

УДК 629.1.07

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2219-380416201799318>

І. В. Янчевський¹, професор, д.ф.-м.н.,

В. В. Губська², ст. викл., к.ф.-м.н., **В. О. Кривоноженков³**, студент

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ КОЛІСНОГО ШАСІ КЛАСУ 8К4П

En

For the development of modern science and technology robots and robotic systems are used in many industries, including construction, geological exploration, the repair utilities, the performance of special missions, including dangerous tasks to life or health (liquidation of various accidents, consequences of emergencies, working in dangerous environments), etc. [1]. Sophisticated robotic systems have application for planetary studies [2]. Therefore, scientific and applied research related to the improvement of existing robotic systems or developing new systems are relevant and have practical significance. In addition, the design of such systems considers increased requirements for size, terrain, autonomous operation (mobility) and the range of tasks.

The development of robotic systems makes it necessary to develop new mathematical models for solving application problems, including the problems of kinematic and dynamic analysis. Currently, there are enough common approaches for solving such problems, suggesting the involvement of one or more computer aided design. This approach, however, can significantly reduce the terms of developed chassis design to get acceptable accuracy and data on their key performance indicators.

The large number of kinematic schemes of chassis defines many publications devoted to the study of their dynamics and solving various applied problems [4, 5, 6]. However, a common drawback of such studies is often narrow area of their application.

This paper discusses issues related to the dynamics of a wheeled chassis class

¹ НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», кафедра теоретичної механіки

² НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», кафедра теоретичної механіки

³ НТУУ «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», факультет авіаційних і космічних систем

8K4P [3] based on its quasi-static model. In a context, this work may be interpreted as the development of studies started in [8] in which methods of solving the problem of kinematic analysis of the chassis was presented. As a criterion of the profile ability to overcome obstacles complex parameter, that takes into account weight and geometrical characteristics of the chassis, its kinematic characteristics and adhesion to the supporting surface, was proposed. To preserve the mobility chassis in overcoming the obstacles this parameter must be positive. As the settlement situation overcoming of chassis of stairway and a single ledge was considered. Numerical experiments showed that for the comparable values of wheel diameter and height of stairs the preserving of mobility is possible with a finite number of steps of stairway, or through a significant shift of the center of mass relatively the original position. However, the obtained minimum value of parameter is close to zero, indicating the relevance of using some more complex schemes of mover to overcome obstacles discussed in the work.

Ru

Исследуются вопросы профильной проходимости колесного шасси класса 8K4П на основе разработанной квазистатической его модели. Предложен параметр профильной проходимости, учитывающий массо-геометрические свойства шасси, его кинематические характеристики и сцепление колес с опорной поверхностью, для которого выполнена количественная оценка при моделировании преодоления исследуемым шасси препятствий в виде ступенчатого марша и одиночного выступа. Представленный в работе параметр профильной проходимости может быть выбран в качестве основного при анализе шасси с подобной схемой, а также при решении задач их параметрической оптимизации.

Вступ

За сучасного розвитку науково-технічного прогресу роботи і роботизовані комплекси використовуються у багатьох галузях, зокрема у будівництві, геологічній розвідці, під час ремонту інженерних мереж, виконання спеціальних завдань, зокрема тих, які є небезпечними для життя чи здоров'я людини (ліквідація різноманітних аварій, наслідків надзвичайних ситуацій, робота у небезпечних середовищах) тощо [1]. Також складні роботизовані комплекси мають застосування для планетарних досліджень [2]. За умови проектування таких комплексів враховуються підвищені вимоги до габаритів, прохідності, автономності функціонування (мобільності) та номенклатури виконуваних завдань. Тому науково-прикладні дослідження, які пов'язані із удосконаленням існуючих роботизованих комплексів чи розробкою нових є актуальними і мають прикладне значення.

Розвиток робототехнічних систем призводить до необхідності розробки нових математичних моделей та розв'язання на їх основі прикладних задач, зокрема задач кінематичного та динамічного аналізу. У теперішній час достатньо розповсюдженим є підхід до розв'язання таких задач, що припускає залучення однієї або декількох комп'ютерних систем автоматизованого проектування. Такий підхід, очевидно, дозволяє істотно скороти-

ти терміни проектування розроблювальних шасі й отримати прийнятної точності дані про їхні основні експлуатаційні показники.

Разом із тим теоретичні дослідження кінематики й динаміки розроблювальних шасі на підставі винятково математичних моделей зберігають свою актуальність, оскільки саме за такого підходу можна одержати якісну й кількісну оцінку прохідності створюваного шасі, у т.ч. за його рух по специфічних профілях, виконати порівняння із численними напрацюваннями, урахувати особливі властивості опорної поверхні та режими руху шасі, урахувати специфічні фактори й обмеження. Особливий інтерес у такому разі представляють питання вдосконалення їх структурних схем, що може забезпечити зростаючі вимоги до прохідності мобільних роботів із одночасним зменшенням їх розмірів та маси [3].

Численність кінематичних схем шасі визначає велика кількість публікацій, які присвячені дослідженням їхньої динаміки і розв'язанню різних прикладних завдань [4, 5, 6]. Однак загальним недоліком таких досліджень найчастіше є вузька область їхнього застосування.

У даній роботі розглядаються питання, пов'язані із динамікою колісного шасі класу 8К4П [3]. У певному контексті ця робота може бути трактована як розвиток початих у роботі [8] досліджень, у якій представлена методика вирішення завдань кінематичного аналізу даного шасі.

Постановка задачі

Розглядається шасі колісного транспортного засобу, що відноситься до класу 8К4П. Двовимірна структурна схема, що відповідає одному борту симетричного механізму даного шасі, має представлений на рис. 1 вид. Ця схема досить інформативна для оцінки роботи шасі в цілому [7] і може бути використана у разі розв'язання широкого класу прикладних задач для досліджуваного шасі, у т.ч. задач динамічного аналізу.

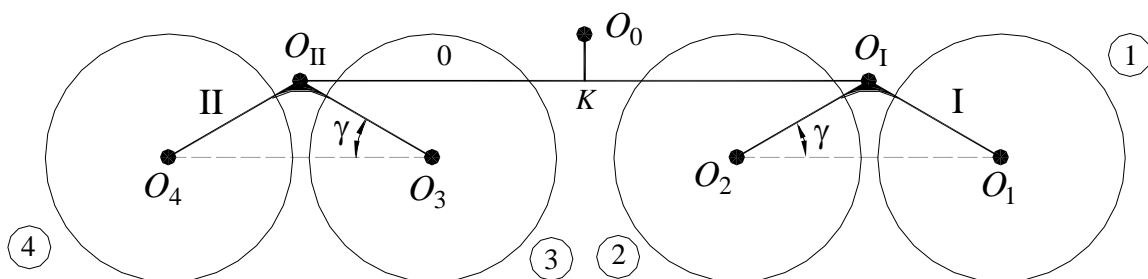


Рис. 1. Структурна схема шасі колісного транспортного засобу

Лінійні ланки 0 (корпус), I і II (балансирні візки) є твердими; також вважається, що деформаціями ланок 1-4 (колеса) можна знехтувати. Всі ці ланки з'єднані між собою за допомогою обертальних кінематичних пар, позначених на рис. 1 буквами O_i ($i=0,4;I,II$). Геометричні параметри ланок (довжини l_* , конструктивний кут γ , радіус коліс R), вага коліс G_w , візка

G_s і усього корпуса $2G_0$ відомі. Положення центрів ваги ланок на рис. 1 збігаються із точками O за однойменного нижнього індексу.

Вважається, що обидва колеса на окремо взятому балансірному візку (I або II) пов'язані із одним загальним мотором за допомогою механічної передачі із постійним передатним відношенням u_{ch} (на рис. 1 вона не представлена). Даний факт визначає рівність кутових швидкостей відповідної пари коліс ($\omega_1 = \omega_2$, $\omega_3 = \omega_4$). Контакт кожного колеса із опорною поверхнею вважається безвідривним, разом із тим допускає ковзання колеса (буксування, кочення із буксуванням/юзом) через ефект синхронізації обертань коліс візка та загального привода.

У припущенні заданих масо-геометричних параметрів шасі, відомій кінематичній схемі електромеханічного привода розглядається завдання моделювання руху даного шасі по різних перешкодах, оцінки енергокінематичних характеристик привода, обчислення профільної прохідності, тощо.

Метод розв'язку

Для вивчення динаміки даного шасі вважається, що вирази, котрі визначають профіль опорної поверхні, зокрема, перешкоди, і співвідношення, які встановлюють кінематичні залежності для ланок механізму шасі (положення ланок, швидкості характерних точок) у разі руху по цьому профілю, є відомими. У такому контексті дана робота є розвитком матеріалів, опублікованих у статті [8], де була розроблена математична модель для дослідження кінематики механізму досліджуваного шасі.

У припущенні, що профіль опорної поверхні є відомим, а рух шасі по даному профілю – безвідривним, можна скласти аналогічну до представлену на рис. 2 схему, де показані положення ланок механізму і лінійні швидкості \vec{v}_i ($i=I, II, 0, 4$) характерних точок механізму. Співвідношення між значеннями цих швидкостей встановлюють наведені у [8] вирази, а між їхніми напрямками, очевидно, визначаються профілем опорної поверхні.

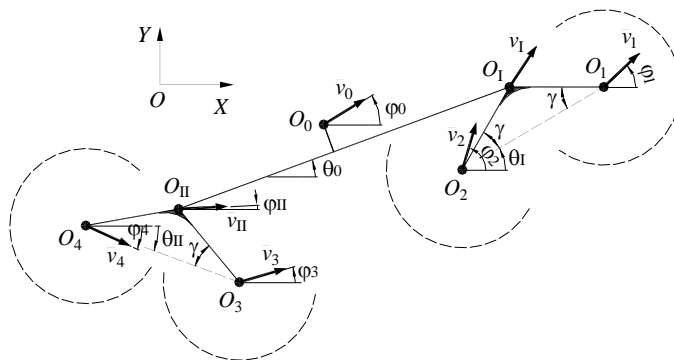


Рис. 2. Напрямки швидкостей основних точок механізму

Представлена схема є основою для складання динамічної моделі даного механізму (рис. 3).

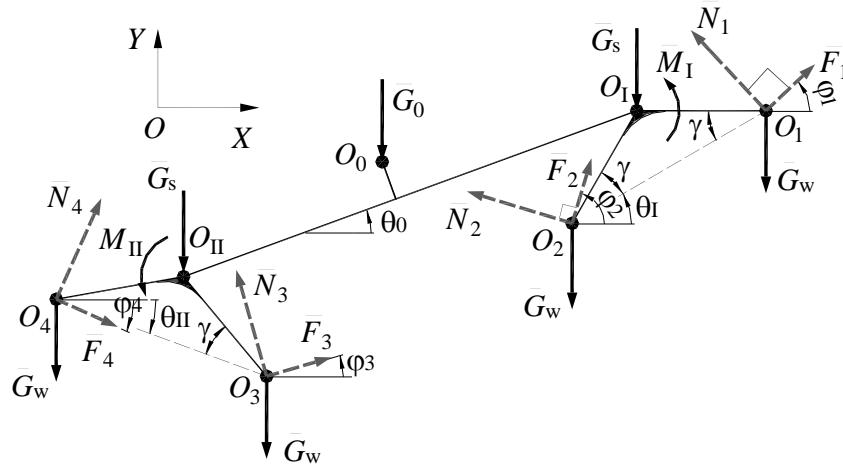


Рис. 3. Схема зовнішніх сил, що діють на шасі, зведених до осей коліс

На цьому малюнку діючі на колеса 1-4 сили зведені до відповідних осей O_i ($i=\overline{1,4}$). Під N_i розуміється нормальна реакція поверхні на i -те колесо ($i=\overline{1,4}$), F_i – його тягова сила, записана із урахуванням сили опору коченню, M_j – реактивний крутний момент привода коліс j -го балансірного візка ($j=\overline{I,II}$). Інерційні навантаження не враховуються, оскільки рух вважається тихохідним, у рамках якого режим навантаження шасі можна розглядати як квазістатичний.

Напевно, що зв'язок між нормальною реакцією опорної поверхні для i -го колеса N_i і максимальною його тяговою здатністю F_i встановлюється за допомогою співвідношення $F_i = \Psi_i \cdot N_i$, де Ψ_i – коефіцієнт сили тяги i -го колеса, що є одним із основних параметрів, які характеризують можливість шасі переборювати різні перешкоди. Граничне значення коефіцієнта Ψ можна погодити із коефіцієнтом зчеплення колеса і опорною поверхнею f й коефіцієнтом опору коченню δ , які широко використовуються в теорії автомобіля – $\Psi = f - \delta/R$. За умови математичного моделювання можна розглянути ситуацію, коли поверхня подоланої перешкоди має різні зчіпні властивості. Тому у розрахунках варто покласти, що значення Ψ не є постійним, а залежить, наприклад, від координати розрахункового положення i -го колеса ($\Psi_i = \Psi_i(X'_i)$) або від кута нахилу профілю ($\Psi_i = \Psi_i(\varphi_i)$), рис. 2). Тут OX'_i – вісь декартової системи координат, у якій аналітично задається профіль перешкоди [8]. Коефіцієнт тягової здатності Ψ_i також залежить від проковзування колеса, що чисельно може бути визначений коефіцієнтом буксування S [9]:

$$S_i = 1 - \frac{v_i}{\omega_i \cdot R} \quad (1)$$

Тут v_i – фактична швидкість поступального руху осі колеса [8], i - порядковий номер колеса.

Найбільш достовірним способом визначення залежності коефіцієнта тяги Ψ від коефіцієнта буксування S є натурний експеримент. У літературі можна знайти деякі результати обробки таких експериментальних досліджень. Зокрема, у публікації [7] у першому наближенні для Ψ приймається наступна залежність – $\Psi = 0.1 + 0.8 \cdot (1 - e^{-S/0.3})$. Разом із тим наведені у таких публікаціях співвідношення мають досить вузьку область їхньої застосовності. У даному дослідженні можливе зниження значення Ψ враховане за рахунок постійного коефіцієнта κ ($\Psi = \kappa \cdot \Psi$), що при відносно «слабких» пробуксовуваннях колеса ($S \geq 0.95$) дорівнює 1, а при менших S прийнятий рівним 0.9.

Очевидно, що на представленій на рис. 3 розрахунковій схемі реактивні моменти M_j , які діють на балансірні візки $j=I$ і $j=II$, пов'язані із тяговими силами F_j за допомогою наступних співвідношень

$$M_I = (F_1 + F_2) R u_{ch}^{-1}; \quad M_{II} = (F_3 + F_4) R u_{ch}^{-1}, \quad (2)$$

де u_{ch} – передатне число механічної передачі між мотором на візку та колесами. Ці моменти можуть бути представлені у вигляді пар сил $(\vec{Q}_I, -\vec{Q}_I)$ і $(\vec{Q}_{II}, -\vec{Q}_{II})$, прикладених до центрів обертання коліс відповідного візка

$$Q_j = M_j / A \quad (j=I, II), \quad (3)$$

де $A = 2l_{O_1 O_2} \cos \gamma$ – міжосьова відстань коліс візка.

Для розв'язання завдань динаміки даного шасі розрахункова схема на рис. 3 була зведена до чотирьохмасової моделі, де розташування мас збігаються із осями обертання коліс O_i ($i=\overline{1,4}$). Для реалізації такого перетворення на першому етапі вага корпусу \vec{G}_0 була розкладена на дві вертикальні сили \vec{G}_{0I} й \vec{G}_{0II} , прикладені до центрів обертання візків, що збігаються із їхніми центрами ваги O_j ($j=I, II$). На другому етапі сила $\vec{G}_s + \vec{G}_{0I}$, зокрема, була перерозподілена на дві сили із точками прикладання O_i ($i=1, 2$) візка $j=I$. Аналогічно для візка $j=II$. Такий перерозподіл здійснюється із дотриманням класичних теорем курсу «Теоретична механіка» із використанням інформації про положення точок прикладання цих сил [8].

Також, для спрощення розрахункової моделі замість систем двох сил (\vec{F}_i, \vec{N}_i) використовується їх рівнодійна $\vec{\Phi}_i = \vec{N}_i + \vec{F}_i$, котра відхилена від нормалі до поверхні профілю (рис. 3) на кут

$$\phi_i = \arctg(\Psi_i) \quad (4)$$

у бік руху колеса (рис. 4, *a* і рис. 4, *б*). Виділяючи із всієї механічної системи вузол O_i , необхідно також урахувати силу його взаємодії із другим вузлом даного балансірного візка. Взаємодія точок приведення сил у межах одного візка позначено через силу \bar{R}_j ($j=I,II$), спрямовану вздовж відрізка O_1O_2 або O_3O_4 .

На підставі викладених міркувань складається схема діючих на кожну точку приведення O_i ($i=\overline{1,4}$) сил. Для точок O_1 і O_2 ці схеми навантаження мають представлений на рис. 4, *a* і рис. 4, *б* вид.

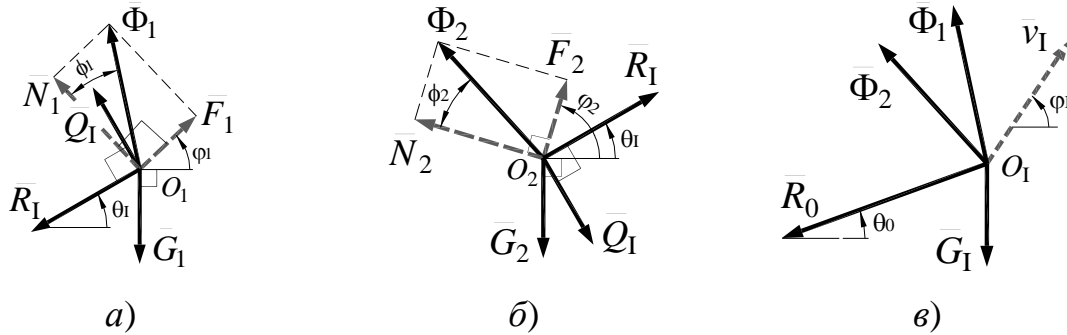


Рис. 4. Схема зовнішніх сил, приведених до вузлів O_1 , O_2 і O_I

У разі безвідривного руху коліс проекції рівнодійних, діючих на них сил на вісь перпендикулярну вектору швидкості центра колеса повинні бути рівними нулю. У результаті отримаємо наступну систему лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) щодо шести невідомих – Φ_i ($i=\overline{1,4}$) і R_j ($j=I,II$):

$$\begin{cases} \Phi_1[\cos(\varphi_1)+\sin(\varphi_1)\mu\cos(\varphi_1-\theta_I)]+\Phi_2\sin(\varphi_2)\mu\cos(\varphi_1-\theta_I)-R_I\sin(\theta_I-\varphi_1)=G_1\cos(\varphi_1); \\ -\Phi_1\sin(\varphi_1)\mu\cos(\varphi_2-\theta_I)+\Phi_2[\cos(\varphi_2)-\sin(\varphi_2)\mu\cos(\varphi_2-\theta_I)]+R_I\sin(\theta_I-\varphi_2)=G_2\cos(\varphi_2); \\ \Phi_3[\cos(\varphi_3)+\sin(\varphi_3)\mu\cos(\varphi_3-\theta_{II})]+\Phi_4\sin(\varphi_4)\mu\cos(\varphi_3-\theta_{II})-R_{II}\sin(\theta_{II}-\varphi_3)=G_3\cos(\varphi_3); \\ -\Phi_3\sin(\varphi_3)\mu\cos(\varphi_4-\theta_{II})+\Phi_4[\cos(\varphi_4)-\sin(\varphi_4)\mu\cos(\varphi_4-\theta_{II})]+R_{II}\sin(\theta_{II}-\varphi_4)=G_4\cos(\varphi_4). \end{cases} \quad (5)$$

У цій системі доданки, що містять коефіцієнт $\mu=R/Au_{ch}$, визначають вплив реактивних моментів M_j ($j=I,II$) на шукані сили Φ_i ($i=\overline{1,4}$). Ці доданки легко добути, використовуючи формули (2)–(4) і рівності $F_i=\Phi_i\sin(\Psi_i)$, інші – на підставі представлених на рис. 4, *a* і рис. 4, *б* схем навантаження.

Видно, що система рівнянь (4) є невизначеною. Відсутні рівняння можуть бути сформовані аналогічним способом, взявши точки O_I , O_{II} і O_0 у якості розрахункових:

$$\begin{cases} \Phi_1 \cos(\varphi_I + \phi_1 - \varphi_1) + \Phi_2 \cos(\varphi_I + \phi_2 - \varphi_2) + R_0 \sin(\theta_0 - \varphi_I) = G_I \cos(\varphi_I); \\ \Phi_3 \cos(\varphi_{II} + \phi_3 - \varphi_3) + \Phi_4 \cos(\varphi_{II} + \phi_4 - \varphi_4) - R_0 \sin(\theta_0 - \varphi_{II}) = G_{II} \cos(\varphi_{II}); \\ \Phi_1 \cos(\varphi_0 + \phi_1 - \varphi_1) + \Phi_2 \cos(\varphi_0 + \phi_2 - \varphi_2) + \\ + \Phi_3 \cos(\varphi_0 + \phi_3 - \varphi_3) + \Phi_4 \cos(\varphi_0 + \phi_4 - \varphi_4) = \sum G \cos(\varphi_0). \end{cases} \quad (6)$$

Слід зазначити, що за умови формування рівняння для вузла O_I (перше рівняння у системі (6)) була використана представлена на рис. 4, в схема, на якій $G_I = G_1 + G_2$, а під невідомою силою R_0 розуміється сила взаємодії вузлів O_I і O_{II} .

Сукупність систем рівнянь (5) і (6) являє собою певну СЛАР щодо семи невідомих – Φ_i ($i = \overline{1,4}$) і R_j ($j = 0, I, II$). Якщо її представити в матричній формі – $\mathbf{AX} = \mathbf{Y}$, де $\mathbf{X} = [\Phi_i \ R_j]^T$ ($i = \overline{1,4}$; $j = 0, I, II$), $\mathbf{Y} = [G_i \cdot \cos(\varphi_i) \ \sum G \cdot \cos(\varphi_0)]^T$ ($i = \overline{1,4}, I, II$); \mathbf{A} – (7×7) – матриця, розрахункові вирази для елементів якої не приводяться із метою скорочення викладу даної публікації, то її розв'язок можна записати у вигляді

$$\mathbf{X} = (\mathbf{A}^T \mathbf{A} + \alpha \mathbf{C})^{-1} \mathbf{A}^T \mathbf{Y}. \quad (7)$$

Даний прийом широко використовується у разі розгляду некоректних задач обчислювальної математики, а необхідність його залучення до розв'язання даної системи $\mathbf{AX} = \mathbf{Y}$ обумовлена автоматизацією обчислень, за яких імовірність того, що матриця \mathbf{A} є погано обумовленою або виродженою, досить висока. У формулі (7) \mathbf{C} – одинична (7×7) – матриця; α – параметр регуляризації, що прийнятий рівним $\alpha = 10^{-3} \cdot \text{Sp}(\mathbf{A}^T \mathbf{A}) / \text{Sp}(\mathbf{C}^T \mathbf{C})$ [10].

Маючи у своєму розпорядженні значення Φ_i ($i = \overline{1,4}$) і R_j ($j = I, II$), можна визначити вільну «потужність» даного шасі P за умови руху по заданому профілю, що дорівнює сумі «тягових» потужностей кожного колеса

$$P = \sum_{i=1}^4 \left(F_i - G_i \sin(\varphi_i) + (-1)^i R_j \cos(\varphi_i - \theta_j) \right) \cdot v_i, \quad (8)$$

де $j = I$ для $i = 1, 2$ та $j = II$ для $i = 3, 4$.

Дана потужність визначає тягову здатність шасі і його можна трактувати як параметр профільної прохідності. Напевне, що для збереження рухливості шасі цей параметр повинен бути більше 0.

Обчислені із цієї системи значення Φ_i ($i = \overline{1,4}$) також дозволяють установити момент імовірного відриву колеса від поверхні перешкоди. У

цьому випадку значення сили $N_i = \Phi_i \cos(\Psi_i)$ негативні або є близькими до нуля.

Потужність мотора на окремо взятому візку, частота його обертання і крутний момент також залежать від розрахункових значень Φ_i ($i=\overline{1,4}$). Так, потужності моторів без обліку механічних втрат у приводі можуть бути визначені на підставі рівностей

$$P_I = (F_1 + F_2) \cdot \max(v_1, v_2); \quad P_{II} = (F_3 + F_4) \cdot \max(v_3, v_4).$$

Очевидно, що у разі вибору загального для обох візків мотора необхідно орієнтуватися на максимальне з отриманих значень -

$$P_m = \max(P_I, P_{II}). \quad (9)$$

Для частоти обертання вала мотора і крутного моменту справедливими будуть наступні співвідношення

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{v_{\max}}{R} u_{ch}; \quad M_m = \frac{30}{\pi n} P_m. \quad (10)$$

Слід зазначити, що для шасі даної структурної схеми розрахункові вирази для швидкостей v_i ($i=\overline{1,4}$) і $v_{\max} = \max(v_i)$, а також для їхніх кутових швидкостей ω_i , наведені у публікації [8].

Чисельні результати

Чисельний експеримент проводився для шасі із наступними геометричними характеристиками – $\gamma=0$; $A=2l_{O_1O_1} \cos(\gamma)$ м; $l_{O_1O_{II}}=2l_{O_1O_1}+A$; $l_{O_1K}=l_{O_1O_{II}}/2$; $l_{O_0K}=0$. Сумарна вага половини шасі прийнята рівною $\sum G=5$ Н ($\sim 0,5$ кг), що серед складових його компонентів розподілений у такий спосіб – $G_0=0,56 \sum G$; $G_s=0,12 \sum G$; $G_w=0,05 \sum G$.

Досліджувалася можливість руху шасі по сходовому маршру, геометрія сходів якого визначається висотою $H_{st}=0.16$ м і шириною проступа $W_{st}=0.31$ м (значення H_{st} й W_{st} узяті з публікації [11]).

Вважалося, що коефіцієнт зчеплення на горизонтальних площадках профілю дорівнює $f_h=0.6$, на вертикальних – $f_v=0.9f_h$. На перехідній ділянці, у околиці ребра сходинки приймалося, що ключову роль у зчепленні має протектор колеса, тому при розрахунках можна покласти $f_a=1$. У цілому, при моделюванні функція, що описує коефіцієнт тягової здатності задавалася у такий спосіб -

$$\Psi(\varphi) = \begin{cases} f_h, & \text{при } |\varphi| \leq 30^\circ; \\ f_v, & \text{при } |\varphi| > 60^\circ; \\ f_a, & \text{при } 30^\circ < |\varphi| \leq 60^\circ. \end{cases}$$

Тут φ – кут нахилу профілю перешкоди в розрахунковому положенні окремо взятого колеса до горизонтальної поверхні. У випадку проковзування колеса ($S < 0.95$) значення $\Psi(\varphi)$ штучно зменшувалося за допомогою масштабного коефіцієнта 0.9, що оговорювалось раніше. Значення S_i ($i = \overline{1,4}$), як і кути φ_i , обчислювалися на підставі викладених в роботі [8] матеріалів.

Результати розрахунків параметра P (8) представлені на рис. 5, а. За цієї умови крива 1 відображає результати у випадку $R = 0.125$ м і $l_{O_1O_1} = 0.135$ м; крива 2 – $R = 0.0625$ м і $l_{O_1O_1} = 0.1$ м; крива 3 – для $R = 0.25$ м і $l_{O_1O_1} = 0.275$ м. Слід зазначити, що крива 0 на цьому малюнку відповідає траєкторіям руху центрів коліс радіусом $R = 0.125$ м.

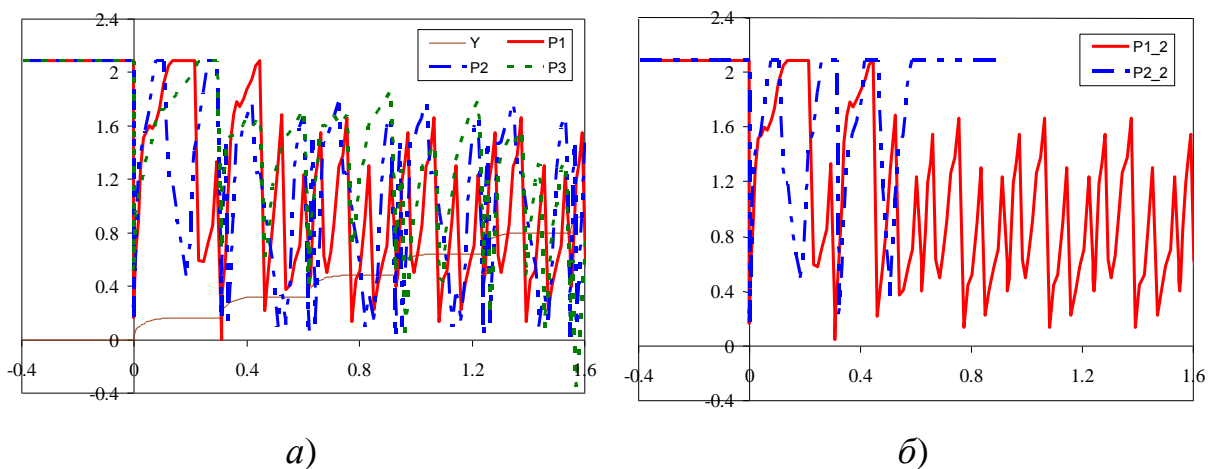


Рис. 5. Параметр профільної прохідності

Як видно із графіків, за обраних масово-геометричних параметрах досліджуваного шасі, навіть у разі досить великих значень коефіцієнта тяги його рух по класичному сходовому маршу є малоімовірним ($\min(P) < 0$). Перерозподіл загальної маси шасі серед його компонентів не дав бажаного ефекту. Застосування коліс більшого радіуса, за яких траєкторія руху центрів ставати близькою до прямолінійної, не становив інтерес у рамках даних досліджень.

Однак навіть за обраних значеннях R виконані численні чисельні експерименти показали, що забезпечити рухомість шасі по даному профілю можливо за рахунок розгляду скінченного числа сходів. Зокрема, крива 2 на рис. 5, б відображає параметр P для шасі із малими колесами $R = 0.0625$ м ($2R < H_{st}$) і $l_{O_1O_1} = 0.1$ м, що долає одиночний виступ висотою H_{st} . У випадку сходового маршу рух можливий ($P > 0$) за рахунок варіювання положення центра мас корпуса ($l_{O_1K} = \text{var}$). Кривою 1 на цьому малюнку представлені результати розрахунку P для шасі з $R = 0.125$ м, $l_{O_1O_1} = 0.135$ м і змінному l_{O_1K} (рис. 1). Слід зазначити, що у рамках даного

дослідження розроблена програма розрахунку, яка в автоматичному режимі вибирає положення центра мас корпусу $l_{O,K}$, що забезпечує виконання умови $P > 0$ за мінімальний зсув точки K щодо початкового положення, а також розглянути інші профілі опорної поверхні (довільна кількість сходів у марші, кінцевий виступ тощо.).

На практиці зсув центра ваги корпусу шасі можливий за рахунок встановленого на ньому робочого устаткування, задіявши при цьому різні алгоритми нечіткої логіки [2]. Разом із тим діапазон даного зсуву буде досить обмеженим. Тому у літературі можна знайти ряд публікацій, автори яких під час дослідження шасі підвищеної прохідності віддають перевагу системам пересування із адаптивними підвісками [7], що дозволяють сполучити у одному шасі кілька різних способів руху або способів адаптації рушія до поверхні. Один із варіантів таких рішень – колісно-крокуючий рушій, колісний режим у якому вважається основним, а колісно-крокуючий – допоміжним [9]. Застосування двох режимів значно збільшує прохідність шасі у цілому за рахунок розширення зони можливих положень коліс щодо корпусу. Така можливість переміщення коліс зменшує роль їхнього розміру у збереженні рухливості шасі, віддаючи перевагу невеликим розмірам. Очевидно, що зменшення розміру коліс зменшує питому вагу ходової частини, зменшує габарити шасі, однак гранична межа такого зменшення повинна бути погоджена із умовами руху шасі у найбільш типових ситуаціях. Разом з тим колісно-крокуюча схема рушія має ряд недоліків, основним серед яких є необхідність у складній системі датчиків і приводів для реалізації, зокрема, автоматичної зміни режимів руху.

Висновки

У даній роботі на підставі розробленої квазістатичної моделі досліджена динаміка шасі, що відноситься до класу 8К4П. Як критерій профільної прохідності був запропонований комплексний параметр, що враховує масо-геометричні властивості шасі, його кінематичні характеристики та зчеплення коліс із опорною поверхнею. Для збереження рухливості шасі у разі подолання ним різних перешкод згаданий параметр повинен залишатися додатним. У якості розрахункової ситуації розглянуте подолання шасі сходового маршу й одиночного виступу. Проведені чисельні експерименти показали, що за порівняння значень діаметра колеса й висоти сходів збереження рухливості можливо або за скінченну кількість сходів у марші, або за рахунок істотного зсуву центра мас корпусу щодо початкового положення. Разом із тим отримані мінімальні значення параметра залишаються близькими до нуля, що свідчить про актуальність застосування більш складних схем рушія для подолання розглянутих у роботі перешкод.

Викладені результати можуть бути використані для дослідження динаміки даного шасі у разі подолання інших перешкод (за умови аналітично-

го опису профілю у декартовій системі координат) і під час аналізу інших шасі із подібною схемою, а представлений у роботі параметр профільної прохідності може бути обраний у якості основного під час розв'язання задач їхньої параметричної оптимізації.

Список використаної літератури

1. *Boucher G.* Mobile wheeled robot with step climbing capabilities / G. Boucher, L. M. Sanchez // In book «Mobile Robots – State of the Art in Land, Sea, Air, and Collaborative Missions» / Ed. by X. Chen, Y.Q. Chen and J.G. Chase, 2009, 336 p. – P.49-61.
2. *Kumar P.* Dynamic modeling, simulation and velocity control of rocker-bogie rover for space exploration / P. Kumar, P. M. Pathak // Int. J. of Intelligent Mechatronics and Robotics. – 2011. – P. 27-41.
3. *Васильев А. В.* Принципы построения и классификация шасси мобильных роботов наземного применения и планетоходов / А. В. Васильев // Научно-техн. ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2013. – Вып. 1. – С. 124-131.
4. *Насот Н.* Analysis and simulation of a rocker-bogie exploration rover / Н. Насот, S. Dubowsky, P. Bidaud // Proc. of the 12th Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators «CISM-IFTOMM», Paris, France.
5. *Вольская Н. С.* Новые методы расчета проходимости колесных машин на стадии проектирования / Н. С. Вольская, Я. Ю. Левенков, И. В. Чичекин, А.Ю. Захаров // Инженерный вестник. – 2016. – №12. – С. 1001-1013.
6. *Маленков М. И.* Методы и некоторые результаты моделирования движения планетоходов с учетом рельефа и свойств грунта / М. И. Маленков, Д. Н. Кузьменко, Е. А. Лазарев // Современное Машиностроение. Наука и Образование. – 2016. – № 5. – С. 687-714.
7. *Маленков М. И.* Анализ подвижности марсоходов для разработки систем передвижения и алгоритмов управления планетоходами нового поколения / М. И. Маленков, В. А. Волов, Н. К. Гусева, Е. А. Лазарев // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2015. – № 1 (162). – С. 82-95.
8. *Янчевський І. В.* Аналіз кінематики колісного шасі класу 8К4П / І. В. Янчевський, В. В. Губська, О. В. Биценко // Інформаційні системи, механіка та керування. – 2016. – № 15. – С. 58-69. DOI: <https://doi.org/10.20535/2219-380415201688030>
9. *Маленков М. И.* Сравнительный анализ компонентов ходовой части самоходных шасси планетоходов / М. И. Маленков, В. А. Волов // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2016. – № 1 (174). – С. 169-185.
10. *Янчевський І. В.* К проблеме восстановления временной зависимости нестационарного воздействия, приложенного к упругодеформируемому

элемента конструкции / И. В. Янчевский // Проблемы машиностроения. – 2015. – Т. 18, № 2. – С. 43-55.

11. *Maske Y. L.* Modeling and MBD simulation of stair climbing robot with rocker bogie mechanism / Y. L. Maske, S. V. Patil, S. Deshmukh // Int. J. of Innovative Research in Technology. – 2015. – Vol. 1, Iss. 12. – P. 267-273.

