

УДК 624.07

Х.В. Раковский<sup>1</sup>, Н.Х. Раковская<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба

<sup>2</sup>Международный Славянский университет, Харьков

## БАЛАНСИРЫ ПОДВИЖНЫХ АГРЕГАТОВ

*Сравнительная простота механических балансиров привела к их широкому применению. Однако применение балансирных устройств ведет к увеличению веса, снижению устойчивости агрегата и уменьшению перевозимого груза. В статье приводится анализ многоярусных балансирных устройств и даются зависимости силы, действующей на колесо от числа ярусов балансиров. Показано, что при числе балансиров более 5 дальнейшее их увеличение не приводит к снижению нагрузок на колесо. Приводятся технические характеристики для некоторых агрегатов.*

*механический балансир, подвижный агрегат*

### Введение

**Постановка задачи.** В настоящее время наибольшее распространение получили тяжелые агрегаты с механическими балансирами, обеспечивающими равномерность передачи внешней нагрузки на колеса (рис. 1). Сравнительная простота и эксплуатационная надежность таких устройств привели к широкому их применению [1, 2].

Применение многоярусных балансирных устройств приводит к увеличению высоты платформы транспортного средства, что ведет к увеличению веса и снижению устойчивости агрегата в целом. В [1] приводится анализ многоярусных балансирных устройств для высоконагруженных транспортных агрегатов и даются зависимости силы, действующей

на колесо, от числа ярусов балансиров (рис. 2). Из графика на рис. 2, следует, что при числе балансирных ярусов больше пяти дальнейшее их увеличение не приводит к снижению нагрузок на колесо из-за увеличения массы самой системы балансиров.

При высоких значениях массовых моментов инерции многоярусных балансиров, наблюдается запаздывание их отклонения при движении агрегата по рельсовому пути с неровностями. Следствием такого запаздывания отклонения балансиров является неравномерное нагружение колес многоосного агрегата.

**Цель работы.** Установление зависимости сил, действующих на колесо, от числа ярусов балансиров, факторов, влияющих на равномерное нагружение колес, при движении агрегата по рельсовому пути с локальными неровностями.

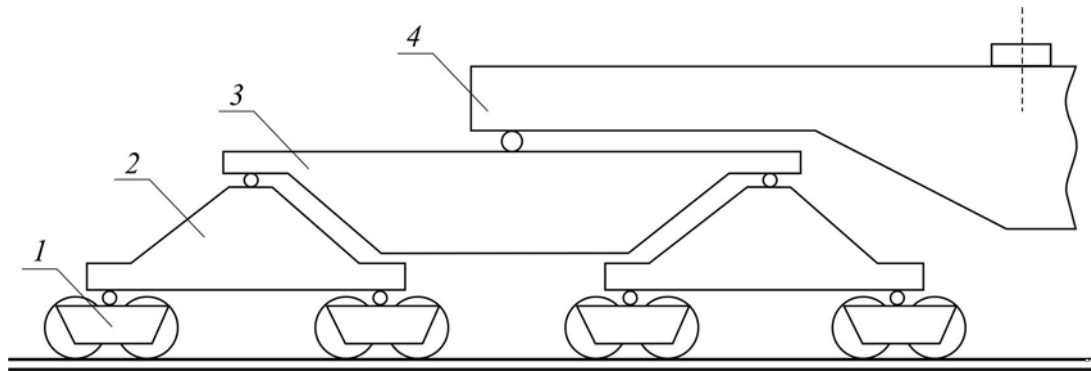


Рис. 1. Типовая схема плоского балансирующего устройства:  
1 – балансирующая тележка; 2, 3, 4 – балансиры

Таблица 1

Сводная таблица технических характеристик некоторых тяжелых агрегатов

Наименование	8Т185	8Т211	17Т13	17Т12	17Т113
Высота, м	62,1	50,3	60	без издел. 20800 мм с издел. 35300 мм	72
Длина, м	27,4	33,0	70	С тепловозами 92000 мм	26
Ширина, м	28,3	14,75	65	25	42
Вес (без систем), кН	8400	6800	Около 40000	30000	31000
Нагрузка на ходовые колеса:					
– от собственного веса, кН	269	234	12600	2700	10000
– суммарные при рабочем ветре	381	340	1510	350	
– предельные (ветер максимальный)	506	427	1915	540	
Тип механизма передвижения	ход опор. 4 шт.	Ход опор. 4	ход опор. 2 шт.	2 тепловоза ТЭ-3	ход опор. 4
Колея	17м	10м	Круговой рельс R=60м однопутный	20 м колея одной нити 1524мм	34м
База	17м	21м	51м		26м
Тип рельса	50м- ОР-65 остальные Р-65	Р-65	спец.с головкой по типу КР 140	Р-75 и Р-75С	КР-140
Число колес общее	32	48	44	128	48
Число приводных колес	32	32	32		48
Диаметр колес	550 мм	550 мм	1200 мм	950 мм	1000 мм

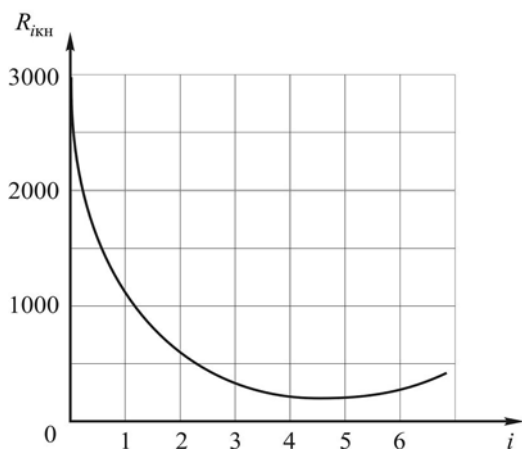


Рис. 2. График зависимости силы  $R_i$  действующей на колесо, от числа ярусов

### Основной материал

В табл. 1 приводятся технические характеристики для некоторых тяжелых агрегатов, что позволяет установить основные закономерности в тенденциях развития тяжелых агрегатов специального назначения [1].

Из анализа данных, приведенных в табл. 1, вытекает следующее:

1. Современные тяжелые агрегаты рассчитаны на размещение и транспортировку полезного груза порядка  $(200 - 500) \cdot 10^4$  кН и более.

2. Для успешной транспортировки грузов таких величин тяжелые агрегаты снабжаются значительным количеством колес, число которых может составлять порядка 100 и более.

3. Для обеспечения надежной транспортировки больших грузов по рельсовому полотну применяются агрегаты с 4 – 5-ю ярусами механических балансиров.

4. С целью снижения контактных нагрузений колесо-рельс применяются колеса больших диаметров, достигающих 1 метр и более.

5. Из-за значительной массы многоярусных балансиров и числа колес отношение массы «полезного груза» к массе самого агрегата в ряде случаев оказывается сравнительно низким (порядка 0,2), что свидетельствует о низкой эффективности использования материала конструкции агрегата.

6. Достигнутые параметры тяжелых агрегатов, в ряде случаев, следует рассматривать как предельно допустимые (для применяемых схем) и при увеличении массы «полезной» нагрузки можно ожидать

появление принципиально новых конструктивных решений тяжелых агрегатов.

Анализ существующих схем балансиров, применяемых для тяжелых агрегатов, позволяет составить типовую схему и типовые конструктивные формы балансиров в многоярусных устройствах и провести их сравнение.

На рис. 3 приводится расчетная схема 32-осной тележки с пятью ярусами балансиров.

Все балансиры различных ярусов имеют подобные геометрические формы и отличаются лишь размерами. Это позволяет провести полный анализ массы одного балансира, а полученные результаты использовать при анализе масс всех остальных балансиров системы.

Типовая схема балансира с обозначениями основных размеров приводится на рис. 4.

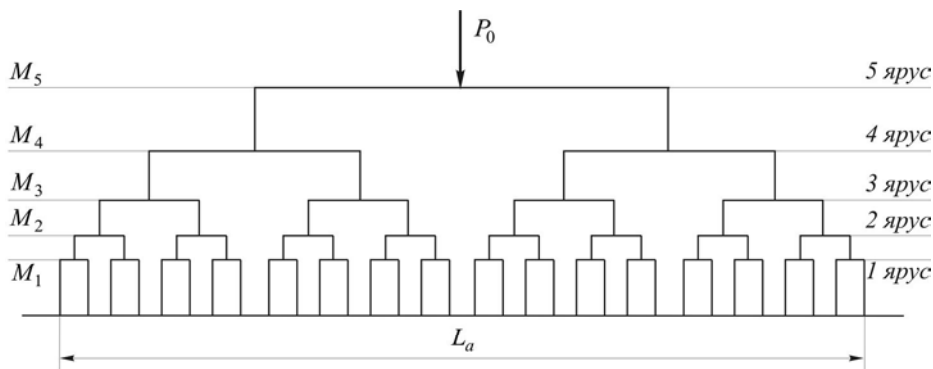


Рис. 3. Схема 32-осной тележки с пятью ярусами механических балансиров

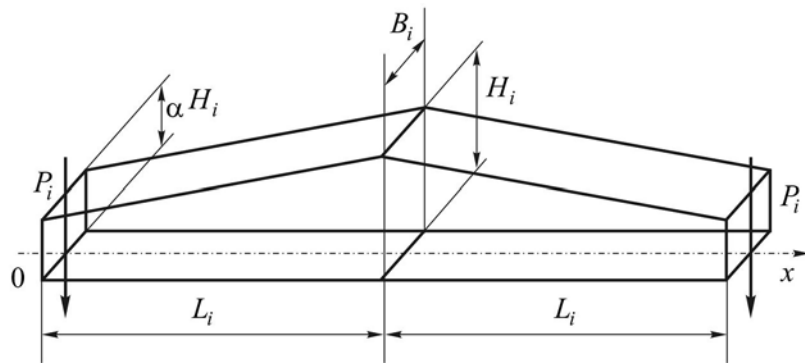


Рис. 4. Типовая схема балансира с обозначением основных размеров

Так как балансир в основном работает на изгиб и максимальный изгибающий момент возникает в сечении при  $x = L_i$ , то условие прочности будет

$$[\sigma] \geq \frac{6P_i L_i}{B_i H_i^2}. \quad (1)$$

В сечении при  $x = 0$  изгибающий момент мал, но в этом сечении действует перерезывающая сила, равная  $P_i$ . Из условия прочности на срез сечения  $x = 0$  имеем

$$[\tau] \geq \frac{3}{2} \frac{P_i}{\alpha B_i H_i}, \quad (2)$$

где  $\alpha H_i (x = L_i) = H_i (x = 0)$ .

Согласно третьей теории прочности [3 – 5]

$$[\tau] = \frac{1}{2} [\sigma]. \quad (4)$$

С учетом (4) формулы (1) и (2) примут вид

$$[\sigma] = \frac{6P_i L_i}{B_i H_i^2}; \quad (5)$$

$$\frac{1}{2} [\sigma] = \frac{3}{2} \frac{P_i}{\alpha B_i H_i}. \quad (6)$$

Деля уравнение (5) на уравнение (6), получим

$$H_i = 2\alpha L_i. \quad (7)$$

Из формулы (2) с учетом (7) находим

$$B_i = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_i}{\alpha^2 [\sigma_0] L_i}. \quad (3) \quad (8)$$

Массу одного балансира *i*-го яруса определяем по формуле

$$M_i = 2\rho \frac{(\alpha H_i + H_i)}{2} L_i B_i, \quad (9)$$

где  $\rho$  – плотность материала балансира.

С учетом полученных выше выражений для  $H_i$ ,  $B_i$  (7), (8), имеем

$$M_i = \rho \frac{3(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} P_i L_i. \quad (10)$$

Введя дополнительно обозначение

$$K = \rho \frac{3(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} \quad (11)$$

выражение для  $M_i$  принимает вид

$$M_i = K P_i L_i. \quad (12)$$

На основе формулы (12) масса балансиrow, входящая в «*i*» ярус, определяется выражениями:

$$\left. \begin{aligned} M_5 &= 1K \cdot \frac{1}{2} P_0 \frac{1}{4} L_0; \\ M_4 &= 3K \cdot \frac{1}{4} P_0 \frac{1}{8} L_0; \\ M_3 &= 4K \cdot \frac{1}{8} P_0 \frac{1}{16} L_0; \\ M_2 &= 8K \cdot \frac{1}{16} P_0 \frac{1}{32} L_0; \\ M_1 &= 16K \cdot \frac{1}{32} P_0 \frac{1}{64} L_0. \end{aligned} \right\} \text{или} \left. \begin{aligned} M_5 &= \frac{1}{8} K P_0 L_0; \\ M_4 &= \frac{1}{16} K P_0 L_0; \\ M_3 &= \frac{1}{32} K P_0 L_0; \\ M_2 &= \frac{1}{64} K P_0 L_0; \\ M_1 &= \frac{1}{128} K P_0 L_0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Из формул для массы «*i*» балансира (13), проводим оценку нагрузок, действующих на каждый из балансиrow *i*-го яруса.

Используя схему (рис. 3), запишем выражения для сил действующих на балансир каждого яруса:

$$\left. \begin{aligned} P_5^\Sigma &= P_0; \\ P_4^\Sigma &= \frac{1}{2} G_5 + \frac{1}{2} P_0; \\ P_3^\Sigma &= \frac{1}{4} G_5 + \frac{1}{2} G_4 + \frac{1}{4} P_0; \\ P_2^\Sigma &= \frac{1}{8} G_5 + \frac{1}{4} G_4 + \frac{1}{2} G_3 + \frac{1}{8} P_0; \\ P_1^\Sigma &= \frac{1}{16} G_5 + \frac{1}{8} G_4 + \frac{1}{4} G_3 + \frac{1}{2} G_2 + \frac{1}{16} P_0; \\ P_0^\Sigma &= \frac{1}{32} G_5 + \frac{1}{16} G_4 + \frac{1}{8} G_3 + \frac{1}{4} G_2 + \frac{1}{2} G_1 + \frac{1}{32} P_0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где  $G_i = M_{iq}$ .

Учитывая (10), упрощаем выражения для сил, действующих на каждый балансир *i*-го яруса.

С учетом (14), имеем

$$\begin{aligned} P_5^\Sigma &= P_0; P_4^\Sigma = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{8} \cdot gKL_0 + 1 \right] P_0; \\ P_3^\Sigma &= \frac{1}{4} \left[ \frac{2}{8} \cdot gKL_0 + 1 \right] P_0; P_2^\Sigma = \frac{1}{8} \left[ \frac{3}{8} \cdot gKL_0 + 1 \right] P_0; \quad (15) \\ P_1^\Sigma &= \frac{1}{16} \left[ \frac{4}{8} \cdot gKL_0 + 1 \right] P_0; P_0^\Sigma = \frac{1}{32} \left[ \frac{5}{8} \cdot gKL_0 + 1 \right] P_0. \end{aligned}$$

Формулы (15) определяют суммарную силу, действующую на *i*-й балансир.

Располагая выражениями для массы одного балансира *i*-го яруса, оцениваем суммарную массу балансиrow всех ярусов. Задачу решаем суммируя  $M_i$ , входящие в выражения (13).

Для пятирусной системы балансиrow имеем

$$\begin{aligned} M_\Sigma &= M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 = \\ &= KL_0 \left( \frac{1}{128} + \frac{1}{64} + \frac{1}{32} + \frac{1}{16} + \frac{1}{8} \right) P_0 = \frac{31}{128} KL_0 P_0. \quad (16) \end{aligned}$$

С учетом (11) и (16) получаем безразмерный параметр

$$\frac{M_\Sigma g}{P_0} = \frac{31}{128} \cdot \frac{3\rho(1+\alpha)L_0}{\alpha} \cdot \frac{g}{[\sigma]}, \quad (17)$$

где  $P_0$  – внешняя «полезная» нагрузка, действующая на агрегат;  $M_\Sigma$  – суммарная масса многоярусных балансиrow;  $\rho$  – плотность материала балансиrow;  $L_0$  – общая длина участка опирания системы;  $\alpha$  – отношение краевого сечения балансиrow к центральному;  $[\sigma]$  – допустимые нормальные напряжения для балансиrow;  $g$  – ускорение силы тяжести.

Формула (17) устанавливает зависимость безразмерного параметра  $M_\Sigma g/P_0$  от величины допускаемых напряжений  $[\sigma]$  в балансиrow. Результаты расчетов, приведенные в виде графика на рис. 5, позволяют выявить роль допустимых напряжений на суммарный вес системы балансиrow.

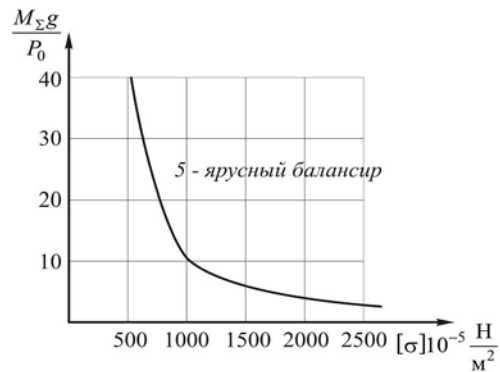


Рис. 5. Зависимость безразмерного параметра  $M_\Sigma g/P_0$  от величины допускаемых напряжений  $[\sigma]$

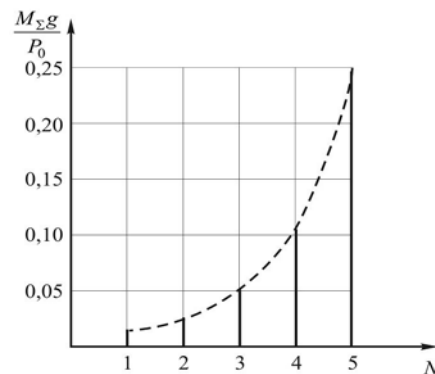


Рис. 6. Зависимость безразмерного параметра  $M_\Sigma g/P_0$  от числа ярусов балансиrow

Формула (15) позволяет выявить зависимость безразмерного параметра  $M_{\Sigma g}/P_0$  от числа ярусов балансиров. Из графика, приведенного на рис. 6, виден интенсивный рост массы балансиров, когда число ярусов приближается к пяти. Это объясняется тем, что, с введением нового яруса, размеры (длины балансиров) удваиваются, что при фиксированных допускаемых напряжениях  $[\sigma]$  приводит к интенсивному увеличению массы балансиров нового яруса, а также суммарной массы всей системы. При проведении анализа зависимости многоярусных балансиров предполагалось, что материалом для балансиров служит сталь и поэтому плотность материала во всех расчетах оставалась постоянной.

При наезде агрегата на локальную неровность рельсового пути происходит перемещение части или всех балансиров системы в зависимости от того, какая часть общего числа колес оказывается в зоне локальной неровности (рис. 7). На рис. 8. приводится график зависимости перемещения узла А (места приложения внешней силы  $P_0$ ) от числа вертикальных смещений пар колес (рис. 7, а – д).

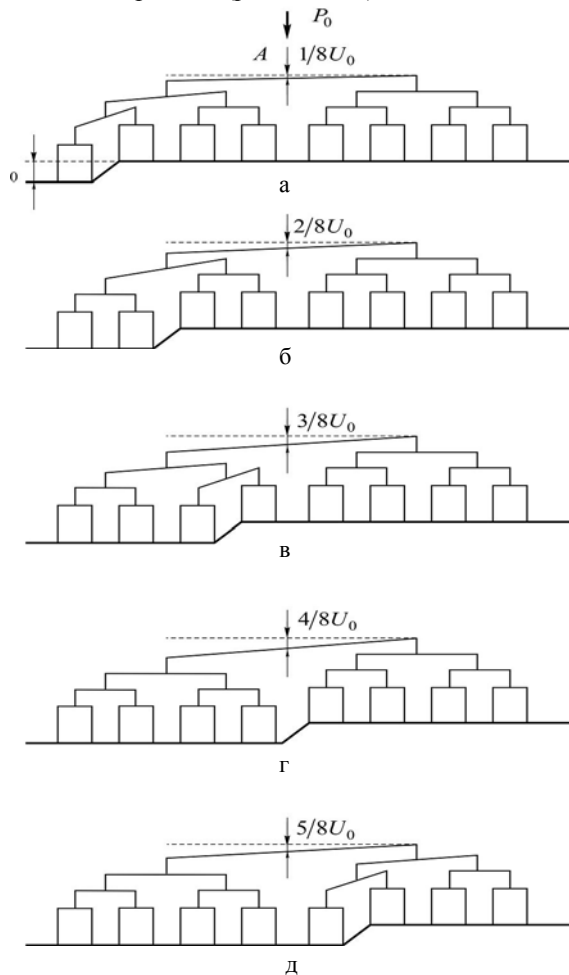


Рис. 7. Схема влияния вертикальных перемещений  $U_0$  колес на перемещения внешней нагрузки  $P_0$ :  
 а – при вертикальном смещении одной пары колес;  
 б – при вертикальном смещении двух пар колес;  
 в – при вертикальном смещении трех пар колес;  
 г – при вертикальном смещении четырех пар колес;  
 д – при вертикальном смещении пяти пар колес

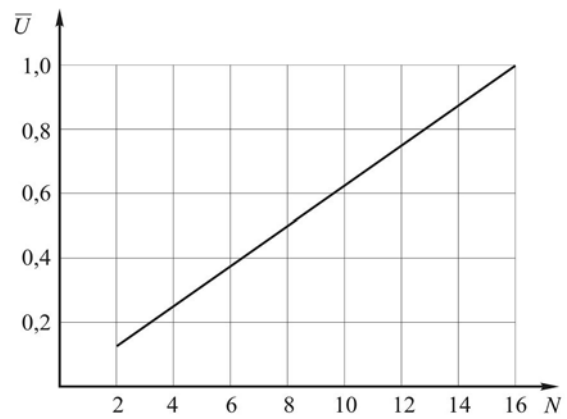


Рис. 8. График зависимости перемещения узла А приложения внешней силы  $P_0$  от числа вертикальных смещений колесных пар

Из анализа графиков, приведенных на рисунке 7, 8, делаем выводы, что:

- при наличии неровности (вертикальной) рельса происходит смещение балансиров. Чем большее число колес проходит неровности рельсов, тем большее число балансиров приходят в движение;
- для случая статики это обстоятельство можно считать мало существенным, если возможно пренебрежение моментами трения в шарнирных опорах балансиров;
- в случае относительно высокой скорости движения специального агрегата за счет большой массы балансиров и, в частности, больших значений массовых моментов инерции балансиров их развороты будут проходить с задержкой (за счет инерционных сил) и, следовательно, перестройка балансиров, обеспечивающая в статике постоянные силы между колесами и рельсами, будет нарушаться. И чем выше скорость движения агрегата, тем большие динамические нагрузки будут испытывать колеса (из-за наличия неровностей рельсов) по сравнению с их статическими значениями, что ограничивает и существенно усложняет транспортировку.

### Список литературы

1. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Технологическое оборудование космических комплексов. – Х.: МСУ, 1998. – 142 с.
2. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов – рельсы – основания путей. – Х.: МСУ, 1998. – 84 с.
3. Тимошенко С.П., Дж. Гудвер. Механика материалов. – М.: Мир, 1976. – 669 с.
4. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1986. – 775 с.
5. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. – К.: Наук. думка, 1972. – 501 с.

Поступила в редколлегию 3.10.2006

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