

Ковальский Б.С., Раковская Н.Х.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА КОЛЕС БЕЗБАЛАНСИРНЫХ МНОГООСНЫХ АГРЕГАТОВ

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 [1,2,3].

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

В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, целесообразно использовать активную подвеску колес, при которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата даже при применении упругой подвески колес.

В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, необходимо использовать активную подвеску колес, при использовании которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата.

В работе проводится анализ и устанавливается эффективность применения активной подвески колес, основанной на применении гидроприводов.

В литературе, посвященной многоосным агрегатам с многоярусной системой балансиров 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 [5].

Для тяжелых многоосных специальных агрегатов с многоярусными системами балансиров литература весьма ограничена [1–4], хотя совершенствование тяжелых агрегатов представляется весьма актуальным.

В связи с имеющимися место ограничениями несущей способности полезных грузов для тяжелых многоосных многоярусных балансирных железнодорожных агрегатов возникает задача разработки безбалансирных многоосных агрегатов, обладающих большой несущей способностью транспортировки полезных грузов [3,4].

Как показали расчеты и проведенный анализ, при создании безбалансирных агрегатов возникает проблема создания такой подвески колес, при которой обеспечивалась бы равномерная нагрузка на колеса даже при наличии неровностей или просадки рельсовых путей.

В ряде работ автора [1–5] было показано, что расчет безбалансирной грузовой тележки (рис. 1), взаимодействующей с рельсовым полотном на упругом винклеровом основании, может быть осуществлен в результате решения следующей системы дифференциальных уравнений (1):

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

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 входящие в уравнения нагрузки на колесо, а также на рельсовый путь должны быть одинаковыми и равными

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

Но из третьего уравнения системы (1) для обеспечения равенством $R_{34} = R_0$ необходимо, чтобы выполнялось

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

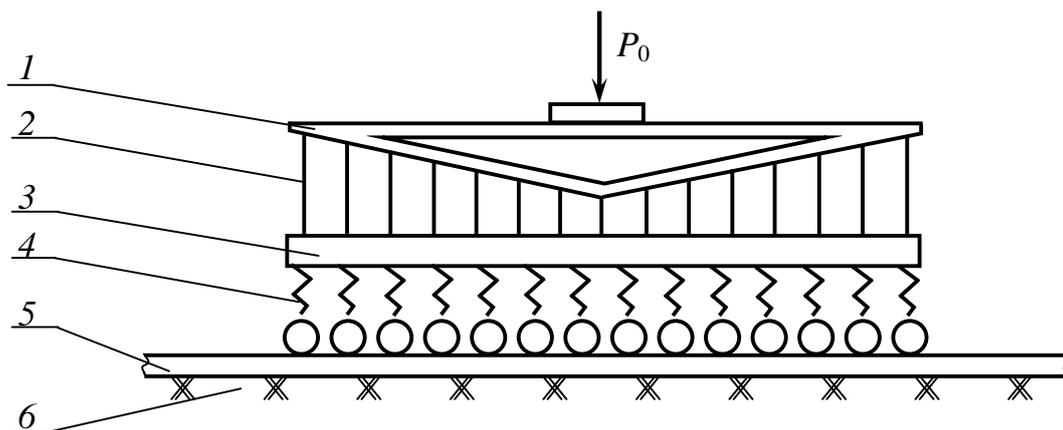


Рисунок 1 – Схема модели многоосной безбалансирной грузовой тележки:

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

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

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

где ℓ – длина грузовой тележки.

Для решения уравнений (4) необходимо учитывать (наряду с удовлетворением граничных условий) условия совместимости 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 обеспечение одинакового нагружения колес можно достичь, если потребовать, чтобы

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

В этом случае можем записать для расположенного выше силовой балки (3) многоосного агрегата (рис. 1)

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

Аналогично для расположенного ниже силовой балки (3) многоосного агрегата (рис. 1), имеем

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

где $\Delta U_4(x_i)$ – дополнительное (к U_4^0 , рис. 2, а) перемещение подвески колес, вызван-

ное неровностями и просадкой рельсового пути $U_5(x_i)$.

Из второго 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 величина $F_2(x_i)$, входящая в выражение безразмерной жесткости вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1) на основании (9) и (7) приводится к виду

$$\frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell / 2} = \frac{1}{U_2(x_i)} \quad \text{или} \quad \frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell / 2} = \frac{1}{U_1(x_i)}, \quad (10)$$

где $(i = 1, 2, \dots, N)$.

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

Отметим, что условие (6) позволяет допускать поступательное перемещение силовой балки. Только в этом случае со стороны подвески колес на силовую балку будут действовать постоянные по величине силы R_0 , не вызывая в ней изгиба, что необходимо для необходимого взаимодействия: грузовая балка (1), вертикальные силовые элементы (2) и силовая балка (3), рис. 1.

В то же время, анализируя перемещения силовой балки, начиная с неровной просадки рельсового пути, можно записать следующее соотношение (рис. 2):

$$U_3(x_i) + U_4(x_i) = U_5(x_i) \equiv \Delta U_0(x_i), \quad (11)$$

$(i = 1, 2, \dots, N)$

где $U_3(x_i)$ – перемещение силовой балки в точках x_i ; $U_4(x_i)$ – дополнительное перемещение железнодорожных колес, вызванное неровностями и просадкой рельсового пути; $U_5(x_i)$ – перемещения рельсового пути, вызванные их неровностями и просадкой.

В данном контексте $U_5(x_i)$ следует рассматривать, как величину заданную (или определяемую при известной нагрузке, действующей на рельс).

Если потребовать, чтобы силовая балка не изгибалась, а перемещалась лишь поступательно, то в этом случае соотношение (11) можно записать в виде

$$U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0(x_i), \quad (12)$$

$(i = 1, 2, \dots, N),$

где $U_3^0(x_i)$ – поступательное смещение грузовой балки (рис. 2, а).

Но перемещение $U_4(x)$ можно представить в виде суммы

$$U_4(x_i) = U_4^0(x_i) + \Delta U_4^0(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (13)$$

где $U_4^0(x_i)$ – перемещение подвески при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути.

При этом, очевидно, имеет место (12) и (13). Тогда получаем

$$U_4^0 + \Delta U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0,$$

или

$$\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i) = \Delta U_0(x_i). \quad (14)$$

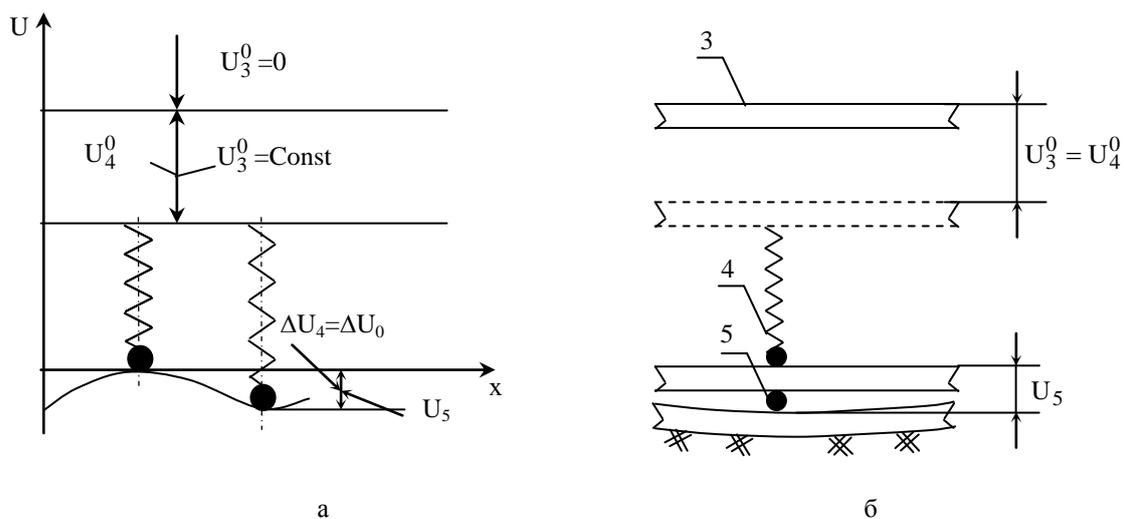


Рисунок 2 – Связи перемещений силовой балки (3, б), подвески колес (4, б) и неровностей и просадки рельсового пути (5, б):
 а – схема перемещений фрагмента железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь); б – фрагмент железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь);

$U_3^0 = 0$ – перемещение силовой балки при жесткой подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути; $U_3^0 = U_4^0 = \text{const}$ – перемещение силовой балки при активной подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути; $U_5 = \Delta U_4 = \Delta U_0$ – дополнительное перемещение подвески колес ΔU_4 , вызванное неровностями и просадкой рельсового пути U_5

Таким образом, на основе (14) приходим к выводу, что нагрузка на колеса будет обеспечиваться постоянной и равной R_0 , если будет выполняться условие

$$\Delta U_4(x_i) = \Delta U_0(x_i), \quad (15)$$

т.е. когда будет обеспечиваться дополнительное изменение длины подвески колес $\Delta U_4(x_i)$, равное неровности и просадке рельсового пути:

$$\Delta U_0(x_i) = U_5(x_i). \quad (16)$$

Следует отметить, что условие (16) может быть реализовано при использовании простой механической (мягкой) подвески колес (4), рис. 1.

Однако, для тяжелых многоосных железнодорожных агрегатов применение мягкой подвески может снизить ее статическую устойчивость.

В связи с этим в данной статье рассматривается упругая подвеска колес, основанная на использовании гидравлической подвески, содержащей автоматическую систему регулирования давления в силовых гидроцилиндрах (4), рис. 3.

Следует отметить, что применение силовых цилиндров в системе подвески колес является весьма эффективным, как с точки зрения сравнительно малых габаритов, малой массы и надежного поддержания номинальной нагрузки на колеса.

На рис. 4 приводится зависимость потребного давления в цилиндре (обеспечивающего нагрузку на колеса $R_0 = 10^5$ Н) от размеров диаметра гидроцилиндра.

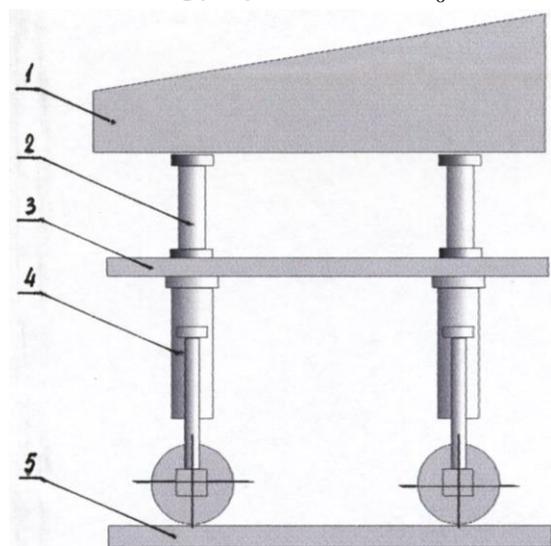


Рисунок 3 – Фрагмент многоосной безбалансирной грузовой тележки с гидравлической подвеской колес: 1 – грузовая балка; 2 – вертикальные силовые элементы; 3 – силовая балка; 4 – гидроцилиндры с системой регулирования; 5 – рельсовый путь

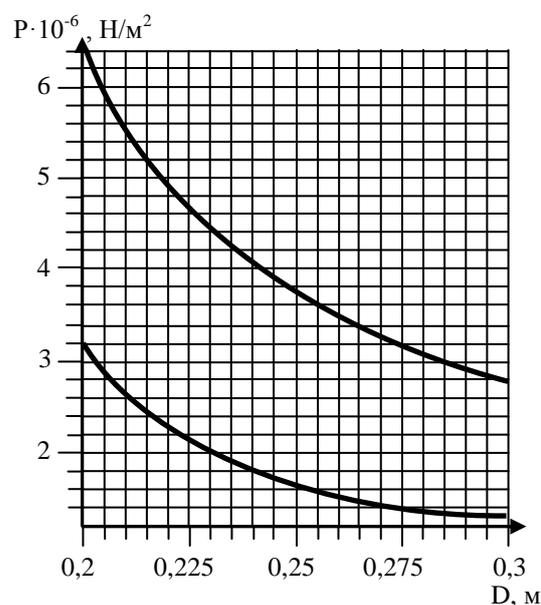


Рисунок 4 – Зависимость потребного давления в цилиндре от его диаметра

Как следует из графика (рис. 4) значение диаметра цилиндра, обеспечивающего создание суммарной силы, равной $R_0 = 10^5$ Н, составляет всего 0,2 м при $P = 3,1 \cdot 10^6$ Н/м².

Отметим, что гидроцилиндры, кроме расчета на прочность их стенок, должны проходить проверку и на устойчивость.

Наличие неровностей, а также просадки рельсового пути приводит к изменению нагрузок на колеса многоосной грузовой тележки. Для обеспечения поддержания нагрузки на колеса, близкой к постоянной, должна (наряду с силовым цилиндром) использоваться система автоматического регулирования давления в цилиндре.

На рис. 5 приводятся основные элементы одного из возможных вариантов системы автоматического регулирования давления в гидроцилиндрах с обозначениями используемых элементов.

Работа системы автоматического регулирования заключается в следующем. При снижении давления, например, в верхней от поршня полости цилиндра, срабатывает датчик давления (ДД2) (рис. 5) и замыкает электрическую цепь, по которой подводится электрическое напряжение к электромагниту (Э2). В результате чего трехпозиционный кран ТпК перемещается таким образом, что от насоса (Н) давление жидкости через обратный клапан (Ок2) поступает в верхнюю полость цилиндра, восстанавливая потребное в ней давление.

Закон управления трехпозиционным краном (ТпК) приводится на рис. 5.

Аналогичным образом работает система автоматического регулирования и в том случае, если происходит снижение давления в полости цилиндра, расположенной ниже поршня.

В зависимости от направления перемещения поршня происходит слив жидкости через дроссели (Др1, Др2) и трехпозиционный кран (ТпК) в бак слива (БС).

Работа системы регулирования давления в полостях цилиндра (входящего в систему подвески колес многоосной безбалансирной грузовой тележки) может быть описана следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 M^\Sigma \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\
 &- F_{\text{до}} \operatorname{sign} \left(\frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\
 Q_1(x_i, t) &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + Q_{\text{нае1}}(x_i, t); \\
 Q_2(x_i, t) &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - Q_{\text{нае2}}(x_i, t); \\
 Q_1(x_i, t) &= \mu \max_i \sqrt{\frac{(P_0(x_i, t) - P_1(x_i, t))}{\rho}}; \\
 Q_2(x_i, t) &= \mu \max_i \sqrt{\frac{(P_2(x_i, t) - P_c(x_i, t))}{\rho}}; \\
 \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt} &= Q_{\text{нае1}}(x_i, t); \\
 \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt} &= Q_{\text{нае2}}(x_i, t),
 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где M^Σ – суммарная масса колеса, поршня и истока; $U_4(x_i, t)$, м – перемещение подвески в месте контакта опорой колеса ОМ подвески с координатой x_i ; $P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$, Н/м² – давление в верхнем и нижнем отсеках цилиндра; F_1, F_2 , м² – рабочая площадь поперечных сечений в верхнем и нижнем отсеках цилиндра; $Q_{\text{нае1}}(x_i, t), Q_{\text{нае2}}(x_i, t)$, м³/с – сжимаемость жидкости в верхнем и нижнем отсеках цилиндра; $V_1(x_i, t), V_2(x_i, t)$, м³ – объем верхнего и нижнего отсеков цилиндра; G , н/м² – объемный модуль упругости жидкости; $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$, м³/с – объемный секундный расход жидкости через верхнюю и нижнюю полость цилиндра; $F_{\text{до}}, N$ – сила трения

поршня при движении его в цилиндре; μ – приведенный коэффициент расхода; $a \cdot x(x_i)$ – площади проходных сечений; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

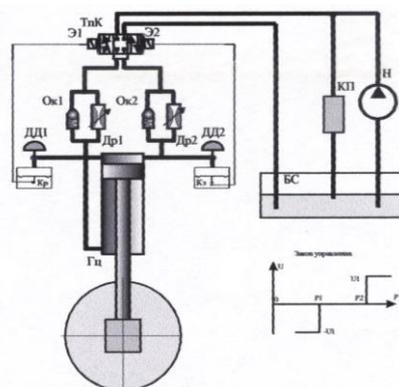


Рисунок 5 – Принципиальная схема автоматического регулирования давления в гидроцилиндре, входящем в систему активной подвески железнодорожных колес:
 ТпК – трехпозиционный кран; Э1, Э2 – электромагниты; ОК1, ОК2 – обратные клапаны;
 ДД1, ДД2 – датчики давления в полостях гидроцилиндра; Др1, Др2 – дроссели;
 Кр, Кз – нормально разомкнутые и нормально замкнутые контакты; Гц – гидроцилиндр; БС – блок слива; КП – клапан предохранительный; Н – насос

Система уравнений (17) может быть упрощена путем исключения $Q_{\text{нзе}1}(x_i, t), Q_{\text{нзе}2}(x_i, t)$, а также $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$. В результате приходим к следующей системе:

$$\left. \begin{aligned} M^{\Sigma} \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\ &- F_{\delta\delta} \operatorname{sign} \left(\frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\ \mu \max \sqrt{\frac{P_0 - P_1(x_i, t)}{\rho}} &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + \\ &+ \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt}; \\ \mu \max \sqrt{\frac{P_2(x_i, t) - P_c}{\rho}} &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - \\ &- \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где P_0, P_c, H – давление на входе и выходе из гидроцилиндра; $R(x_i, t)$ – нагрузка на колеса в процессе работы системы регулирования.

Три уравнения системы (18) содержат три функциональные неизвестные $U_4(x_i, t), P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$. Решение этих уравнение (при заданных начальных условиях) позволяет установить зависимости $U_4(x_i, t), P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$ от времени (для каждого цилиндра, входящего в состав многоосного агрегата), требуя поддержания нагрузки на колеса R_0 с заданной точностью.

Поскольку системы автоматического регулирования давления в гидроприводах разработаны достаточно основательно, то можно считать, что для рассматриваемого типа гидроцилиндров, входящих в состав гидравлических подвесок колес, гарантированно можно подобрать такую систему, которая бы при различных режимах эксплуатации грузовой тележки обеспечивала бы поддержание нагрузки на колеса в допустимых пределах.

В статье рассматривается и проводится анализ алгоритма расчета и проектирования безбалансирных многоосных железнодорожных грузовых тележек.

Приводятся системы уравнений, позволяющие определить перемещения и направления во всех силовых элементах конструкции модели грузовой тележки.

В работе предложено использовать гидропривод в сочетании с системой поддержания заданного давления в гидроцилиндрах, входящих в состав подвески колес.

Рассмотренная в работе система подвески отличается компактностью и эффективностью поддержания потребного давления в полости силового цилиндра. В связи с отмеченными выше свойствами гидравлическая система подвески может рассматриваться как весьма перспективная составная часть конструкции многоосных безбалансирных железнодорожных грузовых тележек, способных транспортировать сверхтяжелые полезные грузы.

Литература

1. Раковская Н.Х. Математические модели безбалансирных сверхтяжелых специальных агрегатов (Сопряженные задачи в расчетах и проектировании). – Министерство обороны Украины, 2003. – 1. – 36 с.

2. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов – рельсы-основания путей. – Х.: МСУ, 1988. – 84 с.

3. Раковский Н.Х., Раковский Х.В. Контактное взаимодействие "колесо-рельс" безбалансирных многоосных тяжелых агрегатов: Монография. – Х.: ХУПС им. И. Кожедуба, 2006. – 327 с.

4. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств, – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.

5. Новый 16-осный транспортер. – М.: Железные дороги мира, 1993. – № 8. – С. 9–14.

УДК 624.07

Ковальський Б.С.}, Раковська Н.Х.

ГІДРАВЛІЧНА ПІДВІСКА КОЛІС БЕЗБАЛАНСІРНИХ БАГАТОВІСНИХ АГРЕГАТІВ

У роботі наводиться аналіз роботи безбалансирних багатовісних агрегатів. Наголошується, що за відсутності нерівностей і просідання рейкових шляхів рівномірне навантаження на колеса забезпечується за допомогою простих пружних систем підвіски коліс. Проте, у разі нерівностей або просідання рейкових шляхів забезпечення рівномірного навантаження на колеса безбалансирних багатовісних агрегатів може бути досягнуте при використанні активної підвіски коліс. Наводиться приклад гідравлічної системи підвіски коліс, що забезпечує рівномірне навантаження на всі колеса безбалансирного багатовісного агрегату.