

УДК 624.07

Н.Х. Раковская¹, Б.С. Ковальский²¹Международный Славянский университет, Харьков²Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков**АКТИВНАЯ ПОДВЕСКА КОЛЕС В БЕЗБАЛАНСИРНЫХ МНОГООСНЫХ АГРЕГАТАХ**

Приводится анализ работы безбалансирных многоосных агрегатов. Отмечается, что при отсутствии неровностей и просадки рельсовых путей, равномерная нагрузка на колеса обеспечивается с помощью мягких упругих систем подвески колес. Однако, в случае неровностей или посадки рельсовых путей обеспечение равномерной нагрузки на колеса безбалансирных многоосных агрегатов может быть достигнуто с большой эффективностью при использовании активной подвески колес. Приводится пример механической активной системы подвески, обеспечивающей равномерную нагрузку на все колеса многоосного безбалансирного агрегата.

безбалансирные многоосные агрегаты, подвеска колес

Введение

Для многоосных многоярусных железнодорожных агрегатов установлено, что после достижения предельного числа ярусов балансиров увеличение массы полезной нагрузки становится невозможным.

В качестве альтернативного пути увеличения массы полезного груза автором в ряде работ были предложены безбалансирные многоосные агрегаты.

Установлено, что при отсутствии неровностей и посадки рельсового пути такие конструкции обеспечивают равномерную нагрузку на все колеса многоосного железнодорожного агрегата.

В тех случаях, когда имеют место неровности или посадка рельсового пути, целесообразно использовать активную подвеску колес, при которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата. В работе проводится анализ и устанавливается эффективность применения активной механической подвески колес.

Анализ литературы. В литературе, посвященной многоосным агрегатам с системой балансировки и передвигающимся по рельсовому пути, в основном содержатся вопросы совершенствования существующих агрегатов в плане снижения их массы и упрощения их эксплуатации. Типичным примером работ этого направления может служить [1] и др. Для тяжелых многоосных специальных агрегатов с многоярусными системами балансировки литература весьма ограничена [2–3], хотя совершенствование тяжелых агрегатов представляется весьма актуальным.

Постановка проблемы. В связи с имеющимися место ограничениями несущей способности полезных грузов для тяжелых многоосных многоярусных безбалансирных железнодорожных агрегатов, возникает задача разработки безбалансирных многоосных агрегатов, обладающих большой несущей способностью транспортировки полезных грузов. Как показали расчеты и проведенный анализ, при создании безбалансирных агрегатов возникает проблема создания такой

подвески колес, при которой обеспечивается равномерная нагрузка на колеса даже при наличии неровностей или посадки рельсовых путей.

Основная часть

В ряде работ автора показано, что расчет безбалансирной грузовой тележки (рис. 1), взаимодействующей с рельсовым полотном на упругом винклеровом основании, может быть осуществлен в результате решения системы дифференциальных уравнений (1):

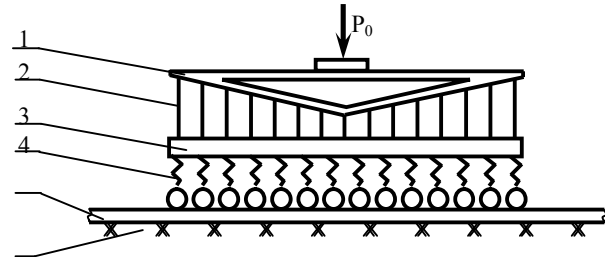


Рис. 1. Схема модели многоосной безбалансирной грузовой тележки: 1 – грузовая балка; 2 – система вертикальных упругих элементов; 3 – силовая балка; 4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно; 6 – упругое основание рельсового пути

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dx^2} \left[EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x-x_i) - P_0 \delta\left(x - \frac{L}{2}\right); \\ EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} &= -R_{12}^i; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= \sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x-x_i) - \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x-x_i); \\ EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} &= -R_{34}^i(x_i); \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -\sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x-x_i). \end{aligned} \right\} (1)$$

Прежде чем приступить к решению системы дифференциальных уравнений (1), следует учесть, что конечной целью разработки многоосного безбалансирного агрегата является обеспечение одинаковой нагрузки на колеса. А это означает, что входя-

щие в уравнения нагрузки на колеса, а также на рельсовый путь должны быть однозначными, т.е.

$$R_{34} = R_0 = \frac{P_0}{N}. \quad (2)$$

Но из третьего уравнения системы (1) для обеспечения равенства $R_{34} = R_0$ необходимо:

$$R_{12} = R_{34} = R_0 = \frac{P_0}{N}. \quad (3)$$

При выполнении условий (3) система уравнений распадается на $(2N + 3)$ независимых уравнений, правые части которых оказываются уже известными (4);

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dx^2} \left[EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - P_0 \delta \left(x - \frac{\ell}{2} \right); \\ EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} &= -R_0; \quad (i = 1, 2, \dots, N); \\ EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i); \\ EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} &= -R_0(x_i); \quad (i = 1, 2, \dots, N); \\ EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i). \end{aligned} \right\} (4)$$

Для решения (4) необходимо учитывать (наряду с удовлетворением граничных условий) условия совместности перемещений, которые в рассматриваемом случае могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} U_1(x_i) &= U_2(x_i); \\ U_2(x_i) &= U_3(x_i); \\ U_3(x_i) &= U_4(x_i); \\ U_4(x_i) &= U_5(x_i); \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где $(i = 1, 2, \dots, N)$.

С практической точки зрения обеспечения одинакового нагружения колес можно достичь, если потребовать, чтобы

$$U_3(x_i) = \text{const}, \text{ или } U_3(x_i) = 0, \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (6)$$

В этом случае можем записать для силовой балки элементов конструкции многоосного агрегата

$$U_2(x_i) = U_1(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (7)$$

Аналогично для нижерасположенной силовой балки элементов конструкций многоосного агрегата

$$\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (8)$$

Из уравнений, записанных во второй строке уравнений (4), следует после интегрирования

$$U_2(x_i) = \frac{R_0 \ell_2}{EF_2(x_i)}, \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (9)$$

Неизвестная $F_2(x_i)$, входящая в выражение безразмерной жесткости вертикальных элементов (2), (рис. 1) на основании (9) и (7) приводит к виду

$$\frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell_2} = \frac{1}{U_2(x_i)}, \text{ или } \frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell_2} = \frac{1}{U_1(x_i)}, \quad (10)$$

где $(i = 1, 2, \dots, N)$.

Таким образом, если известны перемещения грузовой балки (1) (рис. 1), то по формуле (10) можно определить безразмерные (или размерные) жесткости вертикальных силовых элементов (2) (рис. 1), обеспечивающие равномерную нагрузку R_0 , действующую на силовую балку (3) (рис. 1).

Отметим, что условие (6) позволяет допускать поступательное перемещение силовой балки. Только в этом случае со стороны подвески на силовую балку будут действовать постоянные по величине силы R_0 , не вызывая в ней изгиба.

Однако, если анализировать перемещения силовой балки, начиная с прогиба или просадки рельсового пути, то будем иметь (рис. 2):

$$U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (11)$$

где $U_5(x_i)$ – перемещение рельсового пути; $U_4(x_i)$ – перемещение подвески колес.

Из анализа соотношения (11) следует, что $U_5(x_i)$ фактически является величиной, определяемой точностью прокладки рельсового пути. Поэтому в данном контексте $U_5(x_i)$ следует рассматривать, как величину, заданную или определяемую при известной нагрузке, действующей на рельс. В связи с необходимостью выполнения соотношения (11) устанавливаем, что перемещение подвески колес $U_4(x_i)$ должно определяться выражением

$$U_4(x_i) = U_3^0 + U_5(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (12)$$

где U_3^0 – (поступательное) смещение силовой балки при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути (3) (рис. 1) за счет обжатия подвески колес при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути; $U_4(x_i)$ – суммарное перемещение подвески колес.

На рис. 2 приводятся (схематично) графики перемещения силовой балки U_3 , обжатия системы подвески U_4 , а также неровностей и просадки рельсового пути $U_5(x)$.

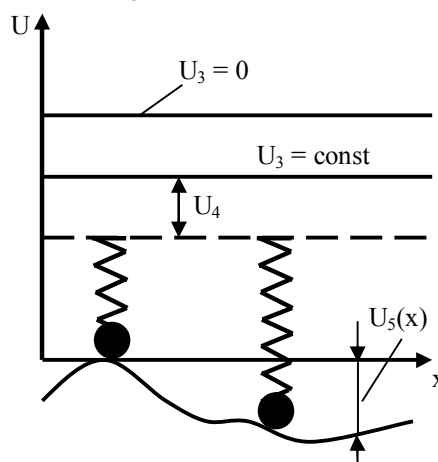


Рис. 2. Графики зависимости (схематичные): U_3 – переменная силовой балки; U_4 – обжатия системы подвески колес; U_5 – неровности и просадка рельсового пути

Отметим, что перемещение силовой балки 1 (рис. 1) $U_3 = 0$ имеет место при жесткой подвеске колес и идеально ровном рельсовом пути.

Перемещение силовой балки $U_3 = \text{const}$ определяется величиной обжатия упругой подвески колес U_4 , причем $U_4(x_i) = U_4^0 + \Delta U_4(x_i)$.

Перемещение рельсов, вызванное их неровностями и просадкой рельсового пути $U_5(x)$.

Как следует из анализа графиков, приводимых на рис. 2, обжатие пружины 4 (рис. 1) оказывается различным в зависимости от неровностей и просадки пути. Но при различном обжатии упругих подвесок колес будут происходить и изменения нагрузки на колеса. В связи с отмеченным (важным в практическом плане обстоятельстве), обеспечение постоянной нагрузки на колеса может быть достигнуто лишь при использовании активной подвески колес, при которой увеличение или уменьшение перемещения подвески колес при использовании специального устройства осуществляет компенсацию изменения перемещения системы подвески, обеспечивая, тем самым, постоянную нагрузку на колеса (и одновременно на силовую балку, обеспечивая ее прямую форму). В качестве примера применения активной системы подвески колес рассматривается фрагмент многоосного железнодорожного агрегата, в состав которого входит активное силовое устройство (2), рис. 3.

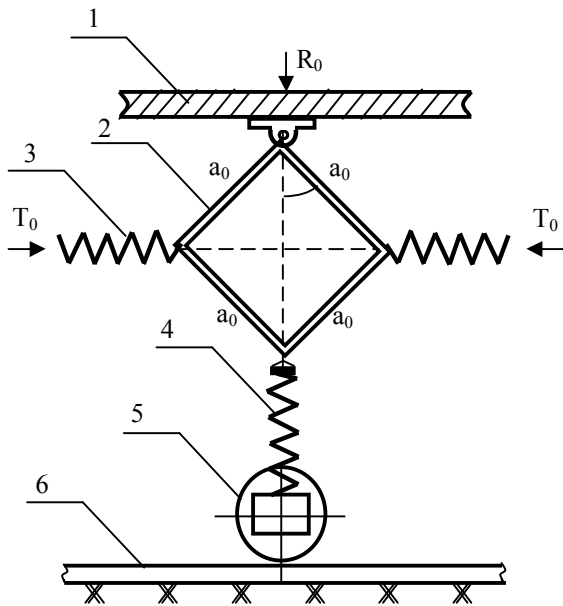


Рис. 3. Фрагмент многоосного железнодорожного агрегата с активной подвеской колес: 1 – силовая балка; 2 – стержни, образующие ромб; 3 – горизонтальные упругие элементы; 4 – вертикальные упругие элементы; 5 – колесо многоосного агрегата; 6 – рельсовый путь

Отметим, основой активного элемента является ромб (2), состоящий из четырех стержней, связанных между собой шарнирами. В исходном состоянии ромб нагружается двумя вертикальными силами

R_0 и двумя горизонтальными силами T_0 . Под действием всех этих сил ромб находится в равновесии. Из условия равновесия углов (рис. 4) следует, что:

$$R_0 = 2S_0 \cos \varphi_0; \quad (13)$$

$$T_0 = 2S_0 \sin \varphi_0. \quad (14)$$

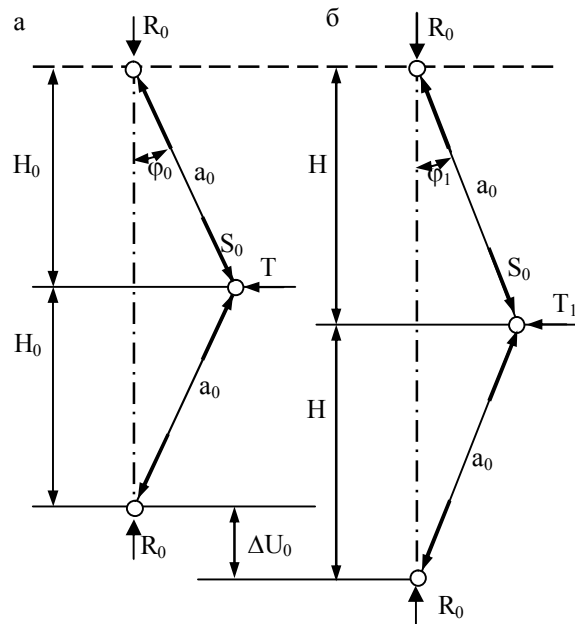


Рис. 4. Схема активной подвески колес (с изображением половины ромба) с указанием основных размеров и действующими на ромб силами: а – исходное состояние активной подвески; б – состояние активной подвески после просадки колес (многоосного агрегата)

Из формул (13) и (14) получаем, что

$$T_0 = R_0 \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (15)$$

При посадке колеса на величину ΔU_0 (рис. 4) можно получить аналогичное соотношение (15):

$$T_1 = R_0 \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (16)$$

В соотношении (16) учтено, что после просадки колеса вертикальная сила, благодаря работе активной подвески, дальше равняется R_0 .

Положим, что a_0, φ_0, R_0 – заданные величины, а φ_1 и T_1 подлежат определению. На рис. 4 половины ромба а – в исходном состоянии; б – после просадки колеса. При этом величина просадки колеса обозначена ΔU_0 (рис. 4). Исходя из анализа положения стержней ромба в исходном состоянии и после просадки колеса на основе рис. 4 находим, что

$$2a_0(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_0) = \Delta U_0. \quad (17)$$

Из формулы (17) следует, что искомая величина φ_1 определяется следующим выражением

$$\cos \varphi_1 = \cos \varphi_0 + \frac{\Delta U_0}{2a_0}, \quad (18)$$

На рис. 5 приводятся зависимости φ_1 от φ_0 при трех значениях просадки колес:

$$\Delta U_0^{(1)} = 0,05 \text{ м}; \quad \Delta U_0^{(2)} = 0,10 \text{ м}; \quad \Delta U_0^{(3)} = 0,15 \text{ м}. \quad (19)$$

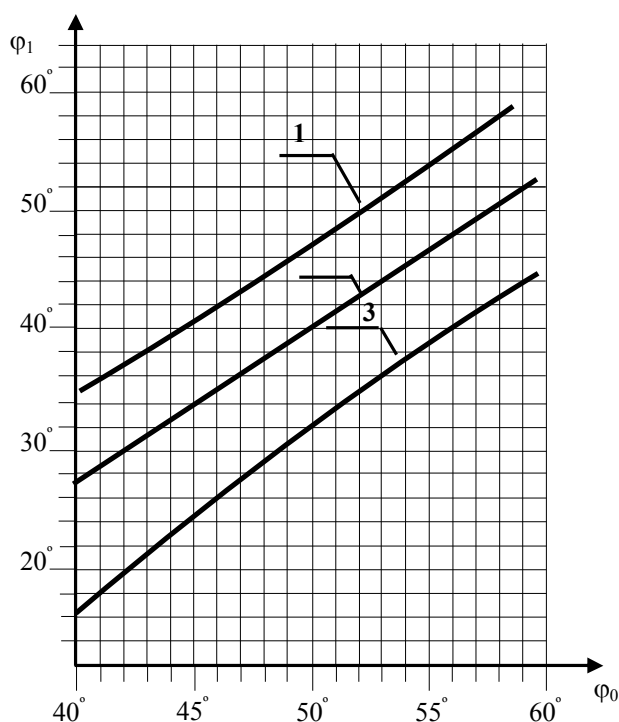


Рис. 5. Зависимость угла $2\varphi_1$ при вершине ромба (после просадки колеса) от угла $2\varphi_0$ при вершине ромба: 1 – $\Delta U_0^{(1)} = 0,05$ м; 2 – $\Delta U_0^{(2)} = 0,10$ м; 3 – $\Delta U_0^{(3)} = 0,15$ м

Полученное выражение для φ_1 (18) позволяет решить задачу определения требуемого значения для горизонтального усилия T_1 (при фиксированной исходной форме ромба, а следовательно и φ_0) для различных значений просадки колес:

$$\frac{T_1}{R_0} = \operatorname{tg} \left[\arccos \left(\cos \varphi_0 + \frac{\Delta U_0}{2a_0} \right) \right]. \quad (20)$$

На основе формулы (20) были построены графики зависимости T_1/R_0 от величины ΔU_0 для трех различных значений φ_1 (рис. 6). Из анализа графиков, приведенных на рис. 6 можно сделать следующие выводы. При относительно малых значениях φ_0 ($20 \div 30^\circ$) требуемое значение горизонтальной нагрузки T_1 (обеспечивающей равновесие ромба) в 2 ÷ 4 раза оказывается меньше вертикальной сжимающей силы R_0 . При относительно больших значениях φ_0 ($40 \div 60^\circ$) требуемое значение горизонтальной нагрузки T_1 оказывается близким или несколько превышающим силу R_0 . Следует отметить, что при рассматриваемых диапазонах значений φ_0 ($40^\circ \div 60^\circ$) наблюдается связь между T_1/R_0 и φ_0 близкая к линейной.

Выводы

Приведенные в статье расчеты и их анализ подтвердили возможность создания безбалансирных многоосных тяжелых агрегатов, способных обеспечить равномерную нагрузку на колеса.

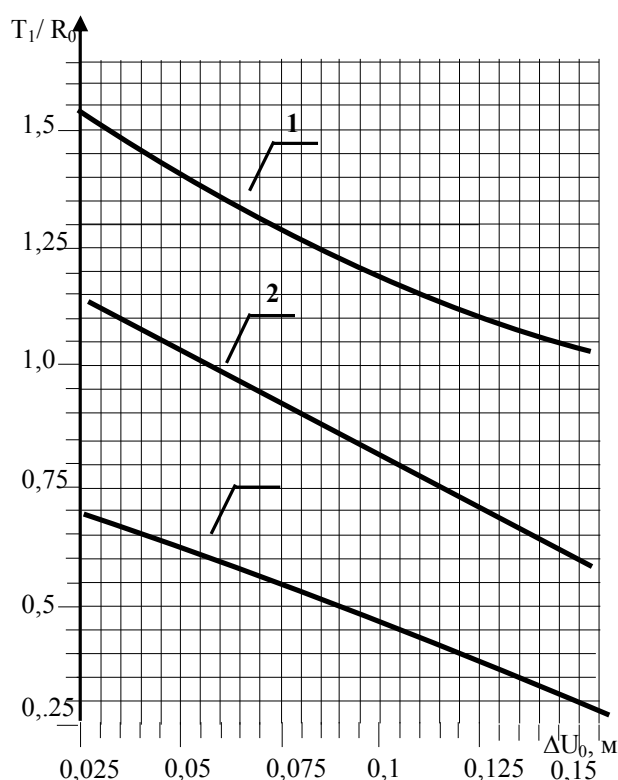


Рис. 6. Зависимость безразмерной величины T_1/R_0 от величины обжатия колес для φ_1 : 1 – $\varphi_0^{(1)} = 60^\circ$; 2 – $\varphi_0^{(2)} = 50^\circ$; 3 – $\varphi_0^{(3)} = 40^\circ$

Важной составной частью, обеспечивающей равномерную нагрузку на колеса, явилось использование активной подвески колес, которая позволяет компенсировать неровности и просадку рельсового пути. Предложенная в работе схема активной подвески (рис. 5) представляется достаточно простой и в то же время достаточно эффективно способна компенсировать неровности и просадку рельсовых путей, обеспечивая поддержание постоянных нагрузок на колеса многоосного безбалансирного железнодорожного агрегата. Согласно графикам, приведенным на рис. 6, оказывается, что компенсирующая горизонтальная сила T_1 с достаточно высокой для практики точностью связана с просадкой колеса ΔU_0 линейной зависимостью, что существенно упрощает конструкцию и настройку компенсирующих силовых элементов.

Список литературы

1. Раковский Х.В., Раковская-Баишмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов – рельсы-основания путей. – Х.: МСУ, 1988. – 84 с.
2. Раковский Н.Х., Раковский Х.В. Контактное взаимодействие "колесо-рельс" безбалансирных многоосных тяжелых агрегатов. – Х.: ХВПС, 2006. – 327 с.
3. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.

Поступила в редколлегию 15.01.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.Н. Фоменко, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков.