

МАШИНОЗНАВСТВО ТА ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ В МАШИНОБУДУВАННІ

DOI 10.31891/2307-5732-2019-279-6-7-11
УДК 621.01

М.М. КОСІЮК, В.С. КРАВЧУК
Хмельницький національний університет

**КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ СФЕРИЧНОГО
КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ**

Розглянуто питання розробки механізмів для перетворення обертального руху в коливальний рух і навпаки, які сприяли б реалізації машин з більш зручною компоновкою. Розглянуті структура та принцип роботи оборотного перетворювача напрямку руху на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму. Його унікальність полягає в тому, що осі симетрії всіх деталей, які обертаються і рухаються, перетинаються лише в одній точці, при цьому немає потреби у балансуванні інерційних мас, немає вібрації, досягаються високі характеристики з надійності та ресурсу роботи. Проведено кінематичний аналіз перетворювача руху. Перетворювач руху може використовуватися у різних галузях і виконувати різні функції, зокрема, як виконавчий механізм компресорів, насосів, пневмо- і гідромоторів, а також у складі трансмісії інших пристроїв.

Ключові слова: оборотні машини, перетворювач руху, кривошипно-повзунний механізм, сферичний механізм, кінематика.

M.M. KOSIYUK, V.S. KRAVCHUK
Khmelnytskyi National University

KINEMATIC ANALYSIS OF A SPHERICAL CRANK-SLIDE MECHANISM

Reverse cars of volume replacement which support at least one working body installed in the case with a possibility of oscillating motion and the converter the direction of the movement, capable to perceive or rotations of an entrance shaft with its transformation to oscillatory the movement of the blade, or oscillatory the movement of working body on its transformation to rotary the movement of an output shaft are widely used in engineering. Engineering thought requires the development of new mechanisms that would facilitate the implementation of machines with a more convenient layout, be compact, have better properties on vibrations, frequency spectrum, and balance. The original solution is a spherical crank mechanism for reverse direction converters. Its uniqueness is that the axes of symmetry of all working parts, which wrap and move, intersects only at one point, at the same time there is no need to balance inertial masses, there is no vibration. High characteristics with reliability and service life are achieved. Structure and operating principle of the reverse converter of the direction of motion on the basis of the spherical crank-bearing mechanism are considered. A mathematical model was obtained, which allowed to perform analytical studies of mechanism kinematics using MathCAD program. A "tool for modelling the specified mechanism in the program SolidWorks using the SolidWorks Motion Engineering System was performed. Results of kinematic study in the form of tables and graphs are given. Comparisons of the results of calculations of the mathematical model and the designed 3D model of the mechanism confirm their compliance. The work is planned to continue in the direction of optimization synthesis of the mechanism according to various criteria, which is important for its practical use.

Key terms: rotation machines, transducer of movement, crank-sliding mechanism, spherical mechanism, kinematics.

Вступ

У техніці широко використовують оборотні машини об'ємного витиснення (далі – оборотні машини), які містять щонайменше один робочий орган (зазвичай, лопать), встановлений у корпусі з можливістю коливального руху, і перетворювач напрямку руху, здатний сприймати або обертання вхідного вала з перетворенням його в коливальний рух лопаті, або коливальний рух лопаті з перетворенням його в обертальний рух вихідного вала. Розробка кінематичних схем і конструкцій, механізмів для перетворення обертального руху в коливальний (тобто зворотнo-обертальний) рух і навпаки є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Оборотними перетворювачами напрямку руху для поршневих гідро- або пневмоциліндрів зазвичай служать кривошипно-шатунні механізми [1]. Практика показала, що ці механізми надійні і ремонтпридатні, оскільки практично цілком розташовані поза робочим об'ємом зазначених оборотних машин і характеризуються прийнятними втратами на тертя. Однак вони несумісні з оборотними машинами на основі поворотних гідро- чи пневмоциліндрів з одно- чи двостулковими лопатями.

Цікавим рішенням приводу для роторно-лопатевої машини є механізм з некруглими зубчастими колесами [2]. Такий механізм перетворює обертальний рух вхідного вала безпосередньо у коливальний рух лопатей. В цьому випадку інерційні сили і пов'язані з ними коливання у радіальному напрямку повністю врівноважуються і залишаються тільки крутильні складові. Недоліком відомого пристрою можна вважати складність конструкції, що обмежує його широке практичне застосування. Інженерна думка вимагає розробки нових механізмів, які сприяли б реалізації машин з більш зручною компоновкою, були б компактні, мали б кращі властивості за вібрацією, частотним спектром, врівноваженістю.

Оригінальним рішенням є сферичний кривошипно-повзунний механізм для оборотних перетворювачів напрямку руху, у якому геометричні осі усіх установлених з можливістю обертання деталей перетинаються в одній «центральної» точці [3, 4]. Він і є об'єктом цього дослідження.

Застосування інформаційних технологій значною мірою допомагає інженерам і науковцям у розробленні нових механізмів. Сучасні системи автоматичного моделювання мають значні переваги над традиційними методами проектування. Сьогодні на допомогу інженерові приходять нові, більш досконалі

інструменти проектування. До найуживаніших в Україні модулів можна віднести програму КОМПАС, яка має бібліотеку анімації, модуль Dynamic Simulation, що підключається до програми Autodesk Inventor, модуль SolidWorks Motion програми SolidWorks. Одержали широке застосування такі потужні пакети математичного моделювання, які не вимагають спеціальних знань в програмуванні, – це Maple, MATLAB, Mathcad тощо [5, 6].

Мета статті – кінематичне дослідження оборотного перетворювача руху на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму з використанням програм Mathcad і SolidWorks.

Виклад основного матеріалу дослідження

Кінематичний аналіз механізмів – необхідний етап у розробленні нових й оптимізації роботи вже існуючих. На ранніх етапах проектування перед інженером постає питання про працездатність механізму в цілому, причому з точки зору не тільки забезпечення міцності окремих його частин, а й взаємодії частин і вузлів у процесі роботи [7, 8].

На рис. 1 зображено 3D-модель сферичного кривошипно-повзунного механізму, у якому геометричні осі усіх установлених з можливістю обертання деталей перетинаються лише в одній точці, розташованій на осі обертання вала 1. В корпусі (не показано) встановлено вал 1 у двох протилежних співвісних підшипниках 2, який може служити вхідним (ведучим) чи вихідним (відомим) валом для щонайменше однієї оборотної машини об'ємного витиснення переважно на основі щонайменше одного поворотного пневмо- чи гідроциліндра. Кривошип 3 жорстко зв'язаний з валом 1 у його середній частині, має кільцевий паз, симетричний щодо площини, що нахилена до геометричної осі вала 1 і вклучає згадану вище точку. Паз служить для жорсткого закріплення цілісного внутрішнього кільця підшипника котіння 4. Повзун 5, який виконаний на основі зовнішнього кільця підшипника котіння, має кінематичний зв'язок через стрижневі проміжні елементи 6 та втулки 7 з коливальною кінематичною ланкою (обоймою) 8, яка з безперервним зазором вільно охоплює повзун 5 і жорстко зв'язана з двома валами 9, що встановлені в підшипниках 2, так, що їх спільна геометрична вісь перпендикулярна спільній геометричній осі підшипників 2 вала 1. Вали 9 призначені для підключення джерела чи споживача коливального руху.

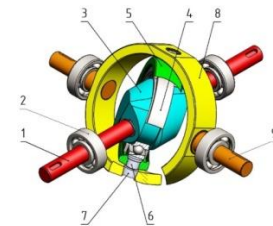


Рис. 1. 3D-модель сферичного кривошипно-повзунного механізму

Для такого механізму необхідно окремо визначити кінематичні параметри руху його ланок і, в першу чергу, робочого органу – обойми 8. Для кінематичного аналізу використаємо розрахункову схему оборотного перетворювача напрямку руху, зображену на рис. 2.

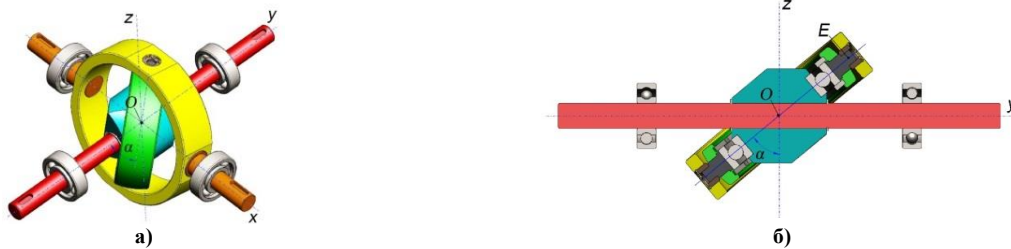


Рис. 2. Розрахункова схема сферичного кривошипно-повзунного механізму

Зазначений на рис. 2 кут « α » між площиною симетрії кільцевого паза кривошипа 3 і геометричною віссю вала 1 з вершиною в центральній точці «О» теоретично може бути обраний між 0° і 90° . Реально ж величину « α » вибирають з урахуванням геометричної форми і розмірів кривошипа 3 і повзуна 5 між 30° і 80° . Забезпечити кут « α » менш 30° вдається лише шляхом конструктивних хитрувань, а задавати величину « α » більш 80° практично недоцільно, оскільки це різко скорочує амплітуду коливальних обойми.

Виберемо нерухому праву декартову систему координат x_1z_1 , як показано на рис. 2 (вісь абсцис x_1 направлена вздовж осей напіввалів; вісь ординат z_1 – по осі вала 1 вверх; вісь аплікату y_1 – перпендикулярно до площини рисунка на нас). Рухому декартову систему координат $x_2y_2z_2$ пов'яжемо з повзуном. При цьому, очевидно, осі y_1 і y_2 будуть співпадати. За початковий момент часу приймемо момент, що зображений на рис. 2, тобто в цей час нерухома і рухома система координат співпадають. Будемо рахувати, що вал обертається з кутовою швидкістю ω за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з кінця осі y_1 . При повороті вала на довільний кут $\varphi = \omega \cdot t$ (t – час) зв'язок між координатами в рухомій та нерухомій системах буде таким:

$$\begin{cases} x_1 = x_2 \cdot \cos \varphi + z_2 \cdot \sin \varphi; \\ y_1 = y_2; \\ z_1 = z_2 \cdot \cos \varphi - x_2 \cdot \sin \varphi. \end{cases} \quad (1)$$

Координати середньої лінії зовнішньої поверхні повзуна в рухомій системі координат повинні задовольняти рівнянню кулі та рівнянню площини, а саме:

$$\begin{cases} x_1^2 + y_1^2 + z_1^2 = R^2; \\ y_1 = x_1 \cdot \tan \alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Тут R – радіус повзуна. Рівняння середньої лінії повзуна в нерухомій системі координат матимемо із рівнянь (2), підставивши туди формули (1). Одержимо

$$\begin{cases} (x \cdot \cos \varphi + z \cdot \sin \varphi)^2 + (z \cdot \cos \varphi - x \cdot \sin \varphi)^2 \cdot \sin^2 \alpha = R^2 \cdot \sin^2 \alpha; \\ y = (x \cdot \cos \varphi + z \cdot \sin \varphi) \cdot \tan \alpha. \end{cases} \quad (3)$$

Центр стержня 6 знаходиться одночасно на повзуні, на лопатці і в площині уз. Тому координати його центра (x_c, y_c, z_c) повинні задовольняти системі рівнянь (3) і рівнянню

$$x = 0. \quad (4)$$

Розв'язуючи сумісно систему рівнянь (3) і (4), одержимо

$$\begin{cases} x = 0; \\ y = \frac{R \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi + \sin^2 \alpha}}; \\ z = \pm \frac{R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi + \sin^2 \alpha}}. \end{cases} \quad (5)$$

Знак "+" при координаті z відноситься до стержня, що зображений на рис. 1 (ближче до нас), а знак "-" – до стержня, що знаходиться з протилежної сторони водила. В подальшому будемо досліджувати рух ближнього стержня, тому у виразі для z виберемо знак "плюс".

Враховуючи, що при рівномірному обертанні вала кут $\varphi = \omega \cdot t$ із системи рівнянь (5) одержимо закон руху центра стержня в проєкціях на осі координат:

$$\begin{cases} x_c = 0; \\ y_c = \frac{R \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\omega \cdot t)}{\sqrt{\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha + \cos^2(\omega \cdot t)}}; \\ z_c = \pm \frac{R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha + \cos^2(\omega \cdot t)}}. \end{cases} \quad (6)$$

Проекції швидкості стержня V_{xc} , V_{yc} , V_{zc} знайдемо із (6), продиференціювавши почасові t координати x_c , y_c , z_c . В результаті одержимо

$$\begin{cases} v_{xc} = \frac{dx_c}{dt} = 0; \\ v_{yc} = \frac{dy_c}{dt} = R \cdot \omega \cdot \frac{\cos(\omega \cdot t) \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{(\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{1,5}}; \\ v_{zc} = \frac{dz_c}{dt} = -0,5 \cdot R \cdot \omega \cdot \frac{\sin(2 \cdot \omega \cdot t) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{(\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{1,5}}. \end{cases} \quad (7)$$

Модуль швидкості центра шарика буде

$$v_c = \sqrt{v_{xc}^2 + v_{yc}^2 + v_{zc}^2} = 0,5 \cdot \omega \cdot R \cdot \frac{\sin(2 \cdot \alpha) \cdot |\cos(\omega \cdot t)|}{\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t)}. \quad (8)$$

Для знаходження проєкцій прискорення центра стержня W_{xc} , W_{yc} , W_{zc} на осі координат продиференціюємо вирази (7) для проєкцій швидкостей. Одержимо

$$\begin{cases} w_{xc} = \frac{dv_{xc}}{dt} = 0; \\ w_{yc} = \frac{dv_{yc}}{dt} = -\frac{R \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot (1 + 2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))}{(\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{2,5}}; \\ w_{zc} = \frac{dv_{zc}}{dt} = -\frac{R \cdot \omega \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t)}{(\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{2,5}} + \frac{\cos^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t) + 0,25 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin^2(2 \cdot \omega \cdot t)}{(\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{2,5}}. \end{cases} \quad (9)$$

Тоді модуль прискорення центра шарика буде

$$\begin{aligned} w_c &= \sqrt{w_{xc}^2 + w_{yc}^2 + w_{zc}^2} = \frac{R \cdot \omega^2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}{2 \cdot (\sin^2(\omega \cdot t) + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^{2,5}} \times \\ &\times \left[\cos^2 \alpha \cdot \left[\cos(2 \cdot \omega \cdot t) - \cos^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t) \cdot (1 + \sin^2(\omega \cdot t)) \right]^2 + \right. \\ &\left. + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \cdot (1 + 2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2(\omega \cdot t))^2 \right]^{0,5}. \end{aligned} \quad (10)$$

Кутову швидкість обойми ω_o знайдемо за формулою

$$\omega_o = \frac{v_c}{R} = 0,5 \cdot \omega \cdot \frac{\sin(2 \cdot \alpha) \cdot \cos(\omega \cdot t)}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2(\omega \cdot t)}. \quad (11)$$

Кутове прискорення обойми ε_o відшукаємо, як першу похідну від кутової швидкості ω_o

$$\varepsilon_o = (\omega_o)' = \frac{d\omega_o}{dt} = -\frac{0,5 \cdot \omega^2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \cdot \cos(\omega \cdot t)}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2(\omega \cdot t)}. \quad (12)$$

Знайдемо шлях, пройдений центром стрижня за час t

$$S_c = \int_0^t v_o \cdot dt = \int_0^t \frac{0,5 \cdot R \cdot \omega \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \cdot \cos(\omega \cdot t)}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2(\omega \cdot t)} \cdot dt = R \cdot \arctan(\tan \alpha \cdot \sin(\omega \cdot t)). \quad (13)$$

З рівнянь (9)–(11) видно, що величини кутової швидкості, шляху та прискорення стрижня прямо пропорційні величині радіуса повзуна R_n і змінюються за тригонометричними законами залежно від кута нахилу α підшипника 4 до осі вала 2 і кута повороту φ вала при його постійній кутовій швидкості ω .

Аналітичне дослідження кінематики механізмів зручно вести з використанням аналогів швидкостей і прискорень, які вперше були використані Ассуром [9]. Це пояснюється тим, що для заданої кінематичної схеми механізму аналоги швидкостей і прискорень залежать тільки від узагальненої координати і не залежать від швидкості руху початкової ланки, тобто кінематичне дослідження можна провадити суто геометричними методами. Крім цього, що дуже важливо, аналоги швидкостей і прискорень дають змогу легко порівнювати закони руху ланок, а звідси й вибрати оптимальний варіант механізму для забезпечення заданих умов роботи.

Узагальненою координатою, як правило, вибирають переміщення початкової ланки (кут φ_i повороту кривошипа або лінійне переміщення s_i повзуна). З (11) слідує, що аналог кутової швидкості обойми:

$$\varphi'_o = \frac{0,5 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \cdot \cos \varphi}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi} = \frac{\tan \alpha \cdot \cos \varphi}{\tan^2 \alpha + \sin^2 \varphi}. \quad (14)$$

Аналог кутового прискорення обойми буде:

$$\varphi''_o = \frac{d\varphi'_o}{t\varphi} = -0,5 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \cdot \cos \varphi \frac{1 + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi}{(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi)^2}. \quad (15)$$

Під час проектування реальних машин важливо знати дійсні величини швидкостей та прискорень ланок механізму. Для визначення кутової швидкості і кутового прискорення робочого органу (обойми) при заданій кутовій швидкості ω вала 1 (рис. 1) використовуємо наступні залежності [5]: $\omega_o = \varphi'_o \cdot \omega$, де φ'_o – аналог кутової швидкості обойми; $\varepsilon_o = \varphi''_o \cdot \omega^2$, де φ''_o аналог кутового прискорення обойми.

Отримано графіки залежностей кутової швидкості та прискорення робочого органу (обойми) перетворювача руху в програмах Mathcad і SolidWorks, які наведені на рис. 3 і 4.

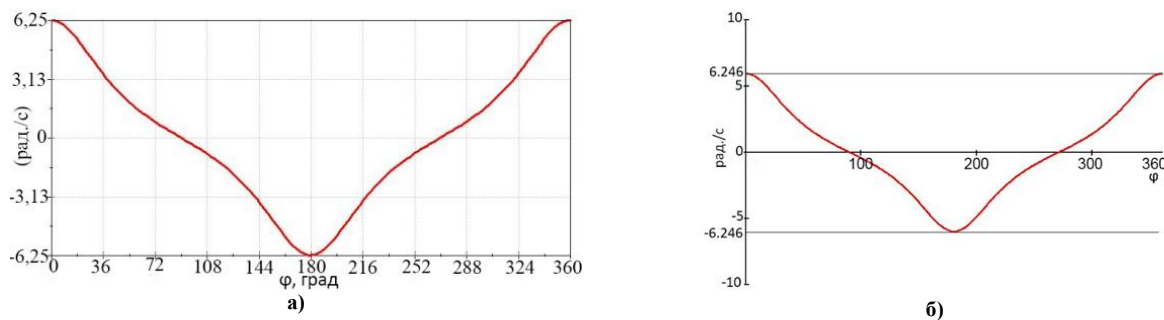


Рис. 3. Графіки залежностей кутової швидкості робочого органу (обойми) а) Mathcad і б) SolidWorks

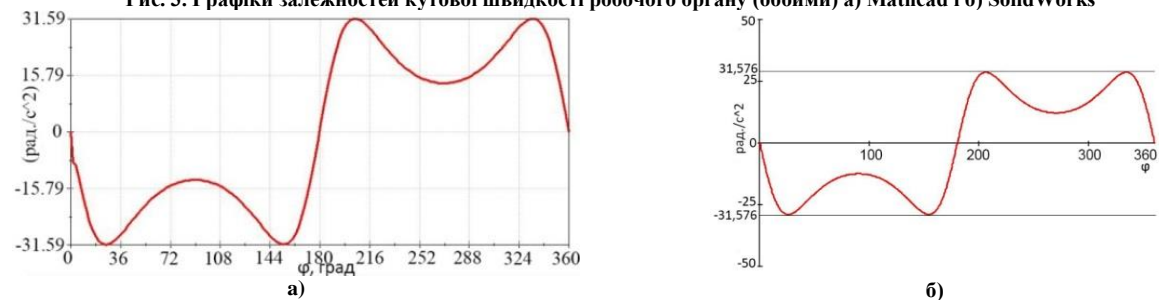


Рис. 4. Графіки залежностей кутового прискорення робочого органу (обойми) в а) Mathcad і б) SolidWorks

Для прикладу, в табл. 1 і 2 наведені максимальні значення кутових швидкостей робочого органу (обойми), одержані при різних частотах обертання вала 1. Кут між площиною симетрії кільцевого паза кривошипа 3 і геометричною віссю вала 1 $\alpha = 40^\circ$.

Таблиця 1

Максимальні значення кутових швидкостей робочого органу (обойми)

Частота обертання вала, об./хв.	50	150	250	500
Mathcad, рад./с	6,24608	18,72632	31,20656	62,41312
SolidWorks Moution, рад./с	6,248287	18,70996	31,18908	62,3607
Похибка, %	0,035328	0,087387	0,056023	0,083988

Таблиця 2

Максимальні значення кутового прискорення робочого органу (обойми)

Частота обертання вала, об./хв.	50	150	250	500
Mathcad, рад./с ²	31,57624	283,8247	788,2013	3152,805
SolidWorks Moution, рад./с ²	31,5905	283,7909	788,314	3106,394
Похибка, %	0,045151	0,011903	0,0143	1,472066

Кінематичні дослідження оборотного перетворювача напрямку руху на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму показали, що кутові прискорення робочого органу (обойми) в крайніх положеннях малі. Це є позитивною властивістю механізму, що розглядаються. Обойма плавно підходить до упора і різко розганяється в місцях, близьких до середнього положення обойми, де виникає максимальна кутова швидкість. Такий режим коливання робочого органу (обойми) не вимагає установки гальм при підході до перегородки (упорам). Оборотної перетворювач напрямку руху на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму можна виготовляти з використанням відомих у промисловості матеріалів, устаткування й інструментів. Він може використовуватися у різних галузях і виконувати різні функції, зокрема, як виконавчий механізм компресорів, насосів, пневмо- і гідромоторів, а також у складі трансмісії інших пристроїв.

Висновки

Розглянуті структура та принцип роботи оборотного перетворювача напрямку руху на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму. Отримано математичну модель, яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики механізму з використанням програми Mathcad. Проведено комп'ютерне моделювання вказаного механізму у програмі SolidWorks з використанням системи інженерного аналізу SolidWorks Motion. Наведено результати кінематичного дослідження у вигляді таблиць та графіків. Порівняння результатів розрахунків математичної моделі і спроектованої 3D-моделі механізму підтверджують їх відповідність. Роботу планується продовжити у напрямку оптимізаційного синтезу механізму за різними критеріями, що важливо для його практичного використання.

Література

1. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике : пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей : в 7 т. / Артоболевский И. И. – М. : Наука, 1979–1981.
2. Патент RUS № 56501. Роторно-лопастной компрессор / Коломин И.В., Довгялло А.И., Семенов Б.П., Русанов Ю.М., Трубников Ю.М. – 2006, Бюл. № 23.
3. Патент RUS № 2133833. Обратимый преобразователь направления движения и машина объемного вытеснения на его основе / Бельдй Н.Н., Бельдй В.Н. – 27.07.1999.
4. Патент RUS № 2244163. Сферический кривошипно-ползунный механизм (варианты) / Пritула М.М., Травников Е. Н., Колищук В. В. – 2005, Бюл. 1.
5. Кінницький Я. Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad : навчальний посібник / Кінницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2014. – 324 с.
6. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad : практикум / Бертяев В.Д. – СПб : БХВ – Петербург, 2005. – 762 с.
7. Бельдй М.М. Кінематика зворотного перетворювача напрямку руху / М.М. Бельдй, Я.Т. Кіницький, Г.П. Черменський // Вісн. Технол. ун-ту Поділля. – 2000. – № 3. – С. 7–13.
8. Кінницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Кінницький Я.Т. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
9. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988. – 640 с.

References

1. Artobolevskij I. I. Mehanizmy v sovremennoj tehnikе : posobie dlya inzhenerov, konstruktorov i izobretatelej : v 7 t. / Artobolevskij I. I. – M. : Nauka, 1979–1981.
2. Patent RUS № 56501. Rotomo-lopastnoj kompressor / Kolomin I.V., Dovgyallo A.I., Semenov B.P., Rusanov Yu.M., Trubnikov Yu.M. – 2006, Byul. № 23.
3. Patent RUS № 2133833. Obratimyj preobrazovatel napravleniya dvizheniya i mashina obemnogo vytesneniya na ego osnove / Beldij N.N., Beldij V.N. – 27.07.1999.
4. Patent RUS № 2244163. Sfericheskij krivoshipno-polzunnyj mehanizm (varianty) / Pritula M.M., Travnikov E. N., Kolishuk V. V. – 2005, Byul. 1.
5. Kinytskyi Ya. T. Teoriia mekhanizmv i mashyn v systemi Mathcad : navchalnyi posibnyk / Kinytskyi Ya. T., Kharzhevskiy V. O., Marchenko M. V. – Khmelnytskyi : RVTs KhNU, 2014. – 324 s.
6. Bertyaev V.D. Teoreticheskaya mehanika na baze Mathcad : praktikum / Bertyaev V.D. – SPb : BHV – Peterburg, 2005. – 762 s.
7. Beldii M.M. Kinematyka zvorotnoho peretvoriuvacha napriamku rukhu / M.M. Beldii, Ya.T. Kinytskyi, H.P. Chermenskiy // Visn. Tekhnol. un-tu Podillia. – 2000. – № 3. – S. 7–13.
8. Kinytskyi Ya.T. Teoriia mekhanizmv i mashyn / Kinytskyi Ya.T. – K. : Naukova dumka, 2002. – 660 s.
9. Artobolevskiy Y.Y. Teoryia mekhanizmv y mashyn / Artobolevskiy Y.Y. – M. : Nauka, 1988. – 640 s.

Рецензія/Peer review : 7.12.2019 р.

Надрукована/Printed : 02.01.2020
Рецензент: д.т.н., проф. Гордеев А.І.