

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РУХУ МОБІЛЬНОЇ РОБОТОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З КРОКУЮЧИМИ РУШІЯМИ

© Корендій В. М., Качур О. Ю., 2019

Здійснено структурно-кінематичний аналіз шарнірно-важільного механізму крокування, побудованого на основі лямбда-механізму Чебишева. Виведено аналітичні залежності координат точки шарніра кріплення опорного важеля від геометричних параметрів механізму та кута повороту кривошипа. З метою забезпечення необхідної довжини кроку та висоти підйому опорної стопи розраховано геометричні параметри крокуючого механізму. Проаналізовано кінематику руху опорної стопи на основі виведених аналітичних залежностей та з використанням побудованих у програмному продукті SolidWorks твердотільної й імітаційної моделей крокуючої машини. За результатами моделювання зроблено висновки, що фаза контакту стопи з опорною поверхнею повністю забезпечує попередньо задану довжину кроку – 370 мм, а фаза перенесення стопи – необхідну висоту її підйому – 70 мм. На основі кінематичних параметрів руху опорної стопи зроблено висновок, що у фазі контакту стопи з опорною поверхнею відбувається вертикальне “просідання” корпусу машини на стадії одного кроку приблизно на 2 мм, що спричинятиме втрати енергії на періодичне піднімання-опускання корпусу. Також спостерігається істотна зміна горизонтального і вертикального пришвидшень корпусу на етапі одного кроку, що спричиняє виникнення значних динамічних навантажень на опорні вузли машини, та, відповідно, втрати енергії на періодичне розганяння-гальмування корпусу під час крокування.

Ключові слова: крокуючий рушій, мобільна роботомеханічна система, лямбда-механізм Чебишева, геометричні параметри, кінематичний аналіз.

V. Korendiy, O. Kachur

SIMULATION AND ANALYSIS OF MOTION OF MOBILE ROBOTIC SYSTEM WITH WALKING DRIVES

In the article, a structural analysis of the hinge-lever walking mechanism constructed on the basis of the Chebyshev's lambda mechanism, which contains one structural group (Assur group) of the second class second order first type and the input link being a mechanism of the first class. Considering that the mechanism is characterized by single degree of freedom, the method of closed vector loops is used to describe the kinematic parameters of its links and nodes. A kinematic analysis of the walking mechanism is carried out, on the basis of which the analytical dependencies of the coordinates of the attaching hinge of the supporting lever were deduced on the geometrical parameters of the mechanism and on the angle of the crank rotation. On the basis of the analytic dependencies derived, in order to provide the required length of step and the lifting height of the supporting foot, the geometrical parameters of the walking mechanism are calculated. Using the obtained geometrical parameters, an analysis of the kinematics of the supporting foot motion is performed on the basis of the corresponding analytical dependencies and on the basis of the solid state and simulation models of the

walking machine designed using the SolidWorks software. According to the results of the simulation, it is concluded that the supporting foot of the walking mechanism performs maximal vertical displacement of about 75 mm, and the horizontal displacement of about 400 mm. Herewith, the phase of contact of the foot with the supporting surface totally ensures the predetermined length of the step (370 mm), and the phase of the foot transfer ensures the necessary height of its lifting (70 mm). The results of the virtual experiments are totally consistent with the theoretical trajectory of the foot motion, constructed on the basis of the derived analytical dependencies in accordance with the specified parameters of the mechanism. Analysing the kinematic parameters of the supporting foot motion, in particular, the characteristics of its horizontal and vertical displacement, as well as horizontal and vertical velocities and accelerations, it is concluded that in the phase of contact of the foot with the supporting surface there is a vertical “squeezing” of the machine body during one step by about 2 mm, which will cause the energy losses for the periodic lifting-lowering of the body. There is also a significant change in the horizontal and vertical accelerations of the body during one step. The defined range of acceleration changes will result in significant dynamic loads acting upon the machine’s units, and, accordingly, in energy losses on periodic accelerating-slowness of the body during the process of walking. Also, the considered dynamic phenomena will have a significant effect on the efficiency of the walking machine and the quality of the transporting and technological operations being performed.

Key words: walking drive, mobile robotic system, Chebyshev’s Lambda Mechanism, geometrical parameters, kinematic analysis.

Вступ. Спосіб переміщення крокуванням призначений передусім для забезпечення можливості руху різноманітних транспортно-технологічних машин у довільних природних умовах та по пересіченій місцевості [1]. Переважно це стосується випадків, коли використання колісного чи гусеничного рушіїв недоцільне або неможливе. Крокуючі машини можуть ефективно використовуватися у військових цілях (під час розвідувальних операцій, розмінування, доставки боєприпасів чи медичних препаратів), для проведення наукових досліджень (наприклад, у зонах сейсмічної активності, в гірській і скелястій місцевості, на територіях поблизу вулканів, на морському чи океанічному дні), у лісовому, садово-парковому та сільському господарствах, де з об’єктивних причин неможливо використовувати традиційні колісні чи гусеничні рушії [2]. Залучення крокуючих машин доволі доцільне під час впровадження перспективних ґрунто-збережних технологій, адже крокуючий спосіб переміщення зумовлює лише дискретний вплив опорних елементів на екологічно вразливий ґрунтовий покрив, тоді як колісні чи гусеничні рушії створюють неперервні колії, руйнуючи родючий шар ґрунту [2].

Постановка проблеми. Переміщення великогабаритних і великовагових транспортно-технологічних машин передбачає необхідність забезпечення стійкості положення корпусу під час руху, заданої швидкості курсового руху, маневреності та прохідності [3]. Перших два завдання зумовлені значними втратами потужності на періодичне піднімання-опускання та розгін-гальмування корпусу машини під час одного кроку. Ці втрати великою мірою визначаються кінематикою механізмів крокування, які застосовують у приводах опорних елементів. З іншого боку, в разі збільшення маси машини все гостріше постають проблеми обмеження динамічних навантажень на окремі вузли й елементи крокуючого рушія під час руху.

Тому актуальними є завдання моделювання й аналізу руху крокуючих машин та обґрунтування геометричних параметрів і законів руху її рушіїв. Зокрема, у статті розглянуто питання руху чотиринової крокуючої машини, побудованої на основі лямбда-механізму Чебишева з одним ступенем вільності.

Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень. Тематика мобільних робототехнічних систем доволі поширена в науковій літературі. Частина публікацій висвітлюють цю тематику доволі поверхнево, зупиняючись лише на огляді конструкцій, аналізі систем керування,

моделюванні окремих динамічних процесів тощо. Однією з головних відмінностей мобільних роботів є тип приводу – колісний, гусеничний, крокуючий, вібраційний, комбінований тощо. Тип приводу повністю визначає технологічне призначення і сфери використання робота, його загальне компонування та використовувану систему керування.

Особливу увагу дослідників та конструкторів привертають крокуючі роботи з різноманітними конструктивними виконаннями [1–13]. Однією з найпростіших крокуючих машин є чотириопорна (“чотиринога”) конструкція з одним активним приводом та цикловим механізмом крокування (рис. 1) [1, 2, 9]. Питання забезпечення прямолінійності траєкторії руху стопи в зоні контакту з опорною поверхнею вже доволі добре вивчені, тоді як залишаються недостатньо дослідженими проблеми стабілізації горизонтальної та мінімізації вертикальної швидкості корпусу машини під час руху [4–11]. Перша проблема спричинена втратами енергії на періодичний розгін-гальмування корпусу під час крокування, що також позначається і на інших експлуатаційних параметрах машини [8–11]. Мінімізація вертикальної швидкості корпусу передбачає обмеження втрат енергії на періодичне піднімання-опускання корпусу [4–8]. Вирішення цих проблем потребує детального аналізу динаміки руху мобільної машини як аналітичними методами, так і методами імітаційного моделювання з використанням сучасного програмного забезпечення.

Мета і завдання досліджень. Мета роботи полягає у забезпеченні рівномірності курсового руху та зниженні енергозатрат під час крокування мобільної роботомеханічної системи за рахунок обмеження вертикальних коливань та пришвидшення-сповільнення її корпусу на кожному кроці. Для досягнення поставленої мети сформульовано такі завдання: 1) формування робочої гіпотези та розроблення теоретико-розрахункової схеми мобільної роботомеханічної системи з чотирма синхронізованими крокуючими рушіями та одним активним приводом; 2) структурно-кінематичний аналіз крокуючого рушія та обґрунтування законів відносного руху опорної стопи; 3) аналіз кінематики і динаміки руху корпусу машини під час крокування вздовж прямолінійної гладкої траєкторії. Обґрунтування умов стійкості положення рівноваги і руху крокуючої машини; 4) моделювання руху стопи крокуючого рушія та мобільної робототехнічної системи загалом на основі аналітичних залежностей у програмному продукті MathCAD. Проведення імітаційного (віртуального) експерименту в середовищах SolidWorks і MapleSim; 5) аналіз узгодженості (збіжності) результатів аналітичних та експериментальних досліджень.

Постановка ідеї та аналіз конструкції чотиринової крокуючої машини. На рис. 1 подано компонувальну схему чотиринової мобільної роботомеханічної системи, побудованої на основі чотириланкового крокуючого рушія циклового типу (лямбда-механізму Чебишева). Конструктивно крокуюча машина виконана у вигляді рами 3, встановленої на двох крокуючих опорах (крокуючих модулях) з правого і лівого бортів (рис. 1). На рамі 3 може бути розміщено модуль силового приводу (в який входить автономне джерело електричної енергії (наприклад, дизель-генератор)), робоче місце оператора із блоком системи керування, платформа для вантажів тощо. На рамі також може розміщуватися різне змінне технологічне обладнання.

Крокуючі опори виконані у вигляді несучих балок, які нерухомо кріпляться до рами 3 машини та на кінцях яких попарно встановлені механізми крокування, згруповані в крокуючі рушії. Крокуючий механізм складається із привідного кривошипа 4, спарника 5, який синхронізує крокуючі рушії передньої та задньої частин машини, шатуна 6, що з'єднує привідний кривошип із опорним важелем 2, до якого приєднується стопа 1. Стійкість положення рівноваги (статичної стійкості) крокуючої машини забезпечується використанням спарників 7, що жорстко з'єднують передній правий із заднім лівим опорним важелем та, відповідно, передній лівий із заднім правим важелем.

Привід крокуючих механізмів правого і лівого бортів повинен бути синхронізованим. Тому для забезпечення статично стійкої ходи та чергування опорної фази і фази переносу стопи крокуючі рушії кожного борту жорстко кінематично пов'язані так, що кривошипи 4 кожної пари крокуючих механізмів встановлені у протифазі на спільній ведучій осі.

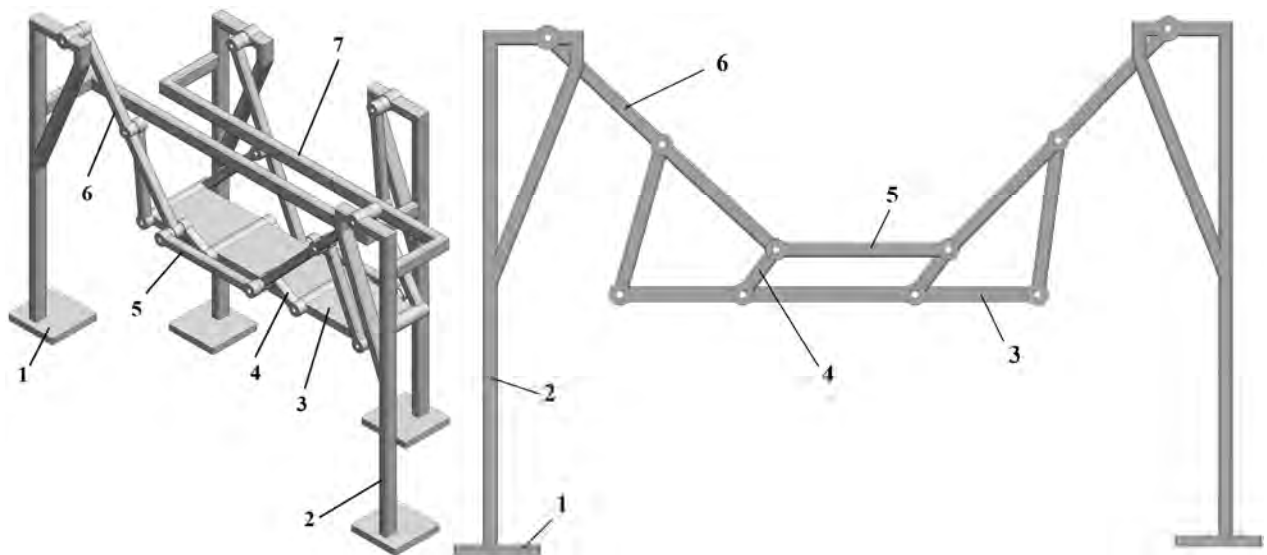


Рис. 1. Компонувальна схема крокуючої машини

Щоб забезпечити задані параметри крокування (довжину кроку – 370 мм і висоти підйому опорної стопи – 70 мм), в статті використаємо такі співвідношення між геометричними параметрами чотириланкового шарнірно-важільного механізму (рис. 2), які обґрунтував П. Л. Чебишев та Карл Хойкен: $l_{AB} = l_{BC} = l_{O_1B} = 2,5 \cdot l_{OA}$, $y_{O_1} = 0$, $x_{O_1} = 2 \cdot l_{OA}$ [2, 8–11].

Структурно-кінематичний аналіз механізму крокування. Один із найпростіших механізмів, який відтворює крокуючий рух, є шарнірним чотириланником [5, 8]. Лямбда-механізм Чебишева, показаний на рис. 2, має чотири ланки і чотири однорухомих шарніри. Три ланки є рухомими (1 – OA , 2 – O_1B , 3 – ABC), а іншу ланку (0) прийнято опорною (нерухомою), або стояком. Опорна ланка O_1O – це рама машини. Кривошип або привідна ланка – 1 (OA) обертається навколо нерухомого центра O , розташованого на рамі машини. Ланка 3 (O_1B) є коромислом і здійснює поворот навколо іншого нерухомого центра O_1 , який розміщений на рамі машини. Ланка 2 (ABC) є шатуном і приєднується до опорного важеля в точці C (рис. 1–2).

Крокуючий механізм (рис. 2) складається з трьох рухомих ланок ($n=3$): 1 (OA), 2 (O_1B), 3 (ABC) і чотирьох кінематичних пар V класу ($p_5=4$): $O(0,1)$; $A(1,2)$; $O_1(0,3)$; $B(2,3)$. Вищих кінематичних пар у цьому механізмі крокування немає, тому $p_4=0$. Загальна кількість ступенів вільності чотириланкового крокуючого механізму становить:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1. \quad (1)$$

Отже, крокуючий механізм має один ступінь вільності, а отже, й одну вхідну ланку та одну незалежну координату, яка однозначно визначає положення всіх решти ланок механізмів. Прийmemo вхідною ланкою кривошип 1 (OA) з віссю обертання O (рис. 2, а). Тоді узагальненою координатою буде кут j відхилення кривошипа від горизонтальної осі, спрямованої з точки O_1 вправо (рис. 2, б). Додатний напрям відліку кута j спрямований проти руху годинникової стрілки.

Структурна формула чотириланкового механізму крокування має вигляд:

$$I(\text{стояк } 0, \text{ кривошип } 1) \rightarrow II(\text{шатун } 3, \text{ коромисло } 2). \quad (2)$$

На основі результатів структурного аналізу для подальшого опису кінематичних параметрів ланок і вузлів крокуючого механізму прийmemo метод замкнених векторних контурів. Першим кроком у виведенні рівнянь руху механізму є вираження кожної ланки через відповідний вектор. Кінематичну схему чотириланкового механізму крокування подано на рис. 2, б. Розглянутий чотириланковий механізм можна однозначно описати (визначити) 5 незалежними геометричними

параметрами: довжинами чотирьох ланок OA , O_1B , AB , BC ; горизонтальною координатою нерухомого шарніра O_1 .

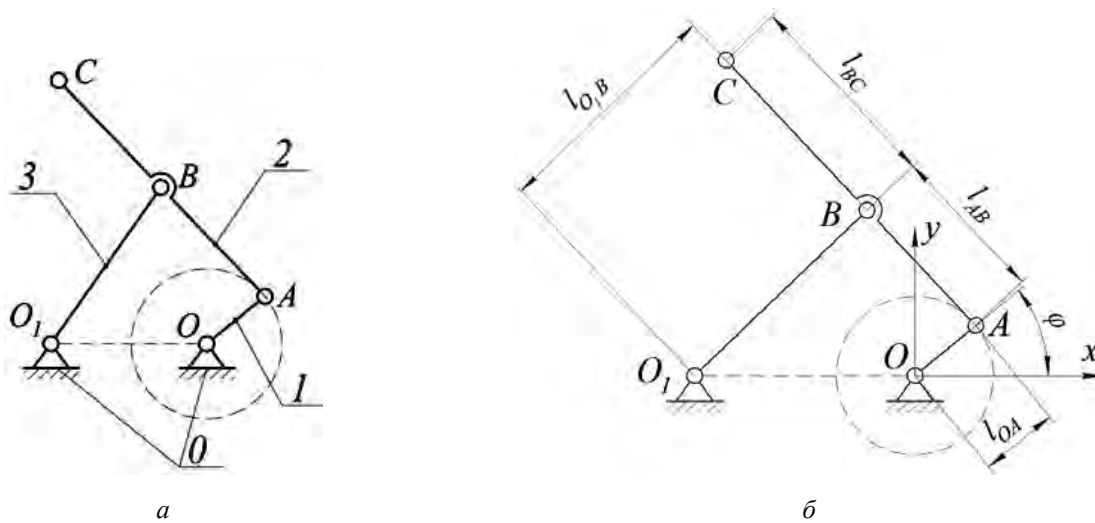


Рис. 2. Структурна (а) та кінематична (б) схеми крокуючого механізму

Крокуючий механізм приводиться у рух кривошипом OA (рис. 2, б). Прямокутну систему координат розмістимо у точці O , вісь Ox спрямуємо вправо, вісь Oy – вгору. Узагальненою координатою прийемо кут j відхилення кривошипа OA від правого горизонтального положення, а додатний напрямок руху кривошипа – проти годинникової стрілки.

Траєкторію руху точки B відповідно до методу замкнених векторних контурів можемо подати у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
 x_B(j) = x_{O_1} - & \frac{\left[(x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j)) \cdot \left(\begin{aligned} & -l_{AB}^2 + (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 + \\ & + l_{O_1B}^2 + (x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 \end{aligned} \right) - (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j)) \times \right. \\
 & \times \left. \sqrt{\left[(l_{O_1B} + l_{AB})^2 - (x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 - (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 \right]} \times \right. \\
 & \left. \times \sqrt{\left[(x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 + (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 - (l_{O_1B} - l_{AB})^2 \right]} \right]; \\
 & 2 \cdot \left[(x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 + (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 \right] \\
 y_B(j) = l_{OA} \cdot \sin(j) - & \frac{\left[\begin{aligned} & (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j)) \times \\ & \times \left(l_{O_1B}^2 - l_{AB}^2 - (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 - (x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 \right) + \\ & + (x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j)) \times \end{aligned} \right. \\
 & \left. \times \sqrt{\left[(l_{O_1B} + l_{AB})^2 - (x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 - (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 \right]} \times \right. \\
 & \left. \times \sqrt{\left[(x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 + (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 - (l_{O_1B} - l_{AB})^2 \right]} \right]; \\
 & 2 \cdot \left[(x_{O_1} - l_{OA} \cdot \cos(j))^2 + (y_{O_1} - l_{OA} \cdot \sin(j))^2 \right]
 \end{aligned} \tag{3}$$

де l_{OA} , l_{OB} , l_{AB} – довжини відповідних ланок механізму крокування (рис. 2, б); x_{O_1} , $y_{O_1} = 0$ – координати нерухомого циліндричного шарніра кріплення коромисла O_1B .

Знаючи координати точок A та B шатуна ABC , можемо визначити траєкторію руху опорної точки C :

$$\begin{aligned} x_C(j) &= l_{OA} \cdot \cos(j) - \left(\frac{l_{AB} + l_{BC}}{l_{AB}} \right) \cdot (l_{OA} \cdot \cos(j) - x_B(j)); \\ y_C(j) &= l_{OA} \cdot \sin(j) + \left(\frac{l_{AB} + l_{BC}}{l_{AB}} \right) \cdot (y_B(j) - l_{OA} \cdot \sin(j)). \end{aligned} \quad (4)$$

Моделювання та аналіз кінематичних характеристик руху опорної точки механізму крокування. Моделювання та аналіз руху опорної точки механізму крокування виконаємо на основі аналітичних залежностей (3)–(4) у програмному продукті MathCAD, одночасно використовуючи твердотільну модель рушія у програмному продукті SolidWorks. Траєкторія руху опорної точки шарнірно-важільного механізму крокування із такими геометричними параметрами: $l_{AB} = 216 \text{ мм}$, $l_{BC} = 216 \text{ мм}$, $l_{OB} = 216 \text{ мм}$, $l_{OA} = 77 \text{ мм}$, $y_{O_1} = 0$, $x_{O_1} = 170,75 \text{ мм}$, $x_A = l_{OA} \cdot \cos j$, $y_A = l_{OA} \cdot \sin j$, побудована на основі аналітичних залежностей (3)–(4), подана на рис. 3, а. Результати імітаційного моделювання руху механізму крокування у програмному продукті SolidWorks подано на рис. 3, б.

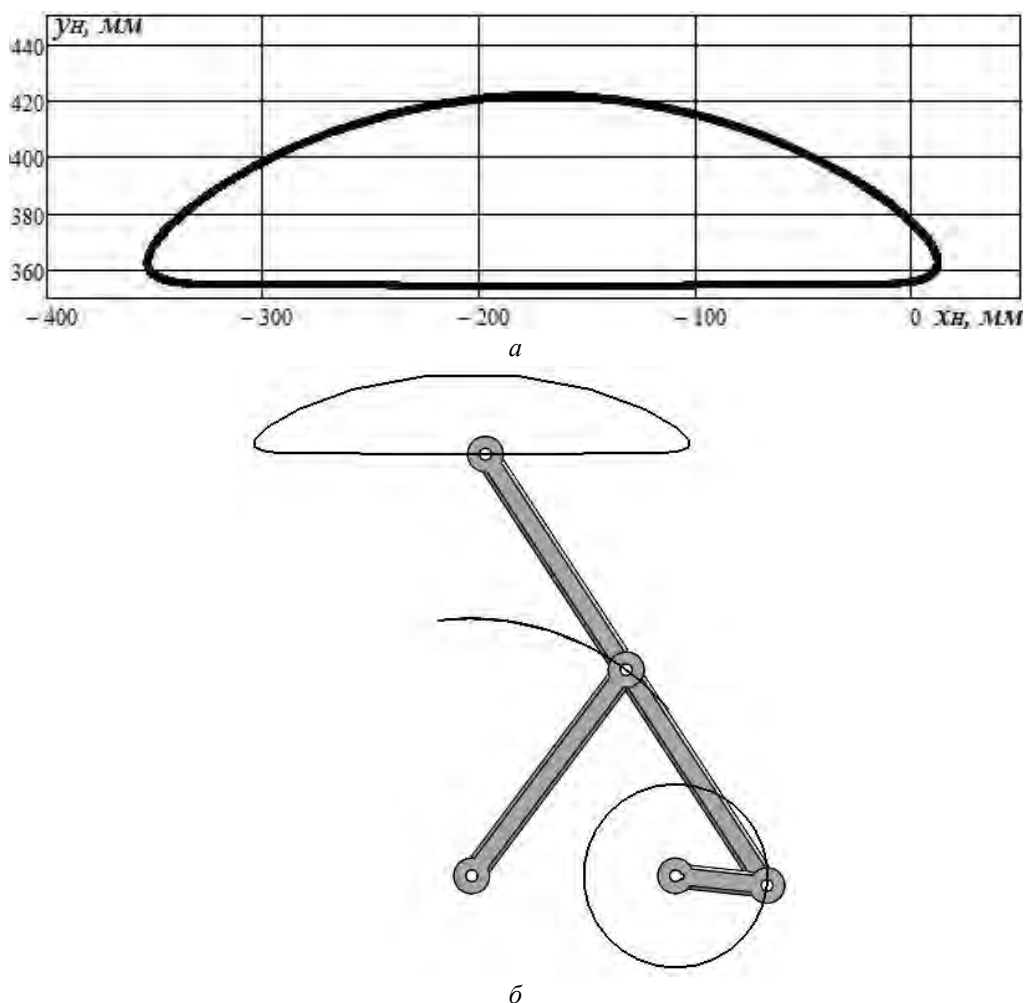


Рис. 3. Траєкторія руху опорної точки механізму крокування, побудована на основі аналітичних залежностей (3)–(4) у програмному продукті MathCAD (а) та змодельована на основі твердотільної моделі механізму крокування в середовищі SolidWorks (б)

Розглянувши траєкторію руху опорної стопи чотириланкового шарнірно-важільного механізму крокування (рис. 3), можемо констатувати, що максимальна висота підйому стопи приблизно дорівнює 70 мм, довжина кроку – 370 мм, а результати теоретичних розрахунків повністю збігаються з результатами віртуального експерименту.

Підставляючи подані вище геометричні параметри механізму крокування у рівняння (3)–(4) та знайшовши відповідні похідні по куту повороту привідного кривошипа, побудуємо графічні залежності горизонтальних швидкості та пришвидшення опорної точки C від кута j , вважаючи, що $j = w \cdot t$, а кутова швидкість обертання привідного кривошипа $w = 1$ рад/с (рис. 4, а, б). Результати імітаційного моделювання швидкості та пришвидшення опорної точки механізму крокування у програмному продукті SolidWorks подано на рис. 5.

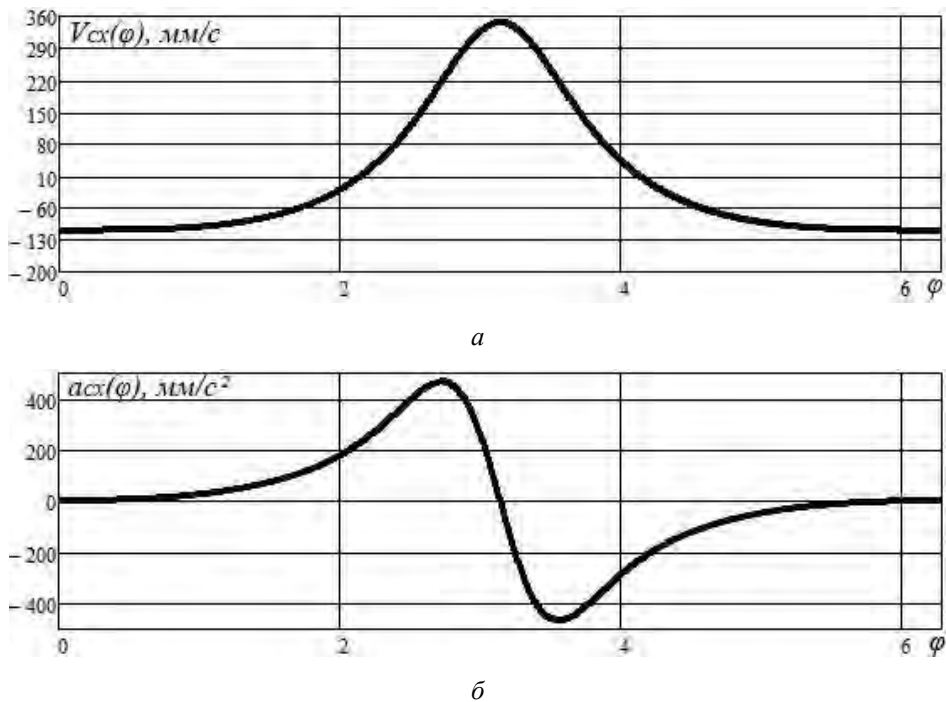


Рис. 4. Залежності зміни горизонтальної швидкості (а) та пришвидшення (б) опорної точки механізму крокування від кута повороту привідного кривошипа, побудовані на основі аналітичних залежностей (3)–(4) в програмному продукті MathCAD

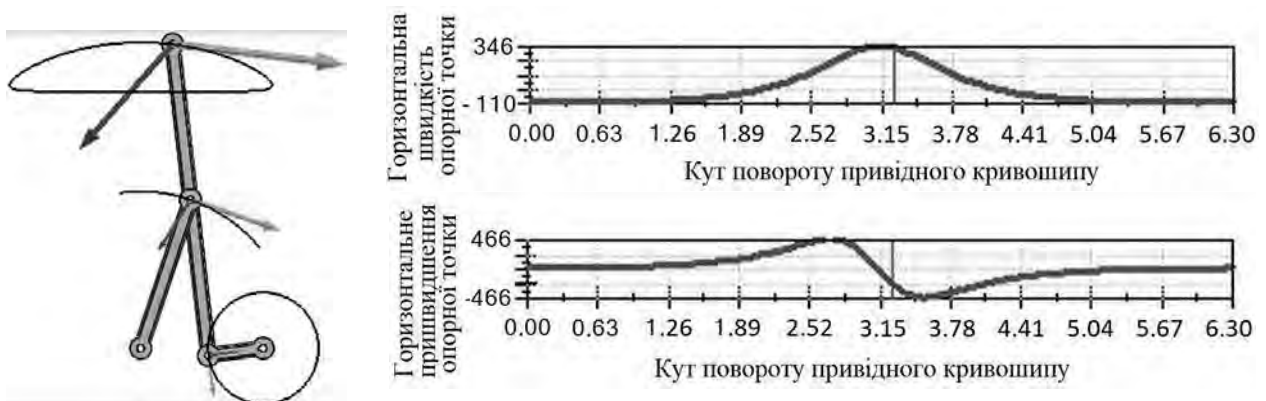


Рис. 5. Залежності зміни горизонтальної швидкості та пришвидшення опорної точки механізму крокування від кута повороту кривошипа, отримані на основі імітаційного моделювання руху механізму в середовищі SolidWorks

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4–5), можемо констатувати періодичні зміни горизонтальних швидкості та пришвидшення опорної точки C . Однак ці стрибки спостерігаються

лише на стадії перенесення опорної стопи ($j = 2.1...4.2 \text{ рад}$), тоді як за інших значень $0 \leq j \leq 2.1 \text{ рад}$ та $4.2 \leq j \leq 6.28 \text{ рад}$, тобто практично упродовж усієї стадії контакту стопи з опорною поверхнею горизонтальна швидкість залишається практично незмінною, про що свідчить графічна залежність горизонтального пришвидшення (рис. 4, б; рис. 5).

Постановка віртуального експерименту та імітаційне моделювання руху крокуючої машини. Імітаційну модель експериментального зразка чотиринової крокуючої машини, побудованої на основі лямбда-механізму Чебишева (рис. 1), реалізовано в програмному продукті SolidWorks з використанням модуля інженерного аналізу SolidWorks Motion. Об'єктом моделювання й аналізу є коливання корпусу машини на стадії одного кроку, які спричиняють втрати енергії на періодичні підйом-опускання та пришвидшення-сповільнення корпусу.

Імітаційну модель руху крокуючої машини створено на основі її твердотільної моделі (рис. 1) та імпортовано в модуль SolidWorks Motion, в якому до привідного кривошипа було "умовно" приєднано електродвигун, що забезпечував його сталу швидкість обертання. На нижню поверхню опорної стопи виконано прив'язку паралельності до горизонтальної площини (з обмеженням максимального підйому та опускання) та обмежувався її рух "назад" (на рис. 6 – вправо). Цим забезпечувався рух опорних стоп і корпусу машини, як показано на рис. 6.

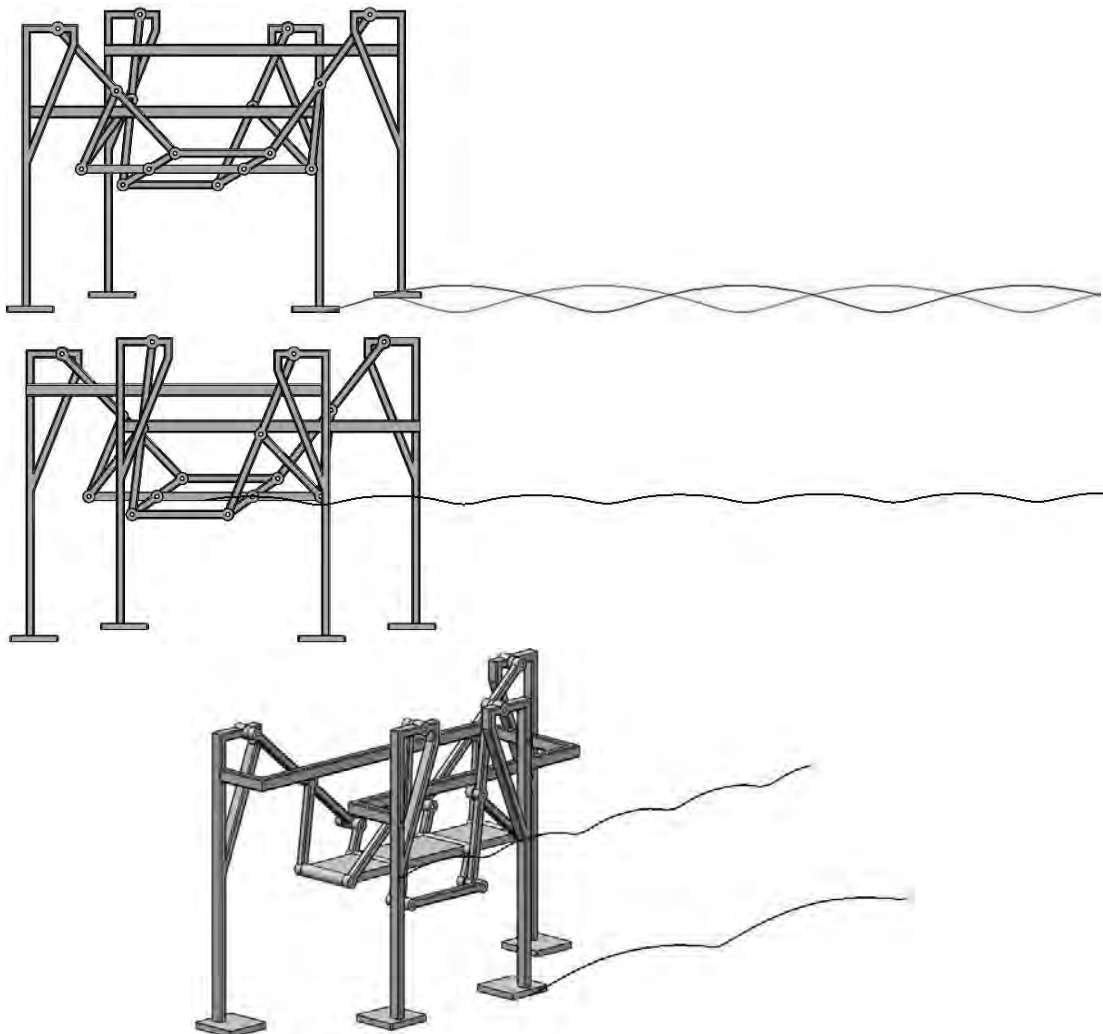


Рис. 6. Імітаційна модель руху чотиринової крокуючої машини з траєкторіями опорної стопи і корпусу, реалізована в програмному продукті SolidWorks

Аналізуючи отриману імітаційну модель руху крокуючої машини (рис. 6), можемо спостерігати вертикальні коливання корпусу на кожному кроці. За рахунок нерівномірності

горизонтальної швидкості корпусу на кожному кроці відбувається пришвидшення-сповільнення корпусу в горизонтальному напрямку. Для дослідження вказаних динамічних процесів спершу було встановлено, що фаза контакту стопи з опорною поверхнею триває у межах $0 \leq j \leq 2.1 \text{ рад}$ та $4.2 \leq j \leq 6.28 \text{ рад}$, тобто приблизно від 260° до 460° кута повороту привідного кривошипу. Для цієї фази на основі аналітичних залежностей (3)–(4) побудовано графічні залежності горизонтальних і вертикальних зміщень і пришвидшень корпусу (рис. 7).

Аналогічні залежності горизонтального і вертикального пришвидшень корпусу машини на стадії одного кроку отримано на основі імітаційної моделі руху крокуючої машини у програмному продукті SolidWorks (рис. 8).

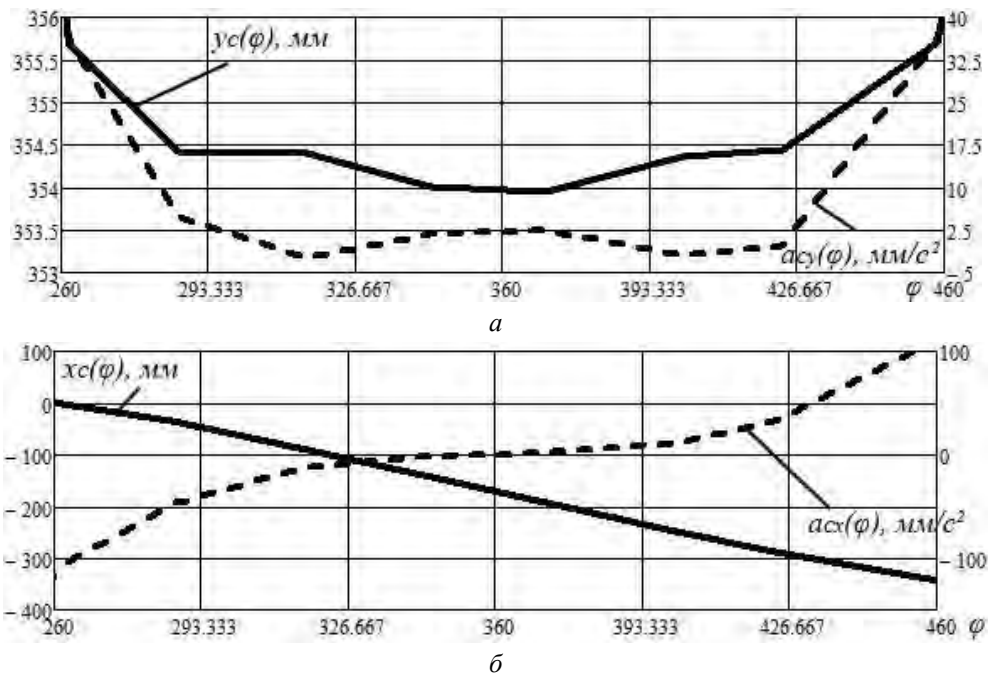


Рис. 7. Залежності кінематичних параметрів руху корпусу крокуючої машини на стадії контакту стопи з опорною поверхнею: а – вертикального зміщення і пришвидшення корпусу; б – горизонтального зміщення і пришвидшення корпусу

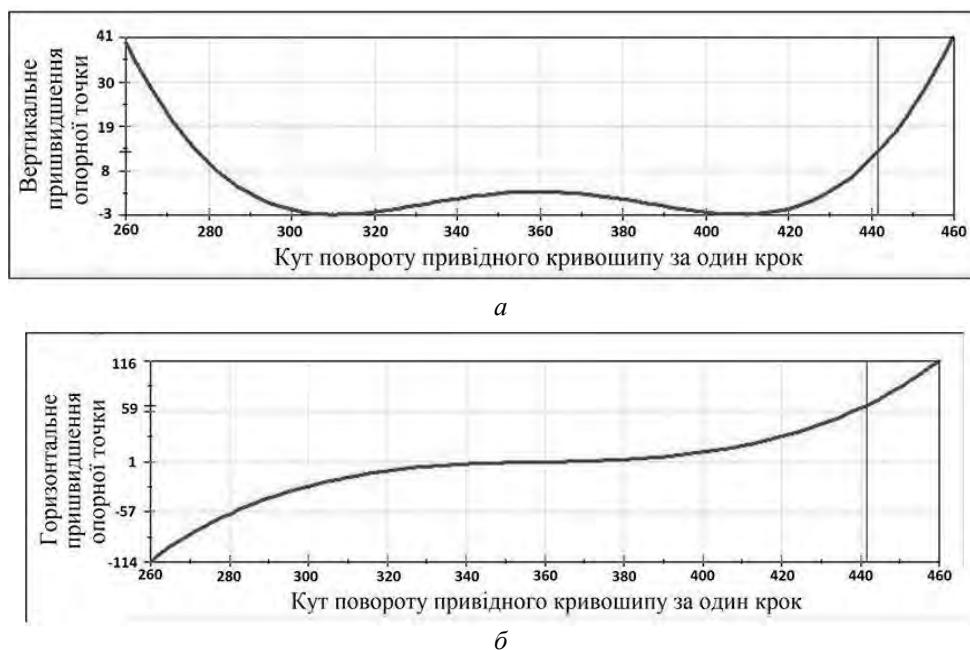


Рис. 8. Графічні залежності вертикального (а) і горизонтального (б) пришвидшень корпусу крокуючої машини на стадії контакту стопи з опорною поверхнею, отримані за результатами імітаційного моделювання у програмному продукті SolidWorks

Висновки. У статті здійснено структурний аналіз шарнірно-важільного механізму крокування, який містить одну структурну групу (групу Ассура) II класу II порядку I виду та вхідну ланку, що являє собою механізм першого класу. Встановлено, що механізм складається з трьох рухомих ланок і чотирьох кінематичних пар V класу (обертальних однорухомих кінематичних пар) та характеризується одним ступенем вільності. Виконано кінематичний аналіз механізму крокування, на основі якого виведено аналітичні залежності координат точки C шарніра кріплення опорного важеля від геометричних параметрів механізму та кута повороту кривошипа. З метою забезпечення необхідної довжини кроку та висоти підйому опорної стопи на основі виведених аналітичних залежностей розраховано геометричні параметри крокуючого механізму.

Використовуючи отримані геометричні параметри, ми проаналізували кінематику руху опорної стопи на основі аналітичних залежностей (3)–(4) та з використанням побудованих у програмному продукті SolidWorks твердотільної й імітаційної моделей крокуючої машини. За результатами моделювання зроблено висновки, що фаза контакту стопи з опорною поверхнею повністю забезпечує попередньо задану довжину кроку, а фаза перенесення стопи – необхідну висоту її підйому.

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 7–8), можемо констатувати вертикальне “просідання” корпусу машини на стадії одного кроку приблизно на 2 мм, що спричинятиме втрати енергії на періодичне піднімання-опускання корпусу, тобто на подолання сили земного тяжіння. Також можемо спостерігати істотну зміну горизонтального і вертикального пришвидшень корпусу на етапі одного кроку. Зокрема, вертикальне пришвидшення змінюється приблизно від 0 до 40 мм/с², а горизонтальне – від –120 мм/с² до 120 мм/с². Такий діапазон зміни пришвидшень зумовлюватиме виникнення значних динамічних навантажень на опорні вузли машини, та, відповідно, втрати енергії на періодичний розгін-гальмування корпусу під час крокування. Також розглянуто динамічні явища, які відбуваються під час руху крокуючої машини, і суттєво впливатимуть на її працездатність та якість виконуваних транспортно-технологічних операцій.

1. Hodgines J. *Legged robots on rough terrain: experiments in adjusting step length* // *Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics & Automation. Philadelphia, USA, 1988.* – Vol. 2. – P. 824–826. 2. Брискин Е. С. *Динамика и управление движением шагающих машин с цикловыми двигателями* / Е. С. Брискин, В. В. Жога, В. В. Чернышев, А. В. Малолетов. – М.: Машиностроение, 2009. – 191 с. 3. Okada T., Hirokawa Y., Sakai T. *Development of a rotating four-legged robot PEOPLER for walking on irregular terrain* // *Climbing and Walking Robots and their Supporting Technologies. CLAWAR 2003: Proc. of the 6-th Int. Conf., Catania, Italy, 2003.* – P. 593–600. 4. Корендій В. М. *Розроблення крокуючого модуля на базі двох циклових рушіїв* / В. М. Корендій, О. С. Бушко, О. Ю. Качур, Р. Ю. Скрипник // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.* – 2015. – № 49. – С. 26–35. 5. Korendiy V. *Analysis of Structure and Kinematics of Four-Bar Crank-Rocker Walking Mechanism* / V. Korendiy // *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science.* – 2015. – Vol. 1, Number 2. – P. 21–34. 6. Корендій В. М. *Аналіз можливостей оснащення крокуючого модуля на базі двох циклових рушіїв механізмами орієнтації та стабілізації вертикального положення* / В. М. Корендій, О. С. Бушко, О. Ю. Качур, Р. Ю. Скрипник // *Науковий вісник НЛТУ України.* – 2015. – Вип. 25.8. – С. 277–285. 7. Korendiy V. *Structural and Kinematic Synthesis of the 1-DOF Eight-Bar Walking Mechanism with Revolute Kinematic Pair* / V. Korendiy // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science.* – 2017. – Vol. 3, No. 2. – pp. 88–102. 8. Komoda K. *Energy-efficacy comparisons and multibody dynamics analyses of legged robots with different closed-loop mechanisms* / K. Komoda, H. Wagatsuma // *Multibody System Dynamics.* – 2017. – Vol. 40, Issue 2. – pp. 123–153. 9. Melgarejo L.A.D.L. *Analysis of a Simple Mechanism for Building Multilegged Robotic Systems* / L. A. D. L. Melgarejo, G. M. Romero // *Proceedings of 2014 IEEE International Conference on Mechatronics, Electronics, and Automotive Engineering, ICMEAE 2014.* – 2015. – P. 92–97. 10. Shibuya K. *New foot mechanism with one and two longitudinal arches for biped robots* / K. Shibuya, Y. Urakubo // *Mobile Service Robotics: Proceedings of the 17th International Conference on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines.* – 2014. – P. 175–182. 11. Liang C. *Operation analysis of a Chebyshev-Pantograph leg mechanism for a single DOF biped robot* / C. Liang, M. Ceccarelli, Y. Takeda // *Frontiers of Mechanical Engineering.* – 2012. – Vol. 7, No. 4. – P. 357–370.