

Еще один способ мотивировать персонал – создание фирменной газеты или внутреннего корпоративного сайта, где можно разместить последние новости, локальные нормативные акты, результаты работы компании в целом и отдельных подразделений, поздравления, фотографии работников с указанием вопросов, по которым можно к ним обратиться, фотографии с корпоративных мероприятий и многое другое.

Гибкий график работы и надомный труд – регулирование самими сотрудниками по согласованию с руководством время начала и окончания работы, сокращенный рабочий день по пятницам за счет сокращения обеденного времени и т.д.

Не требуя больших финансовых вложений со стороны предприятий, гибкий режим работы и надомный труд обладают большой мотивирующей силой. Это достигается путем установления баланса между работой и личной жизнью сотрудника. Работа в такой ситуации становится задачей, которая решается, а не местом, куда приходят.

Таким образом, подводя итоги, хотелось бы верить, что материал данной статьи поможет специалистам предприятий автомобильного транспорта при разработке и внедрении более прогрессивных систем бестарифной оплаты труда. В совокупности с предложенными моральными факторами мотивации это даст возможность более эффективно использовать потенциал сотрудников предприятий.

**УДК 629.113**

**ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ МОДЕЛИ ТЕЛЕЖКИ  
КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА  
THE STUDY OF THE STABILITY OF THE MODEL  
CART WHEELED VEHICLE**

*Энглезы И.П.*, кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой  
«Техническая эксплуатация автомобилей»

(Донецкая академия автомобильного транспорта, г. Донецк);

*Ефименко А.Н.*, аспирант; *Мойся Д.Л.*, аспирант

(Национальный транспортный университет, г. Киев)

*Anglesy I.P.*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, head of  
Department «Technical exploitation of cars»

(Donetsk Academy of automobile transport, Donetsk);

*Yefymenko Alla*, Postgraduate; *Moysia Dmytriy*, Postgraduate

(National Transport University, Kiev)

**Аннотация.** На базе упрощенной одномассовой системы построена модель тележки колесного транспортного средства с направляющим ко-

лесным модулем. Получены значения коэффициента упругости направляющего модуля, которые обеспечат устойчивость системы. Приведена оценка возможных упругих деформаций пневматических опор. Представлена визуализация движения модели тележки на комбинированном участке путепровода.

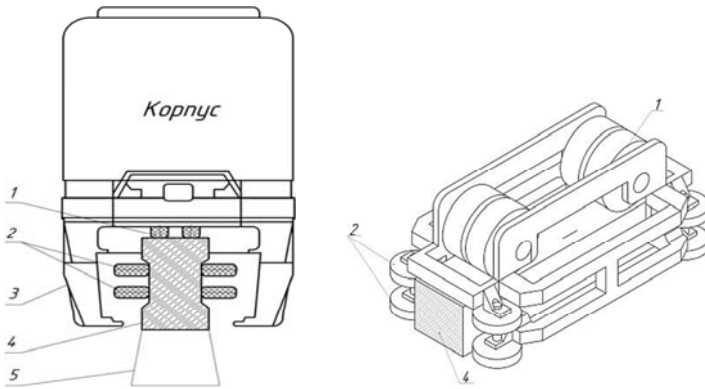
**Abstract.** *On the basis of a simplified single-mass system model was built trolley wheeled vehicle with the guide wheel module. The obtained values of the coefficient of elasticity of the guide module, which will ensure the stability of the system. Shows the assessment of the possible elastic deformations of pneumatic supports. Presents visualization of the movement of the truck model on the combined area of the overpass.*

## Введение

Для разгрузки городского транспорта и уменьшения времени перемещения пассажиров необходимо внедрение альтернативных видов транспорта, одним из которых является – монорельс. К преимуществам монорельсового транспорта следует отнести: компактность, стоимость внедрения, безопасность движения пассажиров. Существует несколько разновидностей монорельсового транспорта, которые классифицируют по способу подвеса вагонов. Практический интерес вызывает монорельсовая система «Alweg» опорного типа [1, 2, 3], в конструкцию которой входят пневматические несущие 1 и направляющие 2 колеса, перемещающиеся по специальному путепроводу (рисунок 1). Модель взаимодействия колеса с опорной поверхностью можно отнести к традиционной модели увода И. Рокара [4], соответственно данный вид транспорта можно назвать колесным транспортным средством (КТС). Направляющий колесный модуль, является стабилизирующим элементом в поперечном и продольном направлении, предотвращает боковое опрокидывание КТС. Для раскрытия вопроса устойчивости транспортного средства, в целом, необходимо провести исследование его составляющей единицы – тележки; построить на базе упрощенной одномассовой системы её модель с направляющим колесным модулем. Выполнить обоснованный выбор значений коэффициента упругости направляющего модуля, который обеспечит устойчивость системы.

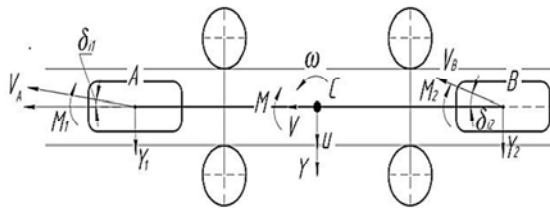
При движении в кривых участках пути, за счет упругой деформации направляющего модуля в поперечном направлении, может происходить схождение несущих колес, поэтому необходимо ограничить центростремительное ускорение на уровне  $a_{y\max} = 4 \text{ м/с}^2$ .

Модель тележки КТС с направляющим колесным модулем учитывает упругую силу  $Y$  и упругий момент  $M$ , которые линейно зависят от радиального смещения центра масс тележки относительно программной траектории (рисунок 2, а).

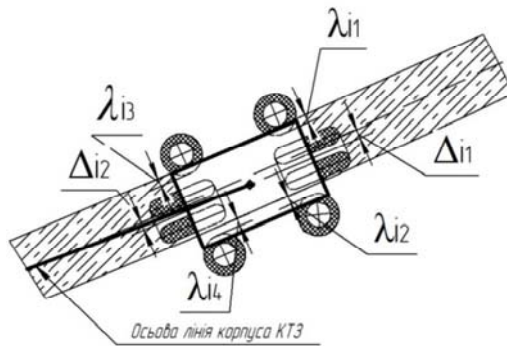


1 – несущие (опорные) колеса; 2 – направляющие (стабилизирующие) колеса;  
3 – боковые стороны корпуса КТС; 4 – путепровод; 5 – поддерживающая колонна

**Рисунок 1** – Принципиальная схема тележки на пневматических колесах



а)



б)

**Рисунок 2** – Расчетная велосипедная схема тележки КТС (а) и его визуализация (б)

Параметры  $\lambda$  и  $\Delta$  характеризуют деформацию направляющих колес и поперечное смещение несущих колес соответственно (рисунок 2, б).

Оценим максимально допустимую кривизну путепровода при скорости движения 80 км/ч – радиус кривизны не менее 150 м (из условия ограничения ускорения  $a_{y\max} > V^2/R$ ).

Математические уравнения движения одномассовой модели тележки с направляющим колесным модулем, который обеспечивает курсовую стабилизацию вдоль путепровода, имеют вид (1). В сравнении с известными уравнениями «свободного» экипажа, вводятся упругая сила  $Y$  и упругий момент  $M$ , которые линейно зависят от радиального смещения центра масс тележки относительно программной траектории, разности курсовых углов тележки и программной кривой соответственно.

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 \cos \theta + Y_2 + Y \\ J\dot{\omega} = aY_1 - bY_2 - M - M_1 - M_2 \\ \dot{\Psi} = \omega, \quad \dot{x}_C = v \cdot \cos \psi - u \cdot \sin \psi, \quad \dot{y}_C = v \cdot \sin \psi + u \cdot \cos \psi \end{cases}, \quad (1)$$

где  $m, J$  – масса и момент инерции тележки;

$a, b$  – расстояния, соответственно, от передней и задней осей до центра масс тележки;

$v, u$  – продольная и поперечная проекции вектора скорости центра масс тележки;

$\dot{u}$  – боковое ускорение тележки;

$Y_1, Y_2$  – силы увода;

$M_1, M_2$  – моменты увода, которые определяются на основе гипотезы увода;

$\omega, \dot{\omega}$  – угловая скорость и угловое ускорение тележки относительно его центральной вертикальной оси;

$x_C, y_C$  – координаты центра масс тележки КТС;

$\psi_i$  – курсовой угол тележки.

Согласно гипотезе увода И. Рокара сила увода при качении колеса с уводом [4], пропорциональна углу увода. Распределенные силы увода и упругие силы в пятне контакта образуют уравновешенную систему сил, на основании закона Гука.

Сила увода всегда направлена противоположно направлению поперечного проскальзывания; сила увода смещена относительно оси колеса в продольном направлении, что приводит к появлению момента увода, который стремится повернуть колесо так, чтобы продольная плоскость колеса совпадала с вектором скорости его центра.

Силы и моменты увода определяются на основе эмпирических зависимостей, как функции углов увода [5, 6]. В работе учтены нелинейные зависимости сил и моментов увода, отражающие реальные упругие характеристики пневматических колес и дают возможность исследовать механизмы потери устойчивости системы при достаточно больших возмущениях фазовых переменных.

При исследовании используются зависимости силы увода (2) и момента увода (3):

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i / \sqrt{1 + (k_i \delta_i / (\kappa_i N_i))^2} ; \quad (2)$$

$$M_i = A_i \cdot \delta_i / (B_i \delta_i^4 + C_i \delta_i^2 + 1) ; \quad (3)$$

где  $k_i$  – коэффициент сопротивления уводу;

$\delta_i$  – угол увода  $i$ -го несущего колеса;

$\kappa_i$  – коэффициент трения колеса в поперечном направлении;

$N_i$  – нагрузка на приведенное колесо;

$A_i, B_i, C_i$  – коэффициенты, определяемые эмпирически.

Углы увода на передних и задних несущих колесах имеют следующий вид:

$$\delta_1 = -\arctg \frac{u + a\omega}{v} ; \quad \delta_2 = \arctg \frac{-u + b\omega}{v} . \quad (4)$$

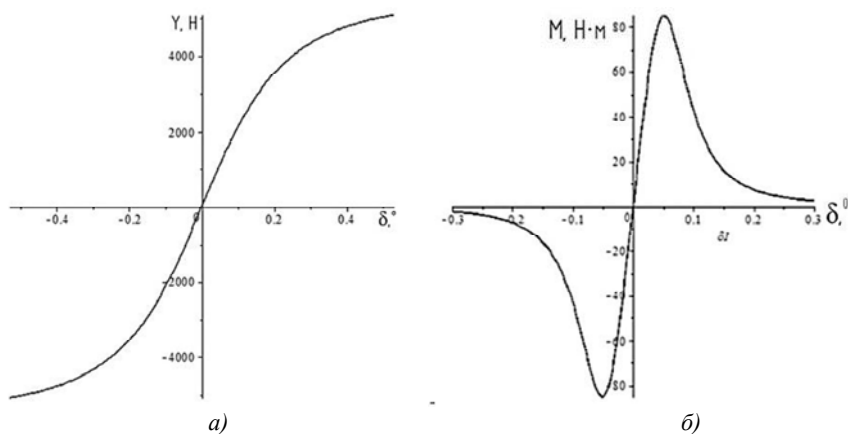
Ниже приведены графики зависимостей силы и момента увода как функции угла увода, которые были получены нами и используются в расчетах при численном анализе  $\bar{Y} = f(\delta)$  и  $M = f(\delta)$  (рисунок 3) [7].

Определяем упругую силу и момент, которые возникают в пятне контакта направляющих колес с боковой поверхностью путепровода, при движении на прямом участке пути (5) и в круговом (6):

$$\begin{aligned} Y &= -C_y \cdot y_c ; \\ M &= -C_\psi \cdot \psi ; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} Y &= C_y \left( 11^2 K_r / 2 - \left( 1 / K_r - \sqrt{(y_c - 1 / K_r)^2 + x_c^2} \right) \right) ; \\ M &= C_\psi (\psi - \varphi) \end{aligned} \quad (6)$$

где  $K_r$  – кривизна круговой траектории;  
 $l$  – база направляющего модуля;  
 $x_c, y_c$  – координаты центра масс тележки КТС.



**Рисунок 3** – Графики зависимостей силы (а) и момента (б) увода как функции угла увода

Выполнено моделирование движения тележки в криволинейном участке путепровода постоянной кривизны, в среде пакета численно-аналитических расчетов Maple. Цель моделирования состоит в теоретическом обосновании выбора значений конструктивных параметров системы, а именно коэффициента упругости направляющего колесного модуля, который варьировался, для достижения необходимых ограничений максимального нормального ускорения и упругих деформаций в поперечном направлении.

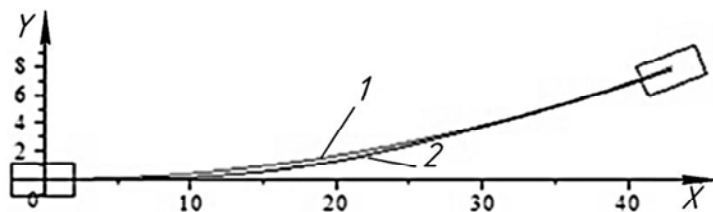
Для численного моделирования использовались следующие значения параметров тележки:  $m = 1320$  кг;  $J = 4224$  кг·м<sup>2</sup>;  $a = b = 1$  м;  $k_1 = k_2 = 23000$  Н;  $C_y = 250000$  Н/м;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>;  $v = 22$  м/с;  $R = 150$  м;  $l = 1,5$  м.

Построено траекторию центра масс тележки КТС (рисунок 4)

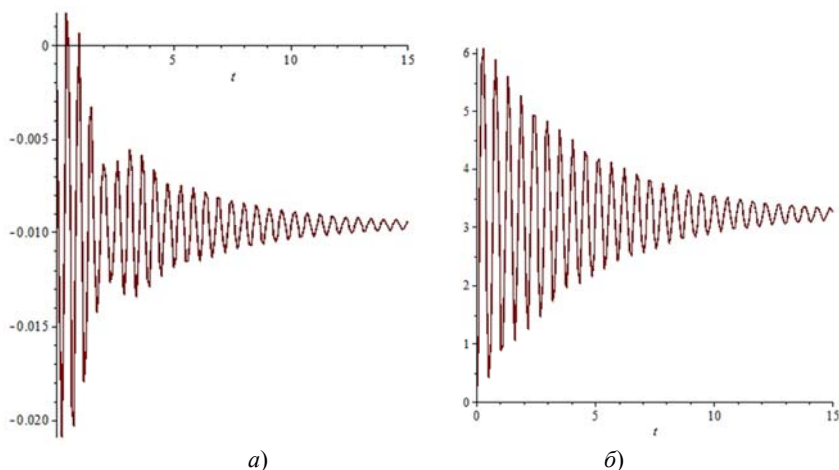
Приведены графики зависимостей изменения во времени радиального отклонения центра масс тележки КТС от программной траектории (рисунок 5, а) и нормального ускорения центра масс  $a_y$  (рисунок 5, б).

С помощью пакета численно-аналитических расчетов Maple было выполнено визуализацию траектории центра масс тележки КТС. При обобщенной поперечной жесткости направляющего колесного модуля  $C_y = 250000$  Н/м реализуется максимальное значение радиального отклонения центра масс от программной траектории, которое составляет 20 мм;

максимальное значение нормального ускорения центра масс отвечает значению  $a_{y_{max}} = 6 \text{ м/с}^2$ , что несколько превышает нормы поперечных ускорений, но установившееся значение бокового ускорения удовлетворяет выбранному ограничению  $a_{y_{max}} < 4 \text{ м/с}^2$ .



**Рисунок 4** – Програмная кривая (1) и траектория центра масс тележки колесного транспортного средства (2)



**Рисунок 5** – Графики радиального отклонения центра масс тележки КТС от программной траектории (а) и нормального ускорения при переходе с прямолинейного участка путепровода в круговой (б)

Исходя из выше отмеченного, предложенный рациональный выбор обобщенной жесткости обеспечивает безопасность эксплуатации данной конструкции, что в дальнейшем будет целесообразно исследовать для КТС в целом.

## Литература

1. Ryan R. Kennedy [Electronic resource]: Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: <http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf>.
2. www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com [Electronic resource]: Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: [http://www.skytraincorp.com/pp/stc\\_mht.pdf](http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf).
3. Коротенко, М.Л. Устойчивость движения вагона монорельсовой эстакадной дороги [Текст] / М.Л. Коротенко, Н.В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1984. – Вып. 232: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. – С. 53–58.
4. Рокар, И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М.: Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.
5. Fiala, E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala. VDI – Zeitschrift. – 1954. – № 96. – S. 973–979.
6. К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода (Обобщение на случай продольных сил, действующих в пятне контакта) / В.Г. Вербицкий [и др.] // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.. Вип. 152/2014. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2014. – С. 56–59.
7. Вербицкий, В.Г. До визначення математичної моделі монорейкового вагона системи Alweg в кругових ділянках траєкторії / В.Г. Вербицкий, А.М. Єфименко // «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції 8–11 вересня 2015р. Одеса – Коблево. – С. 28–32.

## УДК 656

### УСПОКОЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

### CONCERNING THE MOVEMENT TO INCREASE THE QUALITY OF ROAD TRAFFIC

*Кузьменко В.Н., Мозалевский Д.В., Полховская А.С., Муравьева Н.С.*  
(Белорусский национальный технический университет)

*Kuzmenko V.N., Mozalevsky D.V., Polhovskaya A.S., Muraveva N.S.*  
(Belarusian National Technical University)

**Аннотация.** *Выполнены работы по совершенствованию организации движения в зоне нерегулируемого пешеходного перехода методами «успо-*