вертикальных и боковых сил, действующих на рессорные комплекты тележек. В соответствии с рекомендациями [1] необходимо установить при каких параметрах рессорного подвешивания цистерн достигаются минимальные значения вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} максимальных сил, возникающих в рессорном подвешивании тележки, то есть

$$P_{max} \longrightarrow \min; Q_{max} \longrightarrow \min.$$

Кроме этого, существенное влияние на устойчивость движения цистерн оказывают силы взаимодействия колес с рельсами F_j . Большие силы могут привести к сходу колесной пары с рельса, поэтому выбор рациональных параметров подвешивания осуществляется с учетом минимизации сил F_j .

В ходе решения поставленной задачи рассмотрены пространственные колебания четырехосной цистерны, установленной на двухосные тележки с жесткой рамой, как колебания механической системы с конечным числом степеней свободы. При составлении математической модели учитывались основные особенности конструкции цистерны и пути. Предполагалось, что в процессе движения реализуется режим упругого скольжения колес по рельсам, при котором сохраняется прямо пропорциональная зависимость между касательными реакциями, возникающими между колесом и рельсом, и относительной скоростью упругого скольжения. Силы T_j зависят от геометрических размеров колесной пары и физико-механических свойств материалов колес и рельсов. Они описываются аналитическими зависимостями, приведенными в работе [2].

Для учета сил F_j , возникающих между гребнями колесных пар и рельсами, предложена модель, в которой использовалась зависимость, выведенная Герцем [3]. Предполагалось, что эта сила возникает только в тех случаях, когда горизонтальное смещение колеса превышает зазор между рельсом и наружной поверхностью гребня колеса. С учетом вышесказанного система дифференциальных уравнений пространственных колебаний грузового вагона приобрела следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
 m\ddot{y} + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - mg &= 0; \\
 I_y \ddot{\Phi} + (P_1 + P_2 - P_3 - P_4) \frac{L}{2} &= 0; \\
 I_z \ddot{\Psi} + (Q_1 - Q_2) \frac{L}{2} + M_{T1} \text{sign}(\dot{\Psi} - \dot{\Phi}_1) + M_{T2} \text{sign}(\dot{\Psi} - \dot{\Phi}_2) &= 0; \\
 m\ddot{y} + Q_1 + Q_2 &= 0; \\
 I_x \ddot{\Theta} + mh\ddot{y} + (-P_1 + P_2 - P_3 + P_4) \frac{b}{2} &= 0; \\
 m_T \ddot{y}_1 - Q_1 - (T_{y1} + T_{y2} + F_1 + T_{y3} + T_{y4} + F_2) &= 0; \\
 m_T \ddot{y}_2 - Q_2 - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 + T_{y7} + T_{y8} + F_4) &= 0; \\
 I_T \ddot{\Phi}_1 + (T_{y1} + T_{y2} + F_1 - T_{y3} - T_{y4} - F_2) \frac{l}{2} - (T_{x1} - T_{x2} + T_{x3} - T_{x4}) \frac{s}{2} + \\
 + M_{T1} \text{sign}(\dot{\Phi}_1 - \dot{\Psi}) &= 0; \\
 I_T \ddot{\Phi}_2 - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 - T_{y7} - T_{y8} - F_4) \frac{l}{2} - (T_{x5} - T_{x6} + T_{x7} - T_{x8}) \frac{s}{2} + \\
 + M_{T2} \text{sign}(\dot{\Phi}_2 - \dot{\Psi}) &= 0.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

В уравнениях системы (1) приняты следующие обозначения: y, z – ордината и аппликата точки пересечения вертикальной оси симметрии котла цистерны с плоскостью его опоры на пятник тележки; Φ, Ψ, Θ – углы поворота кузова вокруг поперечной OY , вертикальной OZ и продольной OX осей соответственно; y_1, y_2 – боковой от нос центров тяжести первой и второй тележек соответственно; Φ_1, Φ_2 – углы поворота соответственно первой и второй тележек относительно вертикальной оси; m, m_T – масса подрессоренных элементов цистерны и непрессоренных частей тележки соответственно; I_y, I_z, I_x – моменты инерции подрессоренных элементов кузова цистерны относительно центральных осей OY и OZ и момент инерции кузова относительно оси OX , проходящей на уровне пятников рамы цистерны; I_T – момент инерции тележки относительно центральной вертикальной оси; b – расстояние между серединами рессорных комплектов тележки; L, l – база кузова цистерны и тележки соответственно; s – расстояние между средними радиусами кругов катания колесной пары; h – высота центра тяжести котла цистерны над пятником; P_i – вертикальные реакции каждого рессорного комплекта тележек цистерны ($i = 1, \dots, 4$); Q_1, Q_2 – горизонтальные реакции рессорных комплектов первой и второй тележек соответственно; T_{xj}, T_{yj} – продольные и поперечные составляющие касательных реакций между каждым колесом вагона и рельсом соответственно ($j = 1, \dots, 8$); F_i – сила взаимодействия гребня колеса и рельса; M_{T1}, M_{T2} – момент сил сухого трения в пятниковом узле первой и второй тележек соответственно; g – ускорение свободного падения.

Определялись значения вертикальных P_i , горизонтальных Q_i сил, действующих на рессорные комплекты тележек, в зависимости от изменения жесткости упругих связей рессорных комплектов в вертикальной C_v и горизонтальной C_T плоскостях. Значения C_v и C_T варьировались в пределах: $C_v = 3 \dots 5$ МН/м; $C_T = 3 \dots 5$ МН/м. Расчеты проводились для груженой и порожней цистерн.

По результатам расчетов построены графики зависимостей максимальных вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} сил от коэффициента вертикальной жесткости C_v при различных значениях горизонтальной жесткости C_r и различных скоростях движения цистерны. На рис.1 приведены графики этих зависимостей при скорости движения грузной цистерны 15 м/с. Кривые 1, 2 и 3 соответствуют значениям коэффициентов горизонтальной жесткости C_r соответственно 3, 4 и 5 МН/м.

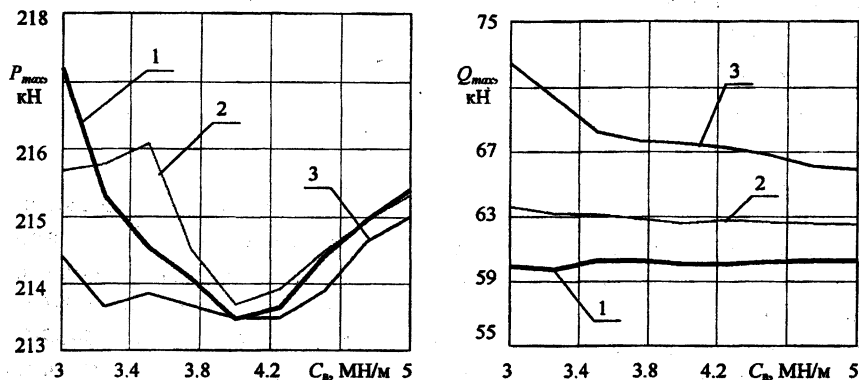


Рис. 1. Зависимости вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} сил от коэффициентов вертикальной C_v и горизонтальной C_r жесткости рессорного подвешивания для грузной цистерны

Из приведенных на рис.1 графиков видно, что минимальные значения вертикальных сил P_{max} возникают в рессорном подвешивании тележки при коэффициенте вертикальной жесткости пружин $C_v = 4...4,2$ МН/м. Коэффициент горизонтальной жесткости $C_r = 5$ МН/м соответствует минимальному значению боковых сил Q_{max} . На вертикальные силы P_{max} коэффициент горизонтальной жесткости не оказывает существенного влияния, их значения не изменяются более чем на 5%. В то же время боковые силы Q_{max} в большей степени зависят от коэффициента C_r , диапазон изменения их значений достигает 14%.

Расчеты показали, что при скоростях движения выше 20 м/с боковые силы в рессорном подвешивании минимальны при более низком значении коэффициента горизонтальной жесткости, равном 3 МН/м.

При движении порожней цистерны зависимости, приведенные на рис.2, показывают, что вертикальные P_{max} и горизонтальные Q_{max} силы в несколько раз меньше, чем у грузной цистерны и мало зависят от коэффициентов жесткости подвешивания C_r и C_v . В связи с этим целесообразно выбирать рациональные значения упругих

связей рессорного подвешивания, руководствуясь динамическими качествами гру-
 женых цистерн.

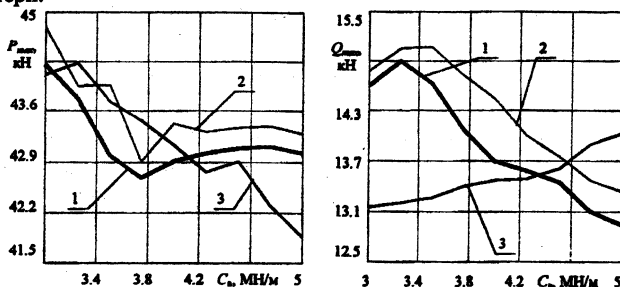


Рис. 2. Зависимости вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} сил от коэффициентов вертикальной C_v и горизонтальной C_h жесткости рессорного подвешивания для порожней цистерны

Аналогичные расчеты влияния упругих параметров рессорного подвешивания на силы P_{max} и Q_{max} были проведены для всего диапазона эксплуатационных скоростей цистерн. Установлено, что при скорости движения цистерны до 20 м/с максимальные вертикальные и горизонтальные силы во всех рессорных комплексах тележек цистерны практически соответствуют их статическим значениям и начинают интенсивно возрастать при более высоких скоростях.

Поскольку силы взаимодействия колеса с рельсом F_r оказывают существенное влияние на динамику движения цистерны и износ колес и рельсов на рис.3, приведены кривые, показывающие изменение сил F_r , действующих на одну колесную пару, в зависимости от параметров подвешивания тележки C_v и C_h .

Из графиков видно, что минимальные значения сил P_{max} и Q_{max} реализуются при движении груженой цистерны, если $C_v = 4 \text{ MN/m}$, $C_h = 5 \text{ MN/m}$.

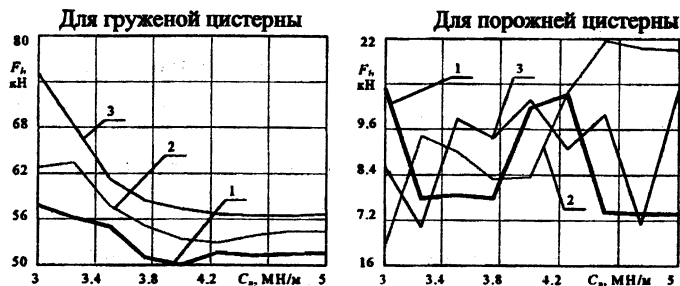


Рис.3. Зависимости сил взаимодействия колеса с рельсом F_r от коэффициентов вертикальной C_v и горизонтальной C_h жесткости рессорного подвешивания

Малая вертикальная жесткость подвешивания приводит к росту сил контактного взаимодействия колес и рельсов. Порожный режим движения характерен возникновением сил F_f примерно в четыре раза меньших по сравнению с гружеными цистернами. Диапазон изменения сил в зависимости от значений коэффициентов жесткости невелик.

Таким образом, рациональные значения коэффициентов вертикальной и горизонтальной жесткости рессорного подвешивания тележек для четырехосной железнодорожной цистерны можно рекомендовать в следующих пределах: $C_v = 3,8 \dots 4,2$ МН/м, $C_r = 4 \dots 4,5$ МН/м.

Проведенные исследования показали, что для обеспечения высоких динамических качеств четырехосных цистерн под них необходимо подкатывать тележки с более жестким рессорным подвешиванием в горизонтальной плоскости. Жесткость подвешивания в вертикальной плоскости серийных грузовых тележек вполне удовлетворяет высоким динамическим свойствам цистерны.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Соколов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. — М.: Транспорт, 1981. — 207 с.
- 2 Ефремова З.Г. Математическая модель пространственных колебаний вагона с учетом возникновения пробуксовки между колесом и рельсом // РЖ ВИНТИ «Железнодорожный транспорт». — 1984. — № 8. — 14 с.
- 3 Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. — М.: Стройиздат, 1965. — 448 с.

УДК 621.793

В. Э. Завистовский, Н. Л. Кравченко, Т. Ю. Мишина

СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ МАТЕРИАЛОВ С ПОКРЫТИЯМИ

*Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь*

Прочность металлических изделий как основная характеристика их служебной надежности не теряет своей актуальности на протяжении всей истории развития машиностроения. Однако, наибольшую остроту эта проблема приобретает в настоящее время, когда для решения новейших технических задач резко повысилась интенсивность использования несущей способности металла, приводящая к возрастанию ве-