

УДК 621.01

Я.Т. КІНИЦЬКИЙ, М.В. МАРЧЕНКО, В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ
Хмельницький національний університетАНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМІВ ІІІ КЛАСУ З
ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ MATHCAD

В статті розглянуто питання аналітичного дослідження кінематики механізмів ІІІ класу з використанням системи Mathcad. Показано особливості такого дослідження, наведено приклад складання системи нелінійних рівнянь для шестиланкового шарнірного механізму, програму їх розв'язання, діаграми кутових переміщень, аналогів швидкостей та прискорень.

Ключові слова: шарнірний шестиланковий механізм ІІІ класу, система нелінійних рівнянь, кутові переміщення, швидкості, прискорення та їх аналоги.

YA.T. KINYCKYI, M.V. MARCHENKO, V.O. KHARZHEVSKYI
Khmelnitskyi National UniversityANALYTICAL CALCULATION OF KINEMATIC PARAMETERS
OF LINKAGE MECHANISMS OF 3-Rd-CLASS USING MATHCAD

In the article the problem of analytical research of the kinematic parameters of linkage mechanisms of 3rd class using Mathcad is considered. The peculiarities of such research are shown, the example of making up of the system of nonlinear equations for the six-link linkage mechanism, the program for the solving, diagrams of the angular displacement, analogs of velocities and acceleration are shown. The usage in calculation of the initial values of the positions of links enabled to unambiguously find the positions of links in all positions of the crank. For the determination of the analogs of velocities and acceleration, having a goal to avoid the analysis of the assembly type of mechanism or determination of their initial values, the numerical differentiation of the displacements of correspondent links was used.

Key words: six-link linkage mechanism, system of nonlinear equations, angular displacements, velocities, accelerations and their analogs.

У наш час розвиток обчислювальної техніки набув лавиноподібного характеру, одержали широке застосування такі потужні пакети математичного моделювання, які не вимагають спеціальних знань в програмуванні – це Maple, MATLAB, Mathcad, SolidWorks тощо [2]. Полегшуючи розв'язання складних математичних задач, такі системи дозволяють значно підвищити ефективність праці різних спеціалістів. Грамотне їх використання у навчальному процесі дозволяє підвищити рівень математичної та технічної освіти.

Дана робота присвячена використанню однієї із найбільш розповсюджених систем – Mathcad – для розв'язування досить складної задачі теорії механізмів і машин (ТММ) – аналітичне дослідження кінематики механізмів ІІІ класу [1, 4]. Пакет Mathcad [3] є ефективним засобом для аналітичних перетворень і чисельних розв'язків різноманітних інженерних та фізичних задач. Межі його використання розповсюджуються від простих обчислень до проведення розрахунків для розв'язання складних задач у різних галузях знань. Зокрема, за допомогою Mathcad можна успішно розв'язувати різні задачі ТММ. Пакет має надзвичайно зручний математично-орієнтований інтерфейс і прекрасні засоби для візуалізації графічної інформації. Наявність інтеграції Mathcad з такими потужними системами автоматизації розрахунків, як PTC Creo (Pro/E), Excel та SolidWorks робить його незамінним інструментом у руках не тільки студентів, але й інженерів, які займаються розробкою складних систем. Ілюстрацією широкого використання програмного продукту Mathcad для розв'язування задач механіки і ТММ може служити велика кількість публікацій [2, 3, 5–9 та ін.].

Механізми, клас яких вищий другого, називають механізмами високих класів. Для кінематичного дослідження таких механізмів можна використати метод замкнених векторних контурів. У загальному випадку задача ускладнюється тим, що такі механізми мають різні складання і задача зводиться до розв'язання системи нелінійних рівнянь, а це вимагає розробки окремої програми для кожного складання механізму. В цій роботі розглянемо методику дослідження кінематики таких механізмів, задавши початковими значеннями положень ланок на прикладі механізму ІІІ класу, кінематична схема якого зображена на рис. 1. До складу механізму входить кривошип OA і стояк θ , які утворюють механізм І класу, та одна група ІІІ класу ІІІ порядку.

Для визначення кінематичних параметрів руху ланок механізму складаємо два рівняння замкнутості векторних контурів – $OADFB$ і $BFEC$:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \bar{a}_1 + \bar{l}_3 + \bar{l}_5; \quad \bar{l}_3 + \bar{l}_{51} = \bar{a}_2 + \bar{l}_5, \quad (1)$$

які у проекціях на координатні осі x і y мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= a_1 \cos \varphi_B + l_3 \cos \varphi_3 + l_5 \cos \varphi_5; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= a_1 \sin \varphi_B + l_3 \sin \varphi_3 + l_5 \sin \varphi_5; \\ l_3 \cos \varphi_3 + l_{51} \cos \varphi_5 &= a_2 \cos \varphi_C + l_5 \cos \varphi_5; \\ l_3 \sin \varphi_3 + l_{51} \sin \varphi_5 &= a_2 \sin \varphi_C + l_5 \sin \varphi_5. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Як видно, залежності (2) є системою нелінійних рівнянь, розглядаючи які можна знайти кути $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$. Сучасне програмне забезпечення дозволяє розв'язувати такі задачі чисельним способом. Тут ускладнення

викликає тільки визначення початкових положень ланок механізму, тому що такий механізм має декілька варіантів складання. Початкові положення ланок механізму можна знайти графічним способом [1]. В програмі Mathcad ця задача може бути розв'язана за допомогою блоку розв'язування рівнянь Given-Find. Далі наведено приклад такої програми.

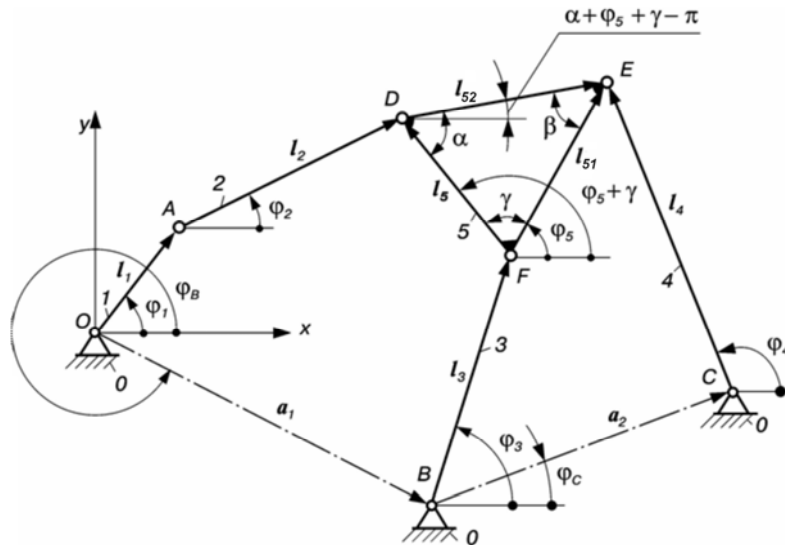


Рис. 1. Кінематична схема шестиланкового шарнірного механізму III класу

Продиференціювавши рівняння (2) за узагальненою координатою φ_1 , та розв'язавши одержану систему лінійних рівнянь, отримаємо аналоги кутових швидкостей $\varphi'_2, \varphi'_3, \varphi'_4, \varphi'_5$ і кутових прискорень $\varphi''_2, \varphi''_3, \varphi''_4, \varphi''_5$. Проте і в цьому випадку розв'язання задач ускладнюється вибором початкових значень відповідних аналогів. Щоб уникнути цієї трудомісткої процедури використаємо, як це показано в наведеній програмі, чисельне диференціювання кутових переміщень ланок.

Знаючи аналоги швидкостей і прискорень, знаходимо дійсні фізичні величини за формулами [1,4] ($\omega_1 = \text{const}$): $\omega_i = \varphi'_i \omega_1$, $\varepsilon_i = \varphi''_i \omega_1^2$, де ω_i – кутова швидкість відповідної ланки ($i=2-5$); ε_i – їх кутові прискорення; $\varphi'_i = d\varphi_i/d\varphi_1$ – аналог кутової швидкості i -ї ланки; $\varphi''_i = d\varphi'_i/d\varphi_1 = d^2\varphi_i/d\varphi_1^2$ – аналог кутового прискорення відповідної ланки.

Програма в системі Mathcad

Аналітичне дослідження кінематики шестиланкового механізму III класу

Вихідні дані

$$l_1 := 0.03 \quad l_2 := 0.16 \quad l_3 := 0.057 \quad l_4 := 0.1 \quad l_5 := 0.075 \quad l_{51} := 0.087 \quad l_{52} := 0.085$$

$$a_1 := 0.147 \quad a_2 := 0.115 \quad \varphi_0 := 0 \quad \varphi_B := 348\text{deg} \quad \varphi_C := 353\text{deg} \quad N := 360$$

$$\gamma := \arccos\left[\frac{(l_5^2 + l_{51}^2 - l_{52}^2)}{2 \cdot l_5 \cdot l_{51}}\right] \quad \Delta\varphi_1 := \frac{2\pi}{N}$$

Початкові положення ланок

$$\varphi_{1N} := \varphi_0 \quad \varphi_{2N} := 42\text{deg} \quad \varphi_{3N} := 85\text{deg} \quad \varphi_{4N} := 105\text{deg} \quad \varphi_{5N} := 18\text{deg}$$

Визначення положення ланок

Given

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1) + l_2 \cdot \cos(\varphi_2) - a_1 \cdot \cos(\varphi_B) - l_3 \cdot \cos(\varphi_3) - l_5 \cdot \cos(\varphi_5 + \gamma) = 0$$

$$l_1 \cdot \sin(\varphi_1) + l_2 \cdot \sin(\varphi_2) - a_1 \cdot \sin(\varphi_B) - l_3 \cdot \sin(\varphi_3) - l_5 \cdot \sin(\varphi_5 + \gamma) = 0$$

$$l_3 \cdot \cos(\varphi_3) + l_{51} \cdot \cos(\varphi_5) - a_2 \cdot \cos(\varphi_C) - l_4 \cdot \cos(\varphi_4) = 0$$

$$l_3 \cdot \sin(\varphi_3) + l_{51} \cdot \sin(\varphi_5) - a_2 \cdot \sin(\varphi_C) - l_4 \cdot \sin(\varphi_4) = 0$$

$$F_L(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5) := \text{Find}(\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5)$$

$$\varphi_{1_0} := \varphi_{1N}$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_{2_0} \\ \varphi_{3_0} \\ \varphi_{4_0} \\ \varphi_{5_0} \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} F_L(\varphi_{1N}, \varphi_{2N}, \varphi_{3N}, \varphi_{4N}, \varphi_{5N})0 \\ F_L(\varphi_{1N}, \varphi_{2N}, \varphi_{3N}, \varphi_{4N}, \varphi_{5N})1 \\ F_L(\varphi_{1N}, \varphi_{2N}, \varphi_{3N}, \varphi_{4N}, \varphi_{5N})2 \\ F_L(\varphi_{1N}, \varphi_{2N}, \varphi_{3N}, \varphi_{4N}, \varphi_{5N})3 \end{pmatrix}$$

$$i := 1..N \quad \varphi_{1_i} := \varphi_{1N} + \Delta\varphi_{1 \cdot i}$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_{2_i} \\ \varphi_{3_i} \\ \varphi_{4_i} \\ \varphi_{5_i} \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} F_L(\varphi_{1_i}, \varphi_{2_{i-1}}, \varphi_{3_{i-1}}, \varphi_{4_{i-1}}, \varphi_{5_{i-1}})0 \\ F_L(\varphi_{1_i}, \varphi_{2_{i-1}}, \varphi_{3_{i-1}}, \varphi_{4_{i-1}}, \varphi_{5_{i-1}})1 \\ F_L(\varphi_{1_i}, \varphi_{2_{i-1}}, \varphi_{3_{i-1}}, \varphi_{4_{i-1}}, \varphi_{5_{i-1}})2 \\ F_L(\varphi_{1_i}, \varphi_{2_{i-1}}, \varphi_{3_{i-1}}, \varphi_{4_{i-1}}, \varphi_{5_{i-1}})3 \end{pmatrix}$$

Визначення аналогів кутових швидкостей ланок

$$\varphi'_2 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_2) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi_{2_k} - \varphi_{2_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi'_3 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_3) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi_{3_k} - \varphi_{3_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi'_4 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_4) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi_{4_k} - \varphi_{4_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi'_5 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_5) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi_{5_k} - \varphi_{5_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

Визначення аналогів кутових прискорень ланок

$$\varphi''_2 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_2) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi'_{2_k} - \varphi'_{2_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi''_3 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_3) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi'_{3_k} - \varphi'_{3_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi''_4 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_4) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi'_{4_k} - \varphi'_{4_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

$$\varphi''_5 := \begin{cases} \text{for } k \in 1.. \text{length}(\varphi_5) - 1 \\ \text{Result}_k \leftarrow \frac{N \cdot (\varphi'_{5_k} - \varphi'_{5_{k-1}})}{2\pi} \\ \text{Result}_0 \leftarrow \text{Result}_N \\ \text{Result} \end{cases}$$

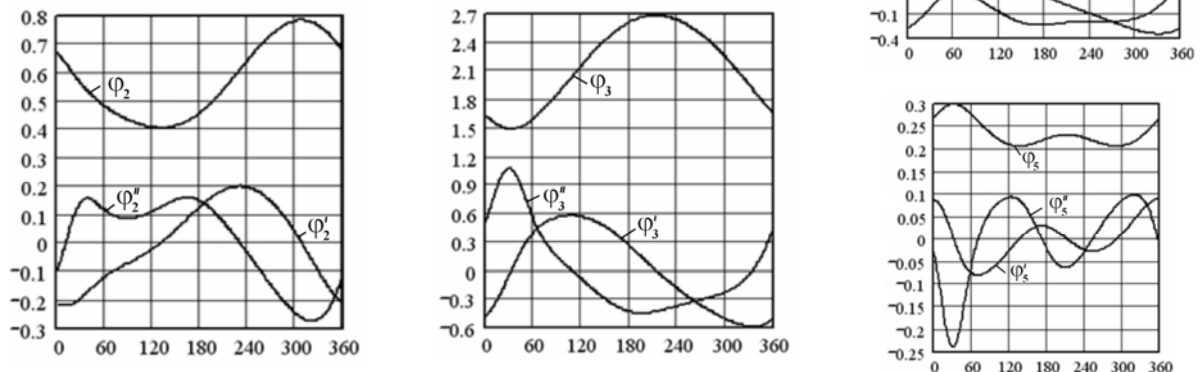


Рис. 2. Діаграми кутових переміщень, аналогів швидкостей та прискорень ланок механізму

Висновок. На основі методики, розглянутої в роботі, було складено алгоритм і комп'ютерну програму в системі Mathcad, яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики шестиланкового механізму III класу, побудувати діаграми кутових переміщень, аналогів швидкостей та прискорень всіх його ланок (рис. 2). Використання при проведенні розрахунків початкових значень положень ланок механізму дозволило однозначно знайти їх в усіх положеннях кривошипа. Для знаходження аналогів швидкостей і прискорень, з метою уникнення аналізу виду складання механізму, або визначення їх початкових значень, використано чисельне диференціювання переміщень відповідних ланок.

Література

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad – СПб.:БХВ – Петербург: 2005. – 762 с.
3. Дьяконов В. Mathcad 2000: учебный курс. – СПб.: Питер, 2001. – 592 с.
4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
5. Кіницький Я.Т., Харжевський В.О. Аналітичні методи аналізу та синтезу механізмів. – Хмельницький: ХНУ, 2006 – 88 с.
6. Кіницький Я.Т. Збірник задач і тестів із теорії механізмів і машин. – Львів: Афіша, 2008 – 228 с.
7. Мацюк И.Н., Третьяков В.М., Шляхов Э.М. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких классов в программе Mathcad. Сб. «Теория механизмов и машин», №1, том 10, 2012. – С 65-70.
8. Мохнатюк А.І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ. – К.: НМК ВО, 1992. – 188 с.
9. Розрахунок важільних і кулачкових механізмів за допомогою ПЕОМ/ Златопольський Ф.Й. та ін. – Кіровоград: КОД, 2000. 147 с.

References

1. Artobolevsky I. Theory of mechanisms and machines. – Moscow: Nauka, 1988. – 640 p.
2. Bertyaev V.D. Theoretical mechanics using Mathcad. – St. P.: BHV, 2005. – 762 p.
3. Dyakonov V. Mathcad 2000: training course. – St.P: 2001. – 592 p.
4. Kinytskyi Ya.T. Theory of mechanisms and machines. – Kyiv: Naukova Dumka, 2002. – 660 p.
5. Kinytskyi Ya.T., Kharzhevskiy V.O. Analytical methods of analysis and synthesis of mechanisms. – Khmelnytskyi: KhNU, 2006 – 88 p.
6. Kinytskyi Ya. T. Problems and tests on theory of mechanisms and machines. – Lviv: Afisha, 2008 – 2008 p.
7. Masiuk I.N., Tretiakov V.M., Shlyahov E.M. Kinematical analysis of high classes planar linkage mechanisms using Mathcad.: “Theory of mechanisms and machines”, #1, vol.10, 2012. – pp. 65-70.
8. Mohnatiuk A.I. Synthesis of cam mechanisms using PCs. – Kyiv: NMK VO, 1992. – 188 p.
9. Synthesis of linkage and cam mechanisms using PCs / Zlatopolskiy F.I. and others. – Kirovograd, KOD, 2000. – 147 p.

Рецензія/Peer review : 24.9.2013 р. Надрукована/Printed :21.11.2013 р.
Статтю представляє: Кіницький Я.Т., д.т.н., проф.

УДК 677.017

М.І. КОЛИСКО, В.Ю. ЩЕРБАНЬ
Київський національний університет технологій та дизайну

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЗМИНАННЯ ТА ЖОРСТКОСТІ НА ЗГИН НА НАТЯГ НИТКИ ПРИ ЇЇ ВЗАЄМОДІЇ З ЦИЛІНДРИЧНОЮ НАПРЯМНОЮ

Теоретичні дослідження процесу взаємодії ниток з циліндричними нитконапрямними з урахуванням зминання, жорсткості на згин та нелінійної залежності сили та коефіцієнту тертя ставлять перед собою мету визначення натягу ниток в довільній точці, що дозволить удосконалити процес їх переробки на технологічному устаткуванні.

Ключові слова: нитка, напрямна поверхня, радіус кривини, натяг.

M.I. KOLISKO, V.YJ. SHERBAN
Kyiv National University of Technologies and Design, Kyiv, Ukraine

DETERMINATION OF INFLUENCE OF BENDING AND INFLEXIBILITY ON BEND ON TENSION OF FILAMENT AT ITS COOPERATING WITH CYLINDER SENDING

Abstract - Theoretical researches of process of cooperation of filaments with cylinder sending filaments taking into account crumpling, inflexibility on a bend and nonlinear dependence of force and it is put the coefficient of friction before itself sweep determination of pulls of filaments.

On the basis of integration of the system of differential equalizations dependences of pulls of filament are got, taking into account crumpling in the area of contact, inflexibility on a bend and nonlinear dependence of force and to the coefficient of friction, from the radius of curvature of the cylinder sending, previous pulls and corner with which a filament engulfs sending.

Determination of pulls of filament at its cooperating with the cylinder sending taking into account nonlinear dependence of force and to the coefficient of friction from the radius of curvature of the cylinder sending, previous pulls and corner with which a filament engulfs sending will allow to perfect the process of its processing on the technological equipment of textile and knitting industry.

Keywords: filament, sending surface, radius of curvature, pull.