

УДК 629.3.027:629.3.064 Ад'юнкт О.Д. Бойко – Академія сухопутних військ;
доц. Р.В. Зінько, канд. техн. наук;
доц. І.С. Лозовий, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З БАГАТОСЕКЦІЙНИМИ КАМЕРАМИ ШИН

Записано математичну модель роботи та руху колісного транспортного засобу в конкретних умовах експлуатації, який споряджено колесами з багатосекційними камерами. Зазначено особливості руху такого автомобіля, пов'язаними зі змінними радіальною жорсткістю багатосекційних коліс та сил їхнього опору кочення.

Ключові слова: математична модель, автомобіль, багатосекційні колеса.

Вступ. У Збройних силах України колісні транспортні засоби (далі КТЗ), до яких, зокрема, належать бронетранспортери, автомобілі багатоцільового призначення та причепа до них, є одним з основних засобів забезпечення маневреності військ. Під час конструювання КТЗ великого значення надають живучості. Про це, зокрема, наголошено у положеннях "Державної програми реформування та розвитку ЗС України на 2006-2011 роки" та "Державної програми розвитку озброєння і військової техніки на період до 2015 року". Аналіз експлуатації військових КТЗ в миротворчих операціях показав, що одним із найбільш уразливих елементів конструкції КТЗ є шина, оскільки найменше захищена від кульових та осколкових пошкоджень.

Аналіз останніх досліджень. Відомі шини і колеса транспортних засобів, що підвищують безпеку їхнього руху у випадку проколу і миттєвого розриву шини [1, 2]. Колеса цієї конструкції відзначаються своєю складністю і потребують кардинальної зміни технології їхнього виготовлення. Відома надувна камера для автомобільної шини, що розділена на секції і оснащена ніпелями [3]. Однак конструкція має велику матеріаломісткість, складне виготовлення та збирання і унеможлиблює використання системи регулювання тиску повітря в окремих секціях камер шин.

Відома корисна модель [4], де камера виконана суцільною із перегородками всередині, які виготовлені з еластичного матеріалу у вигляді кульового або еліптичного сегмента або зрізаного конуса (рис. 1), при цьому перегородки з'єднані з суцільною камерою еластичними елементами кріплення. Це забезпечує можливість руху транспортного засобу у випадку пошкодження однієї або кількох секцій камери, оскільки тиск повітря в сусідніх цілих секціях розіпне перегородки одну напроти іншої і вони заповнять простір пошкоджених секцій. Водночас зберігається можливість регулювання тиску повітря в надувній камері шини, що значно підвищує можливість функціонування ушкодженої шини, тобто живучість КТЗ.

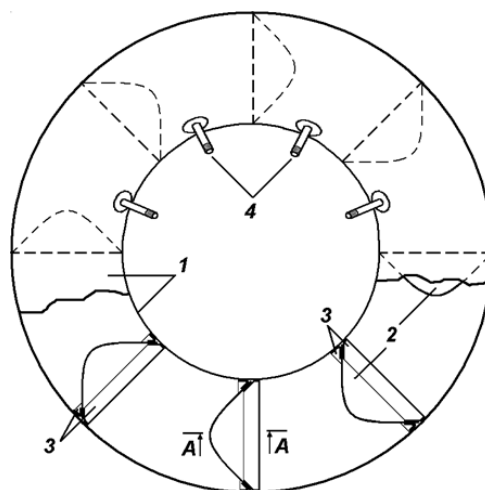


Рис. 1. Загальний вигляд багатосекційної надувної камери

Мета дослідження. Побудувати математичну модель руху військового КТЗ в конкретних умовах експлуатації, який споряджено колесами з багатосекційними камерами типу [4].

Основна частина. Оскільки основною роботою КТЗ є поздовжнє транспортування особового складу або вантажів, тому потрібно розглядати рух його розрахункової схеми у поздовжній вертикальній площині.

За розрахункову схему КТЗ прийняли таку, яку зображено на рис. 2, де виділено шасі КТЗ, його кузов разом із вантажем, пружні опори шасі, що мають тягові та підтримуючі колеса з підвіскою.

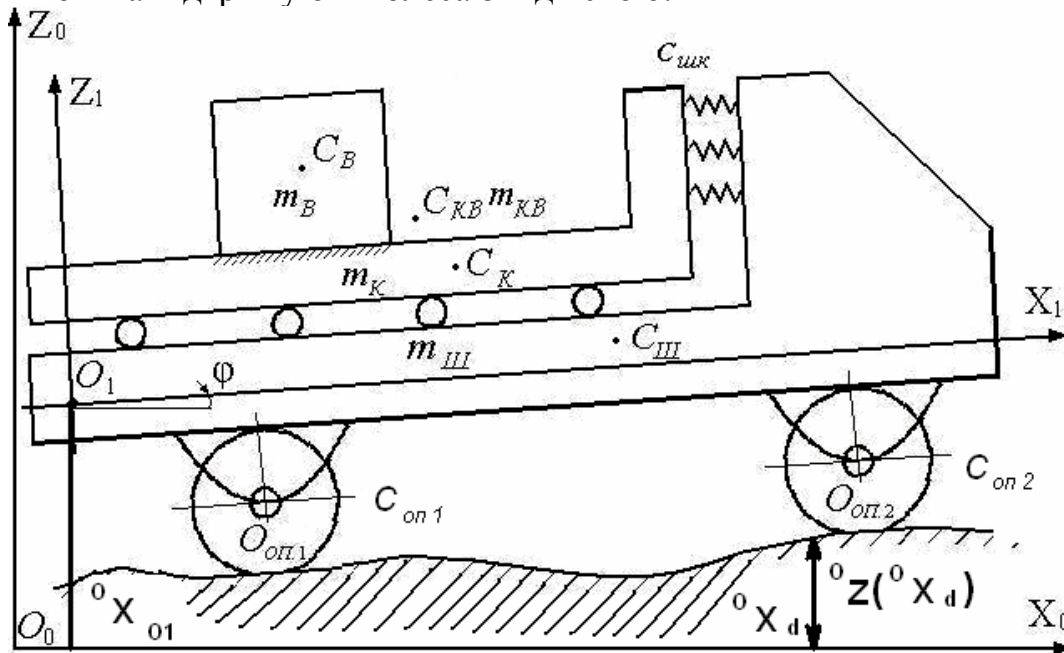


Рис. 2. Розрахункова схема колісного транспортного засобу (КТЗ)

На рис. 2 позначено: $m_{ш}$, $m_{к}$, $m_{в}$, $m_{кв}$ – маса шасі, кузова, вантажу та сумарна маса кузова разом з вантажем; $c_{шк}$ – жорсткість пружного зв'язку у поздовжньому напрямку між шасі та кузовом; $C_{ш}, C_{к}, C_{в}, C_{кв}$ – центри мас шасі, кузова, вантажу та кузова разом із вантажем; $C_{оп.j} = \frac{C_{Pj} \cdot C_{Kj}^P}{C_{Pj} + C_{Kj}^P}$ $j=1..m_1$ – коефіцієнти жорсткості на стиск j -ої пружної опори шасі. C_{Pj} , C_{Kj}^P – коефіцієнти жорсткості поперечна ресори та радіальна колеса; m_1 – кількість пружних опор КТЗ.

Оскільки головною метою створення математичної моделі було дослідження руху КТЗ з колесом, що має камеру [4], тому коефіцієнт радіальної жорсткості C_{Kj}^P колеса j – тої опори шасі, є функцією не тільки тиску повітря в шині, та його конструкції, але і кута повороту самого колеса φ_{kj} :

$$C_{kj}^P = C_{kjm}^P + \frac{C_{kjB}^P - C_{Kjm}^P}{2} (1 - \cos(n_{1j}\varphi_{kj}))$$

де C_{kjB}^P , C_{Kjm}^P – коефіцієнти радіальної жорсткості j – того колеса з багатосекційною камерою на її перегородці та між перегородками; n_{1j} – кількість секцій в камері колеса j – тої пружної опори.

Система координат $X_1O_1Z_1$ жорстко пов'язана з шасі КТЗ і лежить у площині нерухомої координатної системи $X_0O_0Z_0$.

Позначимо через ${}^1X_{Ш}, {}^1Z_{Ш}, {}^1X_{CKB}, {}^1Z_{CKB}$ – координати центру маси $C_{Ш}, C_{KB}$, у системі координат $X_1O_1Z_1$. За узагальнені координати приймемо:

$q_1 = {}^0X_{O1}, q_2 = {}^0Z_{O1}$ – координати точки O_1 ; $q_3 = {}^0\varphi_{01}$ – кут повороту системи координат $X_1O_1Z_1$; $q_4 = {}^1X_{CKB}$ – координату центру мас кузова разом з вантажем; $q_{4+j} = \varphi_{TKj}, j=1..m$ – кут повороту валу j -го тяглового колеса; m – кількість тяглових коліс КТЗ.

Кінетична енергія інерційних елементів розрахункової схеми КТЗ має такий вигляд:

$$T = \frac{1}{2} m_{Ш} \cdot \left[\left({}^0\dot{X}_{O1} - L_2 {}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 + \left({}^0\dot{Z}_{O1} + L_1 {}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{1}{2} m_{KB} \cdot \left[\left({}^1\dot{X}_{O1} + {}^1\dot{X}_{CKB} \cos {}^0\varphi_{01} - L_4 {}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 + \left({}^1\dot{Z}_{O1} + {}^1\dot{X}_{CKB} \sin {}^0\varphi_{01} - L_3 {}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 \right] +$$

$$+ \frac{1}{2} \left(I_{Ш} + I_{CKB} \right) \left({}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^m I_j \cdot \left(\dot{\varphi}_j \right)^2;$$

де $L_1 = {}^1X_{CШ} \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_{CШ} \sin {}^0\varphi_{01}$; $L_2 = {}^1X_{CШ} \sin {}^0\varphi_{01} + {}^1Z_{CШ} \cos {}^0\varphi_{01}$;

$L_3 = {}^1X_{CKB} \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_{CKB} \sin {}^0\varphi_{01}$; $L_4 = {}^1X_{CKB} \sin {}^0\varphi_{01} + {}^1Z_{CKB} \cos {}^0\varphi_{01}$;

$I_{Ш}, I_{CKB}$ – моменти інерції відносно осей, що проходять перпендикулярно до площини розташування розрахункової схеми (рис. 2) через центр мас шасі та кузова з вантажем відповідно; I_j – приведений до осі j -го тяглового колеса відповідна частина моменту інерції привода КТЗ.

Сила притискання кузова разом із вантажем до шасі дорівнює

$$F_{K-Ш} = m_{KB} \left[-{}^0\ddot{X}_{O1} \sin {}^0\varphi_{01} + {}^0\ddot{Z}_{O1} \cos {}^0\varphi_{01} + {}^0\dot{\varphi}_{01} \left(L_3 \cos {}^0\varphi_{01} + L_4 \sin {}^0\varphi_{01} \right) + \right.$$

$$\left. + 2 {}^1\dot{X}_{CKB} {}^0\dot{\varphi}_{01} + \left({}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 \left(L_3 \sin {}^0\varphi_{01} - L_4 \cos {}^0\varphi_{01} \right) + g \cos {}^0\varphi_{01} \right].$$

де g – пришвидшення вільного падіння.

Сила тертя $F_{TK-Ш}$ між кузовом із вантажем та шасі дорівнює

$$F_{TK-Ш} = -\frac{\alpha}{R_p} \cdot |F_{K-Ш}| \cdot \text{sign} \left({}^1\dot{X}_{CKB} \right),$$

де α – коефіцієнт опору коченню опор кузова по направляючим шасі; R_p – радіуси опор кочення;

$$\text{sign} \left({}^1\dot{X}_{CKB} \right) = 1 - \text{якщо } {}^1\dot{X}_{CKB} > 0; \quad 0 - \text{якщо } {}^1\dot{X}_{CKB} = 0; \quad -1 - \text{якщо } {}^1\dot{X}_{CKB} < 0.$$

Деформація пружних елементів між шасі та кузовом дорівнює

$$\Delta l_{K-III} = {}^1X_{III} - \left({}^1X_{CKB} + b_{KB} \right) - l_{KB}^e,$$

де ${}^1X_{III}$, ${}^1X_K = {}^1X_{CKB} + b_{KB}$ – координати точок кріплення кінців пружних елементів до шасі та кузова в координатній системі $X_1O_1Z_1$; b_{KB} – віддаль від ${}^1X_{CKB}$ до точки кріплення пружних елементів із шасі; l_{KB}^e – вільна довжина цих пружних елементів.

Сила $F_{П.К-III}$ пружних деформацій елементів, що з'єднують кузов з шасі дорівнює

$$F_{П.К-III} = C_{КШ} \cdot \Delta l_{K-III} = C_{КШ} \left[{}^1X_{III} - \left({}^1X_{CKB} + b_{KB} \right) - l_{KB}^e \right],$$

де $C_{КШ}$ – коефіцієнт жорсткості пружних елементів між кузовом та шасі.

Координати точки $O_{П,j}$ в рухомій $X_1O_1Z_1$ та нерухомій $X_0O_0Z_0$ координатних системах запишемо у такому вигляді:

$${}^1X_{ОП,j}; {}^1Z_{ОП,j}; {}^0X_{ОП,j} = {}^0X_{01} + L_{5j}; {}^0Z_{ОП,j} = {}^0Z_{01} + L_{6j};$$

де $L_{5j} = {}^1X_{ОП,j} \cos {}^0\varphi_{01} - {}^1Z_{ОП,j} \sin {}^0\varphi_{01}$; $L_{6j} = {}^1X_{ОП,j} \sin {}^0\varphi_{01} + {}^1Z_{ОП,j} \cos {}^0\varphi_{01}$; $j = 1, \dots, m_1$

Вільна довжина $L_{ОП,j}^e$ j – тої опори шасі складається з прогину ресори l_{Pj}^e у вільному стані та радіуса ненавантаженого колеса R_K , тобто $L_{ОП,j}^e = l_{Pj}^e + R_K$, $j = 1, \dots, m_1$.

Деформація $\Delta L_{ОП,j}$ j – тої опори шасі дорівнює

$$\Delta L_{ОП,j} = L_{ОП,j}^e - \left[{}^0Z_{ОП,j} - {}^0Z_d \left({}^0X_{ОП,j} \right) \right].$$

Сила пружної деформації i – тої опори шасі запишемо так:

$$F_{ОП,j} = C_{ОП,j} \cdot \Delta L_{ОП,j} = C_{ОП,j} \cdot \left\{ L_{ОП,j}^e - \left[{}^0Z_{ОП,j} - {}^0Z_d \left({}^0X_{ОП,j} \right) \right] \right\}, \quad j = 1, \dots, m_1$$

Моменти сил $F_{ОП,j}$ відносно початку системи координат $X_1O_1Z_1$ дорівнюють

$$M_{F_{ОП,j}} = F_{ОП,j} \left({}^0X_{ОП,j} - {}^0X_{01} \right) = F_{ОП,j} \cdot L_{5j}, \quad j = 1, \dots, m_1$$

Тягове зусилля $F_{тяг,j}^k$ відповідно $F_{тяг,j}^K = \frac{M_{тяг,j}}{{}^0Z_{ОП,j} - {}^0Z_d \left({}^0x_{ОП,j} \right)}$; $j = 1, \dots, m$.

де C_{Kj}^T – коефіцієнт жорсткості j -го тяглого колеса в тангенціальному напрямку. Момент опору кочення колеса j -ої опори

$$M_{ОП,j} = \alpha_{Kj} F_{ОП,j}, \quad j = 1, \dots, m_1$$

де $\alpha_{kj} = \alpha_{kjm} + \frac{\alpha_{kjB} - \alpha_{Kjm}}{2} (1 - \cos(n_{1j}\varphi_{kj}))$ – коефіцієнт опору кочення колеса j -ої опори; α_{kjB} , α_{Kjm} – коефіцієнти опору коченню колеса з багатосекційною ка-

мерею j -ої опори, коли контакт відбувається під перегородкою та під серединою між перегородками.

З огляду на те, що радіальна жорсткість колеса j -ої опори шасі залежить від кута його повороту, тому коефіцієнт опру кочення колеса буде також залежати від повороту j -го колеса.

Сила опору кочення i -го колеса, що передається на шасі КТЗ дорівнює

$$F_{OP,j}^K = \frac{M_{OP,j}}{{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0X_{OP,j})} = \frac{M_{OP,j}}{R_K};$$

На основі рівняння Лагранжа II роду можна отримати

$$\begin{aligned} & {}^0\ddot{X}_{01}M - {}^0\ddot{\varphi}_{01}(m_{III}L_2 + m_{KB}L_4) + {}^1\ddot{X}_{CKB}m_{KB}\cos {}^0\varphi_{01} - ({}^0\dot{\varphi}_{01})^2(m_{III}L_1 + m_{KB}L_3) - \\ & - 2 \cdot {}^0\dot{\varphi}_{01} \cdot {}^1\dot{X}_{CKB}m_{KB}\sin {}^0\varphi_{01} = + \sum_{j=1}^m \frac{{}^0C_{Kj}^T}{{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0x_{OP,j})} \left[\varphi_j - \int_0^t \frac{{}^0x_{OP,j}dt}{{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0x_{OP,j})} \right] - \\ & - \sum_{j=1}^{m_1} \frac{\alpha_{Kj} \cdot C_{OP,j}}{Z_{OP,j} - Z_d({}^0x_{OP,j})} \left\{ L_{OP,j}^e - [{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0X_{OP,j})] \right\}; \\ & {}^0\ddot{Z}_{01}M + {}^0\ddot{\varphi}_{01}(m_{III}L_1 + m_{KB}L_3) + {}^1\ddot{X}_{CKB}m_{KB}\sin {}^0\varphi_{01} - ({}^0\dot{\varphi}_{01})^2(m_{III}L_2 + m_{KB}L_4) - \\ & - 2 \cdot {}^0\dot{\varphi}_{01} \cdot {}^1\dot{X}_{CKB}m_{KB}\sin {}^0\varphi_{01} = -Mg + C_T^P \left[R_T - {}^0Z_{01} + {}^0Z_d({}^0x_{OK}^r) \right] + \sum_{j=1}^{m_1} C_{OP,j} \left[R_k - {}^0Z_{OK}^r + {}^0Z_d({}^0x_{OK}^r) \right]; \\ & - {}^0\ddot{X}_{01}(m_{III}L_2 + m_{KB}L_4) + {}^0\ddot{Z}_{01}(m_{III}L_1 + m_{KB}L_3) + \\ & + {}^0\ddot{\varphi}_{01} \left\{ \left[({}^1X_{CIII})^2 + ({}^1Z_{CIII})^2 \right] m_{III} + \left[({}^1X_{CKB})^2 + ({}^1Z_{CKB})^2 \right] m_{KB} + (I_{CIII} + I_{CKB}) \right\} + \\ & + {}^1\ddot{X}_{CKB}(-L_4 \cos {}^0\varphi_{01} + L_3 \sin {}^0\varphi_{01})m_{KB} + 2 \cdot {}^0\dot{\varphi}_{01} \cdot {}^1\dot{X}_{CKB}m_{KB} = -g(m_{III}L_1 + m_{KB}L_3) + \\ & + \sum_{j=1}^{m_1} C_{on,j} \left\{ L_{OP,j}^e - [{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0X_{OP,j})] \right\} \cdot L_{5j}; \\ & {}^0\ddot{X}_{01}m_{KB}\cos {}^0\varphi_{01} + {}^0\ddot{Z}_{01}m_{KB}\sin {}^0\varphi_{01} + \\ & + {}^0\ddot{\varphi}_{01}m_{KB} \left(-L_4 \cos {}^0\varphi_{01} + L_3 \sin {}^0\varphi_{01} \right) + {}^1\ddot{X}_{CKB}m_{KB} - \left({}^0\dot{\varphi}_{01} \right) (L_4 \sin {}^0\varphi_{01} + L_3 \cos {}^0\varphi_{01})m_{KB} = \\ & = -m_{KB}g \sin {}^0\varphi_{01} - \frac{\alpha}{R_P}m_{KB} \left[{}^0\ddot{X}_{01}\sin {}^0\varphi_{01} + {}^0\ddot{Z}_{01}\cos {}^0\varphi_{01} + \right. \\ & + {}^0\ddot{\varphi}_{01} \left(L_3 \cos {}^0\varphi_{01} - L_4 \sin {}^0\varphi_{01} \right) + 2 \cdot {}^1\dot{X}_{CKB} \cdot {}^0\dot{\varphi}_{01} + \sin {}^0\varphi_{01} + \left({}^0\dot{\varphi}_{01} \right)^2 \left(L_3 \cos {}^0\varphi_{01} - L_4 \sin {}^0\varphi_{01} \right) + \\ & I_j \ddot{\varphi}_j = M_{\varphi j} \left(\dot{\varphi}_j \right) - \sum_{j=1}^m \frac{C_{Kj}^T}{{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0X_{OP,j})} \left[\varphi_j - \int_0^t \frac{{}^0X_{OP,j} \cdot dt}{{}^0Z_{OP,j} - {}^0Z_d({}^0X_{OP,j})} \right], \quad j = 1, \dots, m. \\ & + g \cos {}^0\varphi_{01} \left] \text{sign}({}^1\dot{X}_{CKB}) + C_{KIII} \left[{}^1X_{CIII} - ({}^1X_{CKB} - b_{KB}) - l_{IIIK}^b \right]; \end{aligned}$$

Система рівнянь є математичною моделлю роботи та руху КТЗ в конкретних умовах експлуатації, який споряджено колесами з багатосекційними камерами типу [4].

Висновки

1. Плоска розрахункова схема (рис. 2) та множина прийнятих припущень дають змогу побудувати математичну модель руху КТЗ, у якій достатньо повно відображені її основні характеристики: маси і моменти інерції її основних елементів, пружні характеристики елементів, що їх з'єднують, пружні характеристики коліс та підвісок, геометричні характеристики транспортного засобу, механічні характеристики приводного двигуна та гальм.
2. Ця ж розрахункова схема та ці ж припущення дають змогу в математичній моделі достатньо повно відобразити зовнішні чинники типового функціонування КТЗ: маси, моменти інерції вантажів, що транспортуються, їх розташування в кузові; характеристики профілю та якості дороги чи бездоріжжя.
3. Формування відповідних множин початкових умов дає змогу за допомогою математичної моделі досліджувати їх вплив на динаміку подальшого руху КТЗ.
4. Математична модель відображає і колесо з багатосекційною камерою:
 - показує залежність радіальної жорсткості колеса від кута його повороту;
 - показує залежність опору кочення колеса від кута його повороту.

Література

1. **Вплив дорожніх умов**, експлуатаційних і конструктивних параметрів автомобільних шин на рівень їх шумовипромінювання : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 / О.А. Загородній / Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2005. – 22 с.
2. **Татаренко С.М.** Автоколесо безопасное, с защитным ободом и секционной резиновой камерой шины колеса : патент № 2312027 RU. Бюл. № 36 Оpubл. 2006.12.27. – 2 с.
3. **Владимиров В.М.** Колесо транспортного средства : патент № 2290318 RU. Бюл. № 34. Оpubл. 2007.12.10. – 3 с.
4. **Бойко О.Д.** Камера для автомобильной шины : патент на корисну модель України, № 41910 / О.Д. Бойко, Р.В. Зінько, І.С. Лозовий. Заявл. 10.06.2009. – 2 с.

Бойко О.Д., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Математическая модель движения колесного транспортного средства с многосекционными камерами шин

Записана математическая модель работы и движения колесного транспортного средства в конкретных условиях эксплуатации, который снаряжен колесами с многосекционными камерами. Отмечены особенности движения такого автомобиля, связанными с переменными радиальной жесткостью многосекционных колес и сил их сопротивления кочения.

Ключевые слова: математическая модель, автомобиль, многосекционные колеса.

Bojko O.D., Zinko R.V., Lozovyy I.S. A mathematical model of motion for the truck with multisection tires of wheels

The mathematical model of work and motion of the wheeled transport vehicle is written in concrete external environments, which is equipped wheels with the multisections chambers of type. The atypical truck motion features are caused with variable inflexibility of multisections wheels.

Keywords: mathematical model, automobile, multisections tires.