

## ОТ БАЛАНСИРНЫХ К БЕЗБАЛАНСИРНЫМ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫМ ПОДВИЖНЫМ СПЕЦИАЛЬНЫМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫМ АГРЕГАТАМ

*Международный Славянский университет*

В настоящее время широкое распространение для транспортировки тяжелых грузов получили многоосные многоярусные механические балансиры, способные обеспечить (при невысоких скоростях) практически равномерную нагрузку на колеса.

Типовая схема грузовой трехъярусной балансирующей тележки (с частью грузовой рамы (4)) приводится на рис. 1 [1–3].

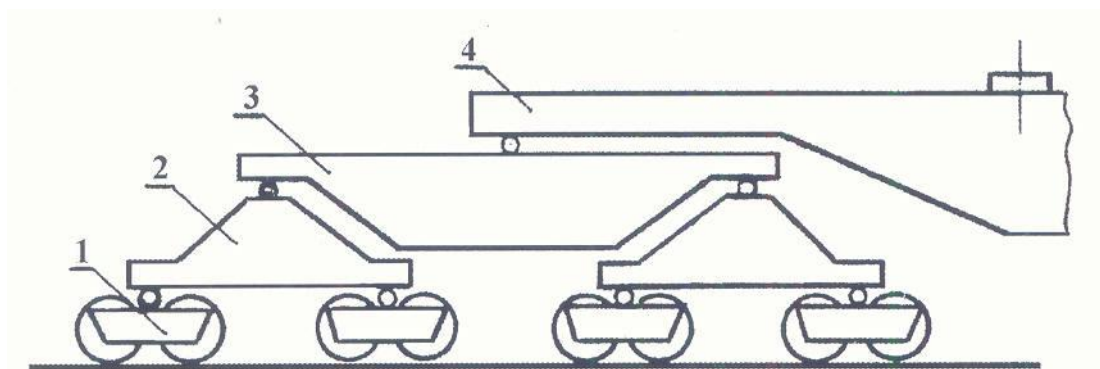


Рисунок 1 – Типовая схема трехъярусной балансирующей грузовой тележки с фрагментами грузовой рамы

Серьезным недостатком многоярусных многоосных агрегатов является их неспособность к транспортировке сверхтяжелых полезных грузов из-за чрезмерного роста массы механических балансиров.

Но рост масс балансиров ведет не только к ограничению перевозимых полезных грузов, но также ведет к росту их массовых моментов инерции, что приводит к запаздыванию их реакций при наезде колес агрегата на локальные неровности рельсового пути, что в свою очередь ведет к нарушению равномерной нагрузки на колеса.

Цель работы:

- провести анализ влияния числа ярусов на величину суммарной массы балансиров многоосных агрегатов;
- провести анализ влияния локальных неровностей рельсовых путей на величину нагрузок на колеса многоосного агрегата с учетом инерционности балансиров;
- разработать модель безбалансирующего многоосного агрегата, а также методики расчетов основных силовых элементов конструкции, обеспечивающих равномерную нагрузку на колеса.

### 1. Установление зависимости массы многоярусных балансиров от числа ярусов

В качестве примера рассматривается 32-осная грузовая тележка с пятью ярусами балансиров.

Типовая схема балансира “i”-го яруса с обозначениями основных размеров приводится на рис. 2.

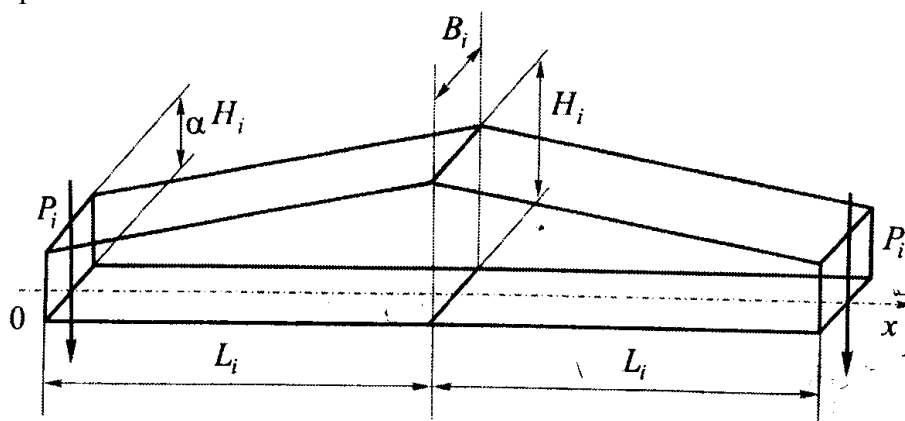


Рисунок 2 – Типовая схема балансира с обозначениями основных размеров

Примем дальше, что

$$H_i(x=0) = \alpha H_i(L_i). \quad (1)$$

Из условия прочности на изгиб сечения балансира при  $x = L_i$  и работы на сдвиг сечения  $x = 0$  находим, что

$$[\sigma] \geq \frac{6P_i L_i}{B_i H_i^2}; \quad (2)$$

$$[\tau] = \frac{1}{2}[\sigma] = \frac{3}{2} \frac{P_i}{\alpha B_i H_i}. \quad (3)$$

Из формул (2) и (3) с учетом (1) находим, что [4]

$$H_i = 2\alpha L_i, \quad B_i = \frac{2}{3} \frac{P_i}{\alpha^2 B_i H_i}. \quad (4)$$

Масса одного балансира i-го яруса определяется по формуле (рис. 2)

$$M_i = 2\rho \frac{(\alpha H_i + H_i)}{2} L_i B_i \text{ или } M_i = K P_i L_i, \quad (5)$$

где

$$K = \rho \frac{3(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]}. \quad (6)$$

Можно показать, что выражение для массы балансиров каждого из пяти ярусов могут быть представлены в виде

$$M_1 = \frac{1}{128} KP_0 L_0; M_2 = \frac{1}{64} KP_0 L_0; M_3 = \frac{1}{32} KP_0 L_0; M_4 = \frac{1}{16} KP_0 L_0; M_5 = \frac{1}{8} KP_0 L_0, \quad (7)$$

где  $P_0$  – внешняя нагрузка, действующая на грузовую тележку;  $L_0$  – длина грузовой тележки.

Используя выражения (7) для масс балансиров для различных ярусов, можно построить график зависимости массы балансиров (в безразмерной форме) от числа ярусов –  $i$  (рис. 3).

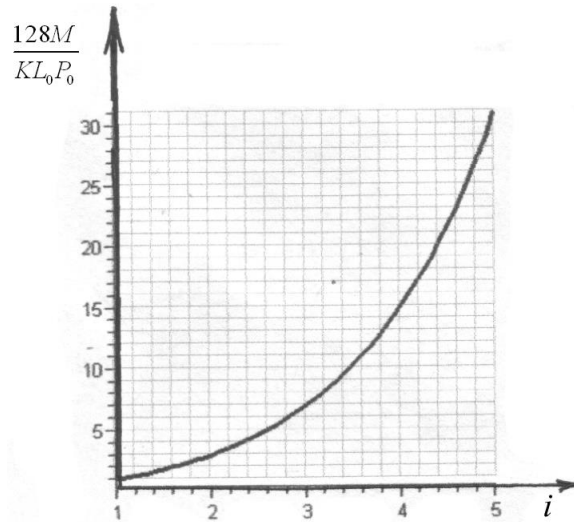


Рисунок 3 – График зависимости безразмерной массы балансиров от числа ярусов –  $i$

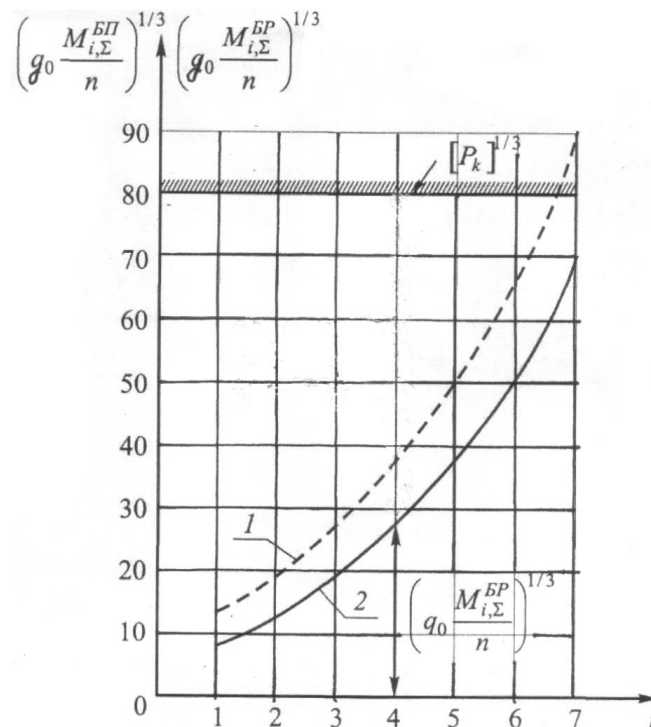


Рисунок 4 – Графики зависимости силы тяжести многоярусных балансиров, приходящаяся на одно колесо агрегата в зависимости от числа ярусов –  $i$   
 1 – балансиров прямоугольного сечения; 2 – балансиров ромбовидного сечения

Из анализа приводимого на рис. 3 графика следует важный в практическом отношении вывод: добавление к системе механических балансиров дополнительного яруса балансиров практически приводит к удвоению суммарной массы балансиров.

Из анализа графиков, приводимых на рис. 4 следует, что при применении балансиров постоянного сечения (вдоль его длины) при числе ярусов  $i = 7$  сила тяжести балансира, приходящаяся на одно колесо агрегата достигает предельно допустимой нагрузки на колесо, и следовательно, для полезной нагрузки резерва не остается.

## 2. Установление зависимости локальных неровностей рельсового пути на величину динамической нагрузки, действующей на колесо

Для более полного изучения влияния механических балансиров на нагрузку на колеса агрегата в данном разделе рассматривается взаимодействие колеса с неровностями рельсового пути при движении агрегата с некоторой постоянной скоростью  $V_0$ .

В качестве основных допущений применяются следующие:

- многоярусный балансирующий агрегат представляется в виде плоской модели (рис. 5);
- механические балансиры являются абсолютно жесткими;
- рельсовый путь и полезный груз с грузовой рамой принимаются абсолютно жесткими;
- подвеска колес также принимается абсолютно жесткой.

Цель исследования состоит в установлении влияния запаздывания движений балансиров на величину динамической нагрузки на колесо.

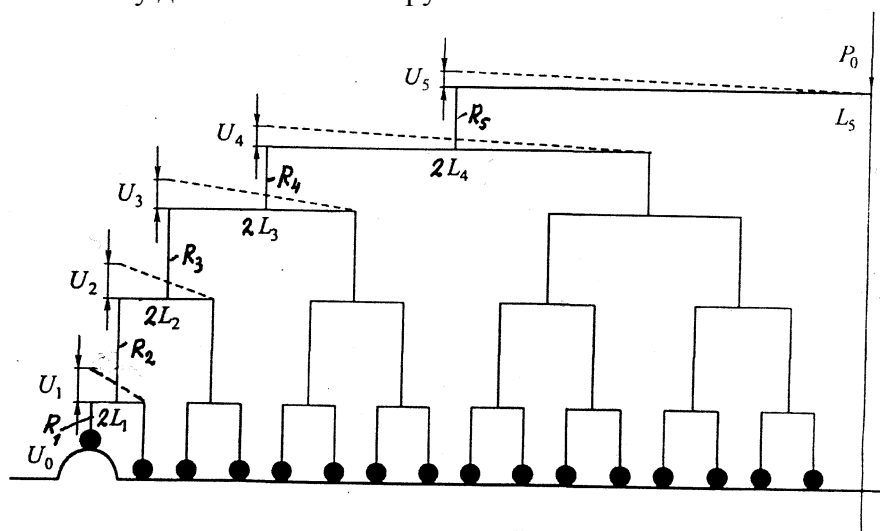


Рисунок 5 – Схема перемещений 5-ярусной системы балансиров при наезде колеса грузового агрегата на локальную неровность рельсового пути

Аналитически локальную неровность рельсового пути представляем в виде

$$U_y(x) = \begin{cases} U_0 \sin \frac{\pi x}{L}; & L > x > 0; \\ 0; & 0 > x > L. \end{cases} \quad (8)$$

Учитывая, что

$$x = V_0 t \quad (9)$$

и заменяя  $x$  на  $t$  в выражении (8) и проводя дважды дифференцирование по  $t$ , получаем

$$\frac{d^2 U_y(t)}{dt^2} = V_0^2 U_0 \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \cdot \sin \frac{\pi V_0}{L} t, \quad (10)$$

поскольку имеет место очевидная связь

$$U_i(t) = 2\varphi_i(t) \cdot L_i, \quad (11)$$

где  $\varphi_i$  – угол балансира  $i$ -го яруса;  $2L_i$  – длина балансира  $i$ -го яруса.

Учитывая силы, действующие на каждый из балансиров  $i$ -го яруса, приходим к следующей системе уравнений [5]

$$\left. \begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= R_1 2L_1 - R_2 L_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= R_2 2L_2 - R_3 L_2; \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} &= R_3 2L_3 - R_4 L_3; \\ I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} &= R_4 2L_4 - R_5 L_4; \\ I_5 \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} &= R_5 2L_5 - P_0 L_5. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

или

$$\left. \begin{aligned} I_1 \frac{1}{L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_1 - R_2; \\ I_2 \frac{1}{4^2 L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_2 - R_3; \\ I_3 \frac{1}{8^2 L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_3 - R_4; \\ I_4 \frac{1}{16^2 L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_4 - R_5; \\ I_5 \frac{1}{32^2 L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_5 - P_0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

При переходе от системы уравнений (12) к (13) учитывалось, что имеет место

$$L_j = 2^{j-1} L_1. \quad (14)$$

Последовательно исключая неизвестные  $R_5, R_4 \dots R_2$  из системы уравнений (13), приходим к следующему выражению для силы  $R_1$ , действующей на колесо из-за неровностей рельсового пути

$$R_{i_{\max}} = \frac{1}{4} \left\{ I_1 + \frac{1}{2^4} I_2 + \frac{1}{4^4} I_3 + \frac{1}{8^4} I_4 + \frac{1}{16^4} I_5 \right\} \phi_{\max} + \frac{P_0}{32}, \quad (15)$$

где

$$\phi_{\max} = \frac{\pi^2 V_0^2 U_0}{4 L_1^2 L^2}. \quad (16)$$

Можно показать, что для балансира постоянного прямоугольного поперечного сечения массовый момент инерции балансира  $i$ -го яруса (относительно неподвижного правого края (рис. 5)) может быть представлен в виде

$$I_1 = \rho \sqrt{\frac{6P_i L_i}{\beta[\sigma]}}, \quad (17)$$

где  $\rho$  – плотность материала балансира;  $P_i$  – сила, действующая на левый край балансира ( $i$ -го яруса), длина которого  $2L_i$ ;  $\beta = \frac{B_i}{H_i}$  – отношение ширины балансира  $i$ -го яруса к его высоте;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала балансира.

Отметим, что если формулу (15) представить в виде

$$R_{i\max} = \frac{1}{4} \{ \hat{I}_1 + \hat{I}_2 + \hat{I}_3 + \hat{I}_4 + \hat{I}_5 \} \phi_{\max} + \frac{P_0}{32}, \quad (18)$$

то с учетом выражения для  $I_i$  (17) имеют место следующие соотношения

$$\frac{\hat{I}_2}{\hat{I}_1} = 1,259; \quad \frac{\hat{I}_3}{\hat{I}_1} = 1,589; \quad \frac{\hat{I}_4}{\hat{I}_1} = 2,000; \quad \frac{\hat{I}_5}{\hat{I}_1} = 2,519. \quad (19)$$

Из анализа соотношений (19) следует, что доля влияния инерционности балансиров на силу взаимодействия колеса с локальной неровностью рельса возрастает с ростом номера яруса –  $i$ .

Учитывая, что имеют место соотношения

$$L_i = 2^{(i-1)} \cdot L_1, \quad P_i = \frac{P_0}{2^{(6-i)}}, \quad (20)$$

а также используя формулы (15), (16), и (17), можно получить следующую формулу для безразмерной силы, действующей на колесо агрегата

$$\frac{R_{1\max}}{P_0/32} = 72,140782 \cdot \frac{\rho \beta^{1/3} V_0^2 U_0 L_1^{5/3}}{[\sigma]^{2/3} \cdot L^2 \cdot P_0^{1/3}} + 1. \quad (21)$$

Формула (21) позволяет (в рамках принятых выше допущений) оценить влияние проектных и эксплуатационных параметров на величину безразмерной силы, действующей на колесо со стороны локальной неровности рельсового пути.

Из анализа формулы (21) следует, что относительная сила  $R_1/(P_0/32)$ , действующая на колесо со стороны локальной неровности рельсового пути, пропорциональна квадрату скорости  $V_0$  движения агрегата и обратно пропорциональна допустимым

нагрузениям в материале балансиров  $\frac{1}{[\sigma]^{2/3}}$ , а также квадрату длины  $1 \setminus L^2$  локальной неровности рельсового пути.

На основе формулы (21) с использованием машинной графики был получен ряд графических зависимостей, приводимых на рис. 6.

Графики строились при следующих исходных данных

$$\rho = 7,8 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad [\sigma] = 1 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad P_0 = 3,2 \cdot 10^6 \text{ Н}; \quad L_1 = 2 \text{ м}, L = 1,00;$$

$$U_0 = 0,025 \text{ м}; \quad \beta = 0,25; \quad V_0 = 5 \div 10 \text{ м/с}.$$

Из анализа графиков (рис. 6 б,в) следует, что за счет инерционности балансиров динамическая часть общей нагрузки на колесо может составлять от 30 % до 50 % от статической нагрузки.

С ростом же скорости движения агрегата  $V_0$  динамическая часть нагрузки на колесо может превосходить статическую нагрузку (рис. 6,а).

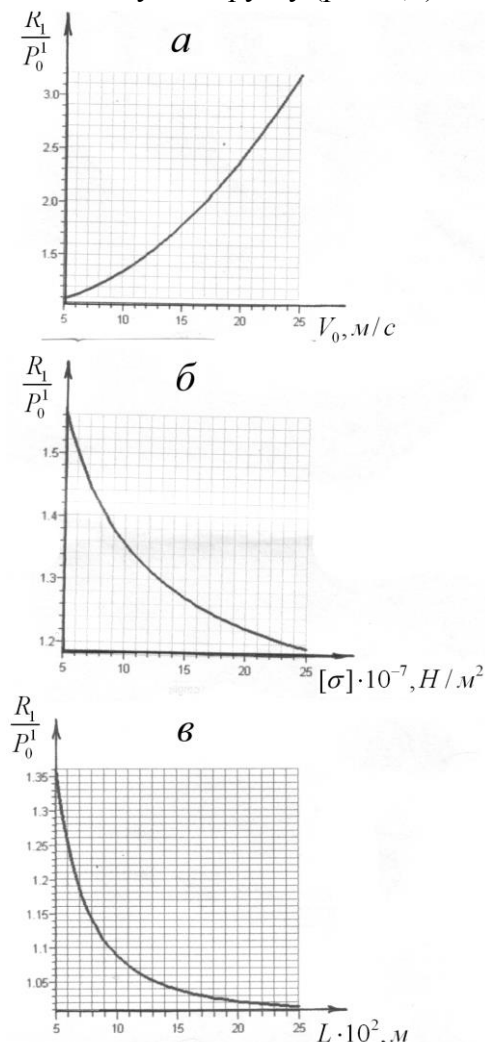


Рисунок 6 – Зависимость относительного усилия на колесо  $R_1 / P_0^1$  от скорости перемещения агрегата  $X_0$ , допустимых напряжений  $[\sigma]$  в балансирах и длины  $L$  локальной неровности рельсового пути

### 3. Разработка модели и методов расчета безбалансирных агрегатов многоосных высоконагруженных грузовых агрегатов

Результат анализа многоярусных механических балансиров, входящих в состав многоосных тяжелых железнодорожных агрегатов, свидетельствует о неспособности таких конструкций транспортировать сверхтяжелые грузы. В связи с отмеченным представляется целесообразной разработка модели конструкции безбалансирных конструкций, способных транспортировать сверхтяжелые грузы, обеспечивая равномерную нагрузку на колеса.

Один из вариантов модели безбалансирного тяжелого агрегата приводится на рис. 7.

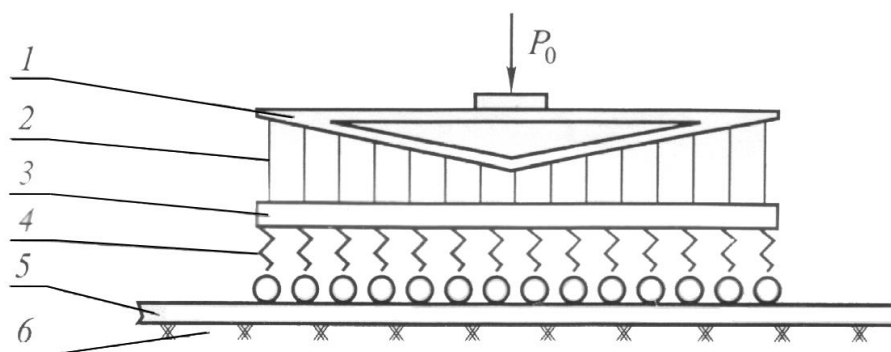


Рисунок 7 – Схема модели многоосного безбалансирного тяжелого агрегата:

- 1 – грузовая балка; 2 – система упругих элементов; 3 – силовая балка;
- 4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно;
- 6 – упругое основание рельсового пути

Расчеты безбалансирного агрегата балочно-стержневого типа могут быть сведены к системе дифференциальных уравнений (22) (рис. 7).

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{dx^2} \left[ EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x - x_i) - P_0 \delta \left( x - \frac{L}{2} \right); \\ EF_2(x_i) \frac{d^2 U_2(x_i, y)}{dy} &= -R_{12}^i(x_i); \quad (i = 1, 2, \dots, N); \\ EF_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= \sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x - x_i) - \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x - x_i); \\ EF_4(x_i) \frac{d^4 U_4(x_i, y)}{dy} &= -R_{34}^i(x_i); \quad (i = 1, 2, \dots, N); \\ EI_5(x_i) \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -\sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x - x_i). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Система дифференциальных уравнений (22) выражает по существу условия равновесия составных частей сложной системы: грузовой агрегат – рельсовое полотно – упругое винклерово основание.

Приведенная система уравнений (22) должна быть дополнена условиями совместности перемещений контактирующих между собой частей. Условия совместности удобно представить в виде:



$$U_5(x_i) + U_4(x_i) + U_3(x_i) + U_2(x_i) = U_1(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (23)$$

где  $U_j(x_i)$  – перемещения «j»-ого силового элемента при  $x = x_i$ .

Система уравнений (22) может быть упрощена, если потребовать, чтобы обеспечивалась одинаковая нагрузка на колеса. Если для упрощения расчетов потребовать дополнительно, чтобы выполнялись условия

$$U_5(x_i) = U_4(x_i) = U_3(x_i) = 0, \quad (24)$$

то искомая жесткость вертикальных силовых элементов (2), (рис.7) определится выражением

$$q(x_i) \frac{EF_2(x_i)}{l_2} = \frac{R_0}{U_1(x_i)}, \quad (25)$$

где  $R_0$  – допускаемая нагрузка на колесо;  $U_1(x_i)$  – перемещение грузовой балки (1) (рис. 7) в точке  $x_i$ , вызванное внешней нагрузкой  $P_0$ .

Для случая грузовой балки постоянного прямоугольного поперечного сечения и при следующих исходных данных

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ H / м}^2; \quad R_0 = 2 \cdot 10^5 \text{ H}; \quad I_5 = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4;$$

$$H = 1,7527 \text{ м}; \quad K_6^1 = 10^8 \frac{\text{H}}{\text{м}^6}; \quad I_1 = 0,2243 \text{ м}^4.$$

были проведены расчеты потребной жесткости вертикальных силовых элементов, обеспечивающих равномерную нагрузку на колеса. Результаты расчетов приводятся на рис. 8 для трех различных значений перемещений краевых опор грузовой балки.

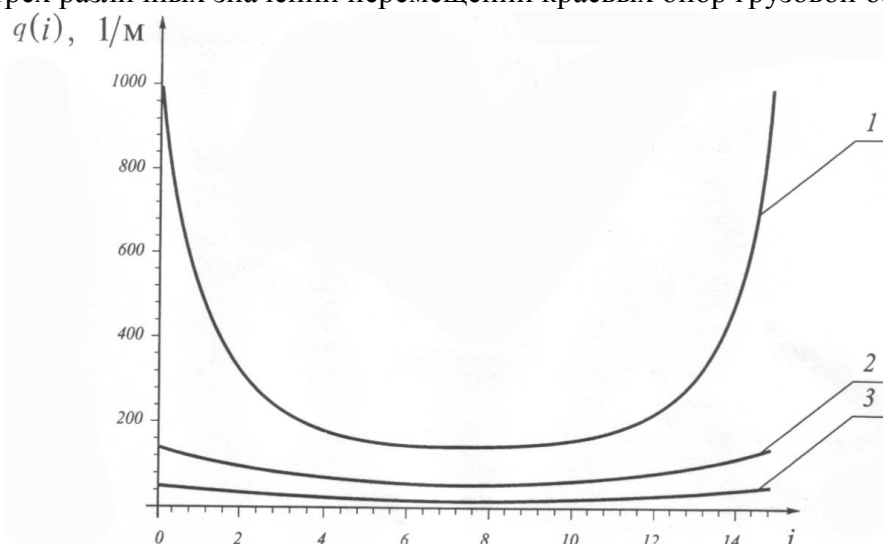


Рисунок 8 – Жесткость упругих элементов при различных перемещениях краевых сечений грузовой балки постоянного сечения:

1 –  $U(0) = -0,001 \text{ м}$ ; 2 –  $U(0) = -0,007 \text{ м}$ ; 3 –  $U(0) = -0,014 \text{ м}$

Анализ графиков позволяет сделать вывод о том, что потребная жесткость упругих элементов  $EF_2(i)/l_2$  в сильной степени зависит от перемещения краевых сечений грузовой балки (рис. 8). С ростом смещения краевых сечений грузовой балки происходит увеличение обжатия всех упругих элементов, что в конечном итоге и приводит к выравниванию значений потребных жесткостей упругих элементов (рис. 8. [2,3]).

Следует подчеркнуть, что вне зависимости от величины краевого смещения силовых элементов полученные значения потребных жесткостей  $q(x_i)$  обеспечивают трансформацию внешней сосредоточенной силы  $P_0$  в ряд одинаковых нагрузок на колеса  $R_0$  многоосного тяжелого грузового агрегата  $[\sigma]$ .

Таким образом, показано, что с помощью относительно простой безбалансирной многоосной конструкции тяжелого железнодорожного агрегата представляется возможность обеспечения равномерной нагрузки на колеса.

### **Выводы**

Из проведенных расчетов и их анализа можно сделать следующие основные выводы.

1. Многоярусные механические балансиры при малых скоростях передвижения и относительно небольшой полезной нагрузке благодаря их простоте конструкции и эксплуатации обеспечивают их штатную работу.

2. Установлена зависимость предельного числа ярусов балансиров, при достижении которой сила тяжести балансиров полностью исчерпывает несущую способность колес многоосных тяжелых агрегатов, не оставляя резерва для полезной нагрузки.

3. Показано, что из-за инерционности балансиров (при наличии локальной неровности рельсового пути) возможно существенное увеличение нагрузки на колесо агрегата, составляющее 30–50 % и более от величины статической нагрузки.

4. Разработана модель и метод расчета безбалансирных многоосных железнодорожных агрегатов, позволяющих осуществлять трансформацию внешней сосредоточенной силы  $P_0$  в ряд одинаковых по величине нагрузок  $R_0$  на колеса агрегата, способного транспортировать сверхтяжелые полезные грузы.

### **Литература**

1. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. – М.: Транспорт, 1981. – 159 с.
2. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 529 с.
3. Раковский Х.В., Раковская Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов – рельсы – основания путей. – Харьков: МСУ, 1998. – 84 с.
4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1974. – 559 с.
5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Раковская Н.Х. Разработка, расчет и анализ моделей безбалансирного агрегата (вариант грузовой балки, близкой равнопрочной). Проблемы машиностроения. Институт проблем машиностроения НАН Украина. – 2004. – Т.7. – №3. – С. 47–54.