

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С УЧЕТОМ ДВУХ РЕЖИМОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕС ПО РЕЛЬСАМ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

В процессе движения железнодорожных экипажей по рельсовому пути изменяются вертикальные и боковые силы, действующие на рессорные комплекты их ходовых частей. Эти изменения обусловлены неровностями пути, нестабильностью состояния контактирующих поверхностей, колебаниями обрессоренных масс, параметрами рессорного подвешивания тележек и т.д.

Кроме этого на боковые колебания вагона существенное влияние оказывают величины касательных реакций T_p , возникающих между i -м колесом и рельсом в горизонтальной плоскости, которые в режиме упругого скольжения зависят от коэффициента псевдоскольжения γ , определяемого по формуле [1]:

$$\gamma = K \sqrt{Nr} \quad (1)$$

где K – коэффициент, учитывающий физические свойства материалов колес и рельсов; N – вертикальная нагрузка от колеса на рельс; r – радиус круга катания колеса.

В режиме упругого скольжения сохраняется прямо пропорциональная зависимость между касательными реакциями T_p , возникающими между каждым i -м колесом и рельсом от относительной скорости упругого скольжения ε .

Однако на практике линейная теория упругого скольжения не всегда выполняется, а взаимодействие колес с рельсами происходит в режимах как упругого, так и неупругого скольжения, которые существенно отличаются по физическому смыслу. Режим неупругого скольжения начинается при достижении величиной T_{max} значения, равного силе сцепления между колесом и рельсом

$$T_{max} = N f \quad (2)$$

где f – коэффициент сцепления между колесом и рельсом.

В данной работе ставится задача уточнения рациональных параметров упругих связей рессорного подвешивания тележки вагона в вертикальной и горизонтальной плоскостях с учетом двух режимов скольжения колес по рельсам.

Для этого исследуются пространственные колебания грузового четырехосного вагона на тележках с жесткой рамой движущегося по пути с детерминированными вертикальными и горизонтальными неровностями с учетом режимов упругого и не-

упругого скольжения колеса по рельсу. Составлена система дифференциальных уравнений 18 порядка, учитывающая основные закономерности пути и подвижного состава. Эта система имеет следующий вид:

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

В уравнениях системы (3) приняты следующие обозначения:

y, z – ордината и аппликата точки пересечения вертикальной оси симметрии кузова с плоскостью его опоры на пятник тележки; Φ, Ψ, Q – углы поворота кузова вокруг поперечной OY , вертикальной OZ и продольной OX осей соответственно; y_1, y_2 – боковой относ центров тяжести первой и второй тележек соответственно; j_1, j_2 – угол поворота первой и второй тележек соответственно относительно вертикальной оси; m, m_T – масса подрессоренных элементов вагона и неподдресоренных частей тележки соответственно; I_y, I_z, I_x – моменты инерции подрессоренных элементов вагона относительно осей OY и OZ и момент инерции кузова относительно оси OX , проходящей на уровне пятников вагона; I_T – момент инерции тележки относительно центральной вертикальной оси; b – расстояние между серединами рессорных комплектов тележки; L, l – база вагона и тележки соответственно; s – расстояние между средними радиусами кругов катания колесной пары; h – высота центра тяжести кузова над пятником; P_i – вертикальные реакции каждого рессорного комплекта тележек вагонов ($i = 1, \dots, 4$); Q_1, Q_2 – горизонтальные боковые реакции рессорных комплектов первой и второй тележек соответственно; T_{xy}, T_{yj} – продольные и поперечные составляющие касательных реакций между каждым колесом вагона и рельсом соответственно ($j = 1, \dots, 8$); $M_{T1},$

M_{T2} – момент сил сухого трения в пятниковом узле первой и второй тележек соответственно; g – ускорение свободного падения.

Режение полученной системы осуществлялось на ЭВМ методом численного интегрирования системы дифференциальных уравнений с использованием программы “MathCAD”. Определялись вертикальные и горизонтальные силы, действующие на рессорные комплекты тележек, в зависимости от коэффициентов вертикальной и горизонтальной жесткостей рессорных комплектов тележки. В соответствии с рекомендациями [2] при выборе рациональных значений параметров рессорного подвешивания принимаются минимальные значения вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} максимальных сил, возникающих в рессорном подвешивании тележки, то есть

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

Расчеты по определению максимальных значений сил P_{max} и Q_{max} выполнялись путем численного интегрирования составленных систем дифференциальных уравнений.

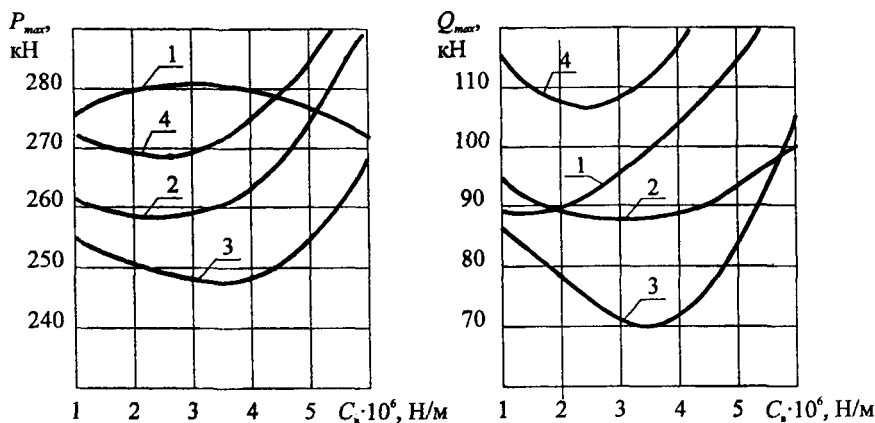
Значения C_r и C_s варьировались в следующих пределах:

$$C_r = 1 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

$$C_s = 2 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

По результатам расчетов построены графики зависимостей максимальных вертикальных P_{max} и горизонтальных Q_{max} сил от величины вертикальной жесткости C_s рессорного подвешивания тележки при различных значениях его горизонтальной жесткости C_r , которые приведены на рис. 1.

а) режим упругого скольжения колес по рельсу



б) чередование режимов упругого и неупругого скольжения

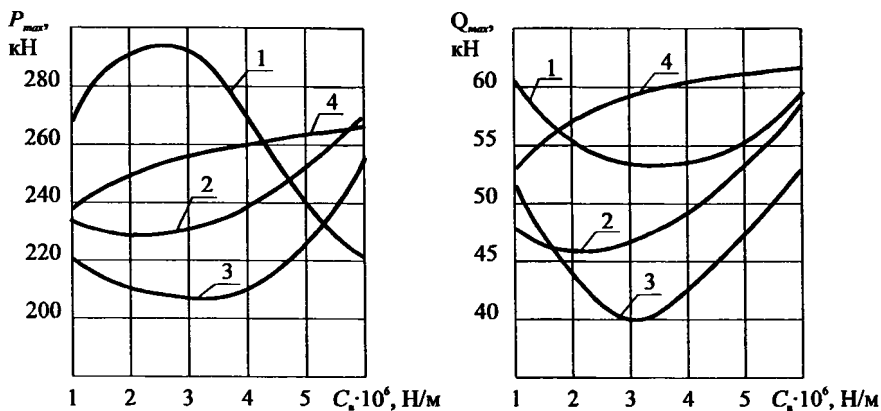


Рис. 1. Зависимость максимальных вертикальных P_{max} и боковых Q_{max} сил от параметров пружин рессорного подвешивания тележки: 1 – $C_v = 2 \cdot 10^6$ Н/м; 2 – $C_v = 3 \cdot 10^6$ Н/м; 3 – $C_v = 4 \cdot 10^6$ Н/м; $C_r = 5 \cdot 10^6$ Н/м.

Из графиков (см. рис. 1, а) видно, что при упругом скольжении колеса по рельсу минимальное значение вертикальных сил P_{max} соответствует $C_v = (3,5 \dots 4) \cdot 10^6$ Н/м и $C_r = 3,5 \cdot 10^6$ Н/м. Минимальное значение горизонтальных сил Q_{max} соответствует коэффициентам жесткости $C_v = (3 \dots 4) \cdot 10^6$ Н/м и $C_r = 3,5 \cdot 10^6$ Н/м.

При чередовании режимов упругого и неупругого скольжения (см. рис. 1, б) минимальное значение сил P_{max} и Q_{max} возникают при $C_v = 3,2 \cdot 10^6$ Н/м и $C_r = 3,3 \cdot 10^6$ Н/м.

Таким образом, из приведенных на рисунке графиков рациональные значения вертикальных и горизонтальных коэффициентов жесткости рессорных комплектов целесообразно выбирать в следующих пределах: $C_v = (3,8 \dots 4) \cdot 10^6$ Н/м; $C_r = 3,5 \cdot 10^6$ Н/м.

Как показывают проведенные теоретические исследования, учет двух режимов скольжения колес по рельсам не оказывает существенного влияния на значение параметров упругих связей тележек вагона. Однако в ходе расчетов выявлено, что в результате учета неупругого скольжения между колесом и рельсом значения вертикальных сил P_{max} оказались меньше на 15% чем при упругом скольжении, а горизонтальные Q_{max} – на 25%.

Таким образом, для повышения точности расчетов при динамических исследованиях боковых колебаний подвижного состава необходимо учитывать чередование режимов упругого и неупругого скольжения колес по рельсам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковалев Н.А. Боковые колебания подвижного состава.– М.: Трансжелдориздат, 1957.– 247 с.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагонов.– М.: Транспорт, 1978.– 252 с.

УДК 621.793

В.Э.Завистовский

ФОРМИРОВАНИЕ ЗОНЫ СПЛАВЛЕНИЯ И ХАРАКТЕР РАЗРУШЕНИЯ ПОКРЫТИЯ ИЗ СПЛАВА ПГ-СР4-ОМ НА СТАЛИ 20

Полоцкий государственный университет

Новополоцк, Бларусь

Любой металлический многокомпонентный сплав имеет сложную структуру, формирующуюся из многочисленных групп однотипных или разнотипных атомов. Свойства сплава определяются его структурой, которая зависит от химического состава сплава, технологии его получения и последующей обработки посредством механических, термических, электрохимических и других методов воздействия. Зона сплавления формируется в условиях значительных температурных и концентрационных градиентов и представляет собой комплекс толщиной до 0,5 мм переменного химического и фазового состава.

Исследовались особенности формирования структуры зоны сплавления при наплавке самофлюсующегося никелевого сплава ПГ-СР4-ОМ на малоуглеродистую Сталь 20 и изучалась прочность сцепления наплавленного слоя и основного металла в зависимости от температурно-временных режимов наплавки. В качестве материала для исследования был взят сплав ПГ-СР4-ОМ в виде гранулированного порошка, производства Торезского завода наплавочных твердых сплавов, фракции меньше 200 мкм следующего химического состава: (мас. %) С – 0,8; Cr – 16; В – 3; Si – 4; Ni – основа. Наплавку проводили в высокотемпературной печи СУОЛ-0,25.1/12-М. За оптимальную продолжительность нагрева принимали время до полного расплавления порошка, о чем судили по его “проседанию” на наплавляемой поверхности. Образцы наплавливали с недогревом и перегревом. Скорость нагрева составляла 18 град/с; скорость охлаждения на воздухе – 3 град/с; температура в диапазоне 1000–1200 °С; время изотермической выдержки $t = 0-600$ с.

Для определения прочности сцепления самофлюсующихся никелевых сплавов со сталью по методике [1] были изготовлены образцы двух типоразмеров. Фрактографический анализ изломов проводили при темнопольном освещении и увеличении до 800 крат по принятой в металловедении методике [2]. Металлографическое исследование проводили на микроскопе ММР-2М при увеличениях от 70 до 800 крат. Фотосъемки