

УДК 625.1

Практический способ определения продольной жесткости рельсового пути

В.П. Новосельцев^{1 a}, П.В. Новосельцев^{1 b}, А.А. Гордеева^{2 c}

¹Улан-Удэнский институт железнодорожного транспорта, пр. им. 50-летия Октября 58, Улан-Удэ, Россия

²Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^auuf.vpo@mail.ru, ^bnov-pv@mail.ru, ^cuuf.vpo@mail.ru

Статья поступила 2.07.2015, принята 16.08.2015

Исследование динамики взаимодействия подвижного состава и рельсового пути необходимо выполнять на основе углубленного изучения упруго-деформативных свойств рельсового пути. Эти свойства можно представить в виде системы приведенных жесткостей в различных направлениях: вертикальном, продольном горизонтальном и поперечном горизонтальном. В статье предлагается физическая модель, позволяющая понять физические особенности возникновения сил трения между колесной парой и рельсовым путем. Показано, что неравномерности продольной жесткости рельсового пути, его податливости под действием силы тяги существенно влияют на процесс взаимодействия системы «колесо – рельс». Исследованы механизмы возникновения проскальзывания и боксования колес подвижного состава относительно рельса; предложены для обсуждения результаты экспериментальных исследований. В статье рассказывается об экспериментальном способе определения зависимости зазора рельсового стыка от действия продольной силы, и рассчитываются деформация рельсовой нити, продольная жесткость рельсового пути, работа по перемещению рельса и продольные силы сопротивления. Авторы выполнили экспериментальные исследования продольной жесткости рельсового пути и на этой основе исследовали динамику взаимодействия колеса и рельса. Выявлены некоторые причины возникновения проскальзывания колесной пары в режиме тяги и торможения.

Ключевые слова: продольная жесткость рельсового пути; деформация рельсового пути; энергия деформации рельсового пути; взаимодействие колеса и рельса.

Practical method for determining longitudinal stiffness of railroad track

V.P. Novoseltsev^{1 a}, P.V. Novoseltsev^{1 b}, A.A. Gordeeva^{2 a}

¹Ulan-Ude Institute of Railway Transport Engineering; 58, 50th Anniversary of October, Ulan-Ude, Russia

²Irkutsk State Transport University; 15, Chernishevsky St., Irkutsk, Russia

^auuf.vpo@mail.ru, ^bnov-pv@mail.ru, ^cuuf.vpo@mail.ru

Received 2.07.2015, accepted 16.08.2015

Investigation in interaction dynamics between rolling stock and railroad track should be performed on the basis of in-depth study of railroad track properties. These properties of the railroad track can be represented in the form of reduced stiffness in different directions: vertical, longitudinal horizontal and transverse horizontal. The article presents a physical model, which helps to understand physical features of friction-force rise between a railroad wheelset and a railroad track. It has been shown that the inequalities of longitudinal rigidity of a railroad track and its pliability under the hauling capacity influence significantly on the «wheel-rail» interaction process. The mechanisms of sliding and spinning of wheels in the rolling stock has been studied with respect to rails; the results of experimental studies have been proposed to be discussed. The article describes an experimental method for determining the rail joint gap, depending on the longitudinal force and deformations are being calculated for trackway as well as track longitudinal stiffness, the work on the rail displacement and longitudinal resistance forces. The authors has carried out experimental studies of track longitudinal stiffness and examined the dynamics of wheel-rail interaction on this basis. Some causes of wheelset sliding in traction and braking modes have been revealed.

Key words: longitudinal stiffness of railroad track; deformation of railroad track; deformation energy of railroad track; wheel-rail interaction.

Введение. Изучение особенностей взаимодействия системы «колесо-рельс» позволяет определить степень влияния параметров верхнего строения железнодорожного пути на динамику подвижного состава.

Известны исследования в данном направлении таких ученых, как А.Я. Коган [3, 4], М.Я. Левинзон, П.Г. Пешков [5]. Ими были исследованы продольные смещения рельсового пути и причины их возникновения.

Авторами было предложено в качестве одного из параметров упруго - деформативных свойств рельсового пути использовать отношение продольной сдвигающей силы к величине вызванного этой силой перемещения, которое названо продольной жесткостью рельсового пути [8].

В предлагаемой статье авторы обсуждают вопросы экспериментальных методов определения продольной

жесткости, а также рассматривают распределенную силу сопротивления со стороны верхнего строения пути на рельс, работу на преодоление сил сопротивления движению рельса и потенциальную энергию упругой деформации рельсов, позволяющих оценить влияние технического состояния рельсового пути на возможность возникновения проскальзывания между колесом и рельсом и износа рельсов и колесных пар.

Основные задачи

1. Определить зависимость между приложенной продольной силой на стыке рельсов и возникающим зазором.

2. Рассчитать продольную жесткость рельсового пути и распределенную силу сопротивления.

Продольная жесткость характеризует способность рельсового пути к сопротивлению действию осевых сил, к которым относятся, в том числе, силы тяги и торможения.

Ниже предлагается приемлемый для практики способ определения продольной жесткости рельсового пути под действием осевых сил. Эксперимент может быть выполнен по схеме, представленной на рис. 1.

1. Зазоры δ_1 , δ_2 , δ_3 в стыках должны быть полураскрыты, чтобы был запас перемещения рельсов относительно накладок.

2. Испытательная нагрузка, создаваемая, например, при помощи разгонного прибора Р-25-2, должна прикладываться ступенями по 50 кН.

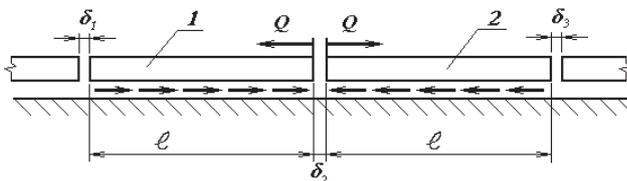


Рис. 1. Схема определения продольной жесткости рельсового пути

3. При приложении каждой новой ступени нагрузки необходимо измерять величины зазоров δ_1 , δ_2 , δ_3 при помощи штангенциркуля с точностью измерения 0,1 мм.

4. Измерение необходимо производить в одном и том же месте стыка, которое нужно предварительно зачистить напильником.

5. Нагружение производить до тех пор, пока не появится ощутимое, но малое изменение величины зазоров δ_1 и δ_3 (примерно до 0,2 мм).

6. После снятия испытательной нагрузки измерить величины зазоров δ_1 , δ_2 , δ_3 .

7. Вычислить смещение Δl_p концов рельсов по отношению друг к другу в стыке 2 как разность величин зазоров δ_2 при двух соседних нагрузках.

8. Вычислить остаточную деформацию рельсовой нити $\Delta l_{ост}$.

9. Построить график зависимости смещения концов рельсов $\Delta \delta_2$ от величины испытательной нагрузки Q .

По предложенной выше методике был выполнен эксперимент на станционных путях в декабре 2012 г. при температуре -28 о С; исследованию подвергался

рельсовый путь на деревянных шпалах. Испытательная нагрузка Q (схема на рис. 1) создавалась при помощи разгонщика Р-25-2, оснащенного манометром. Измерение величин зазоров производилось при помощи штангенциркуля с точностью 0,1 мм. Длина рельсов 1 и 2 (рис. 1) равна 25 м. Результаты данного эксперимента представлены в таблице.

Величина испытательной нагрузки Q , кН	0	50	100	150	200	250
Величина зазора δ_2 , мм	12,4	12,4	13,1	14,2	15,6	17,9
Смещение концов рельсов в стыке $2 \Delta \delta_2$, мм	0	0,3	0,7	1,8	3,2	5,5

Строим график зависимости Q от $\Delta \delta_2$ (рис. 2).

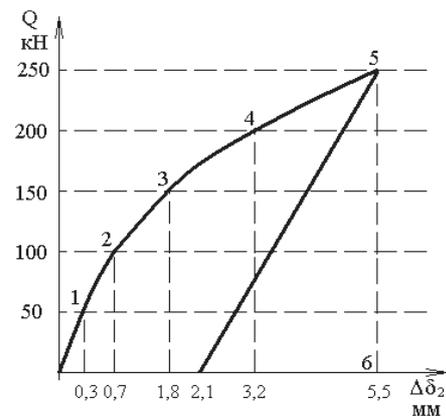


Рис. 2. График изменения зазора рельса $\Delta \delta_2$ при нагружении и разгрузке продольной силой Q

В процессе всего испытания величины зазоров δ_1 и δ_3 оставались неизменными: $\delta_1 = 15,3$ мм; $\delta_3 = 11$ мм. При нагрузке $Q = 250$ кН в стыках 1 и 3 обнаружилось ощутимое, но малое смещение (около 0,2 мм). Из этого следует, что упругая деформация от действия силы Q распространилась на всю длину рельсов 1 и 2. То есть при нагрузке $Q = 250$ кН величина упругой деформации Δl_p будет равна смещению концов рельсов в стыке $2 \Delta \delta_2 = 5,5 \cdot 10^{-3}$ м (см. таблицу), а по закону Гука величина упругой деформации:

$$\Delta l_p = \frac{N \cdot 2 \cdot l}{E \cdot F_p}, \quad (1)$$

где N — нормальная сила, создающая упругую деформацию рельсов 1 и 2; F_p — площадь сечения рельса, m^2 .

Из выражения (1) сила N , создающая упругую деформацию рельсов 1 и 2, будет равна:

$$N = \frac{\Delta l_p \cdot E \cdot F_p}{2 \cdot l}. \quad (2)$$

Таким образом, на сжатие рельса расходуется только часть силы Q .

Потенциальная энергия упругой деформации рельсов 1 и 2:

$$U_p = \frac{N^2 \cdot 2 \cdot l}{2 \cdot E \cdot F_p}. \quad (3)$$

Сила Q , кроме этого, совершала работу по преодолению сил сопротивления со стороны верхнего строения пути; эти силы многообразны и не поддаются учету, однако, используя график (рис. 2), можно определить суммарную работу силы Q как площадь многоугольника 0-1-2-3-4-5-6-0.

Работа на преодоление сил сопротивления движению рельса может быть определена как разница работ приложенной силой Q и потенциальной энергии упругой деформации рельсов 1 и 2:

$$A_{comp} = A(Q) - U_p. \quad (5)$$

Условная приведенная сила сопротивления, приложенная в стыке 2, равна:

$$Q_{comp}^{прив} = \frac{A_{comp}}{\Delta l_p}. \quad (6)$$

Если силу сопротивления, приложенную к рельсу, принять равномерно распределенной, то погонная сила сопротивления в данном эксперименте будет равна:

$$q_{comp} = \frac{Q_{comp}^{прив}}{2 \cdot l}. \quad (7)$$

После снятия внешней нагрузки Q происходят разгрузка системы и обратное перемещение ее элементов. Однако в первоначальное состояние система не возвращается. В данном эксперименте величина зазора δ_2 после сброса нагрузки составила:

$$\delta_2^{ост} = 14,5 \text{ мм.}$$

Следовательно, остаточное изменение зазора δ_2 составило 2,1 мм, что является остаточной деформацией двух рельсов 1 и 2:

$$\Delta l_p^{ост} = 14,5 - 12,4 = 2,1 \text{ мм.}$$

Силами, удерживающими рельс, являются силы трения $F_{тр}$, и если принять их равномерно распределенными по длине $f_{тр}$, то величину остаточной деформации двух рельсов 1 и 2 можно выразить по закону Гука:

$$\Delta l_p^{ост} = \frac{f_{тр} \cdot 2 \cdot l \cdot 2 \cdot l}{2 \cdot E \cdot F_p}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) можно выразить величину равномерно распределенной по длине силы трения:

$$f_{тр} = \frac{\Delta l_p^{ост} \cdot E \cdot F_p}{2 \cdot l^2}. \quad (9)$$

По результатам проведенных, с использованием предложенной методики, экспериментов, была определена продольная жесткость рельсовой нити, как отношение силы Q к величине, вызванного ею перемещения.

Было также определено, распределенное по длине, сопротивление перемещению рельса.

Установлено, что рельс может оказаться в напряженном состоянии за счет удерживающих его распределенных сил трения.

Основные выводы

Предлагаемый практический способ определения продольной жесткости рельсового пути позволяет определить:

1. С достаточной точностью — продольную жесткость рельсового пути, которая характеризует его способность сопротивляться действию продольных сил.

2. Силу сопротивления со стороны верхнего строения пути на рельс.

3. Работу, затраченную на преодоление силы сопротивления со стороны верхнего строения рельсового пути.

Литература

1. Елисеев С.В., Новосельцев В.П., Гордеева А.А. Устройство для определения продольной жесткости рельсового пути: пат. полезную модель № 100478 Рос. Федерация. № 26239; заявл. 10.03.10; опубл. 20.12.14.

2. Елисеев С.В., Новосельцев В.П., Новосельцев П.В., Суслов О.А., Гордеева А.А. Устройство для определения продольной жесткости рельсового пути: пат. на полезную модель: 138300 Рос. Федерация. № 26239; заявл. 10.03.10; опубл. 20.12.14.

3. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. 326 с.

4. Коган А.Я. Продольные силы в железнодорожном пути // Труды ВНИИЖТ. Вып. 332. М. 1967.

5. Левинзон М.Я., Пешков П.Г. Об оценке деформативности основания пути // Динамические качества современного подвижного состава и особенности его воздействия на путь. М.: Транспорт, 1997. С. 63-67.

6. Новосельцев В.П., Новосельцев П.В., Гордеева А.А. Влияние продольной жесткости рельсового пути на проскальзывание колесной пары локомотива по рельсу // Мир Транспорта. 2013. № 4 (38) С. 34-38.

7. Новосельцев В.П., Новосельцев П.В., Гордеева А.А. Влияние продольной жесткости рельсового пути на возможность возникновения боксования // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2. (38) С. 111-115.

8. Новосельцев В.П., Новосельцев П.В., Гордеева А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния бесстыкового рельсового пути под действием осевой силы // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 4 (44). С. 69-73.

References

1. Eliseev S.V., Novosel'tsev V.P., Gordeeva A.A. Device for determining longitudinal stiffness of a railway track: pat.poleznuyu model' № 100478 Ros. Federatsiya. № 26239; yayavl. 10.03.10; opubl. 20.12.14.

2. Eliseev S.V., Novosel'tsev V.P., Novosel'tsev P.V., Suslov O.A., Gordeeva A.A. Device for determining longitudinal stiffness of a railway track: pat. na poleznuyu model': 138300 Ros. Federatsiya. № 26239; yayavl. 10.03.10; opubl. 20.12.14.

3. Kogan A.Ya. The dynamics of a railway track and its interaction with a train. M.: Transport, 1997. 326 p.
4. Kogan A.Ya. Longitudinal forces in a railway track // Trudy VNIIZhT. Vyp. 332. M. 1967.
5. Levinzon M.Ya., Peshkov P.G. An estimate of deformability of a track base // Dinamicheskie kachestva sovremennogo podvizhnogo sostava i osobennosti ego vozdeistviya na put'. M.: Transport, 1997. P. 63-67.
6. Novoseltsev V.P., Novoseltsev P.V., Gordeeva A.A. Impact of longitudinal stiffness of rail track on the sliding of locomotive wheel pair // World of Transport. 2013. № 4 (38) P. 34-38.
7. Novoseltsev V.P., Novoseltsev P.V., Gordeeva A.A. The influence of longitudinal flexibility of railway line upon the possibility of wheel spinning // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2013. № 2. (38) P. 111-115.
8. Novoseltsev V.P., Novoseltsev P.V., Gordeeva A.A. The study of strain deformation state of continuous welded rails under the effect of the axial force // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2014. № 4 (44). P. 69-73.