

УДК 677.057.212

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ТИПОВОГО 4-ЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

С. О. Грищенко, Б. В. Орловський

Київський національний університет технологій та дизайну

У статті наведені результати дослідження типового кривошипно-повзунного механізму за заданою величиною ходу повзуна з обмеженнями на кінематичну характеристику λ та кут тиску θ кінематичної пари шатун-повзун.

Ключові слова: *Метричний синтез, кінематичний аналіз, матриця повороту, функція користувача, вектор-ланка, анімація.*

Виконаний метричний синтез дезаксиального кривошипно-повзунного механізму за величиною ходу повзуна (t) при обмеженнях на значення коефіцієнту співвідношення довжин кривошипа і шатуна (λ) та допустимого кута тиску в кінематичній парі шатун-повзун ($[\Theta]$). Визначена функція положення, лінійні швидкості та лінійні прискорення точок 2 та 3 синтезованого механізму за допомогою програми *MathCAD*. Результати кінематичного розрахунку механізму привести у вигляді таблиці даних та у вигляді графіків. Виконано розрахунок механізму на точність відтворення функції положення. Прийнято, що кривошип здійснює рівномірний обертальний рух за годинниковою стрілкою, вісь обертання кривошипа співпадає з початком системи координат XU ; повзун рухається по прямій лінії; допустимий кут тиску в кінематичній парі шатун-повзун $[\Theta] \leq 40^\circ$.

Постанова завдання

Задача даного дослідження є визначення радіусу кривошипу r та довжини шатуна l при $\lambda = \text{const}$. Визначені кінематичні параметри механізму використані для побудови функції положення швидкості до прискорення кінематичної пари шатун-повзун.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом дослідження є типовий кривошипно-повзунний механізм, який застосовується в машинах легкої промисловості для перетворення обертового руху кривошипу в зворотно-поступовий рух повзуна, на якому закріплений робочий інструмент, а саме: голка, ніж, фреза, ниткозахоплювач та інше. При аналізі синтезу використані комп'ютерні технології проектування на засадах пакету *MathCad*.

Результати дослідження та їх обговорення

У якості вихідних даних метричного синтезу механізму були використані рекомендовані параметри згідно робіт [1, 2, 3]. Обраний для дослідження дезаксиальний кривошипно-повзунний механізм може бути виконаний для двох призначень, а саме з ведучою ланкою кривошипу при електроприводі з обертовим рухом або лінійним рухом повзуна від електромагнітного привода.

Вихідні дані для метричного синтезу механізму, розрахункова схема якого наведена на рис. 1:

$\varphi_1 = 10^\circ$ - початковий кут повороту кривошипу;

$e = 15$ мм - величина дезаксиалу;

$S = 45$ мм - хід повзуна;

$\lambda = 0,35$ - коефіцієнт співвідношення довжин кривошипа і шатуна;

$W=+1$ - варіант складання механізму.

Обмеженнями на функцію положення [1]:

$$X_C(\varphi_1) = r \cdot \cos(\varphi_1) + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin(\varphi_1) + W \cdot e}{l} \right)^2} \quad (1)$$

На рис.1 зображена кінематична схема механізму у двох крайніх положеннях, де прийняті наступні позначення:

$AB = r$ – радіус кривошипа;

$BC = l = \frac{r}{\lambda}$ – довжина шатуна;

e – величина дезаксиалу;

$A_1C_1 = l - r$ – крайнє ліве положення

$A_2C_2 = l + r$ – крайнє праве положення

S – хід повзуна.

Підставимо значення $l = \frac{r}{\lambda}$ до виразів A_1C_1 та A_2C_2 та отримаємо:

$$A_1C_1 = \frac{r}{\lambda} - r; \quad A_2C_2 = \frac{r}{\lambda} + r; \quad (2)$$

Визначимо проекції відрізків A_1C_1 і A_2C_2 на вісь X :

$$A_1C_1 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r \right)^2 - e^2} \quad A_2C_2 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r \right)^2 - e^2}$$

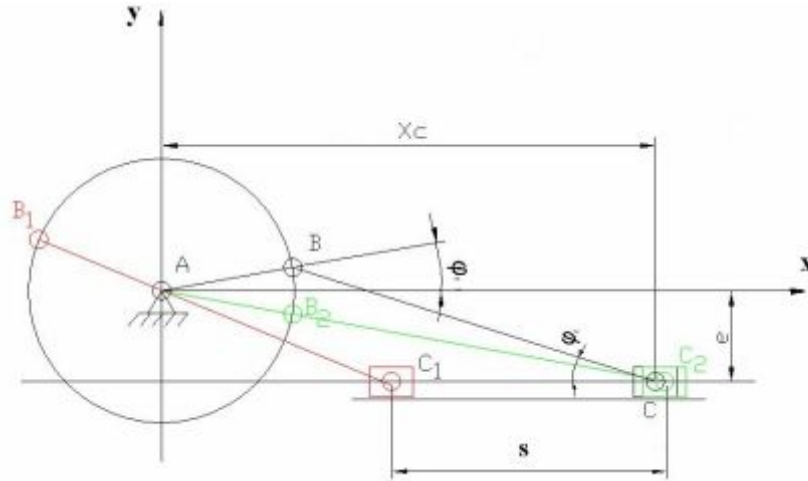


Рис. 1. Розрахункова схема дезаксиального механізму для варіанту складання $W=+1$

Тоді хід повзуна S дорівнює :

$$S = A_2C_2 - A_1C_1 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r\right)^2 - e^2} \quad (3)$$

Після перетворення виразу (3) отримуємо наступне алгебраїчне рівняння:

$$\sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r\right)^2 - e^2} - S = 0 \quad (4)$$

В результаті розв'язку рівняння четвертого ступеня (4) відносно радіуса кривошипа r отримаємо чотири вирази для розрахунку радіуса кривошипа:

$$r_1 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2S \left(\lambda^2 S + S + \sqrt{(\lambda^2 S + 4\lambda e - S)(\lambda^2 S - 4\lambda e - S)} \right)} \quad (5)$$

$$r_2 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2S \left(\lambda^2 S + S - \sqrt{(\lambda^2 S + 4\lambda e - S)(\lambda^2 S - 4\lambda e - S)} \right)} \quad (6)$$

$$r_3 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2S \left(\lambda^2 S + S + \sqrt{(\lambda^2 S + 4\lambda e - S)(\lambda^2 S - 4\lambda e - S)} \right)} \quad (7)$$

$$r_4 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2S \left(\lambda^2 S + S - \sqrt{(\lambda^2 S + 4\lambda e - S)(\lambda^2 S - 4\lambda e - S)} \right)} \quad (8)$$

Умовам синтезу задовольнятимуть значення радіусів кривошипу r_1 і r_2 .

Максимального значення кут тиску θ_{max} в кінематичній парі C досягатиме на куті повороту кривошипу $\varphi_1 = W \cdot 90^\circ$. Для визначення значення максимального кута тиску скористаємося функцією кута повороту $\varphi_2(\varphi_1)$ шатуна l :

$$\varphi_2(\varphi_1) = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\varphi_1) + W \cdot e}{l}\right) \quad (9)$$

для умови:

$$\Theta_{max} = \varphi_2(90^\circ) \leq [\Theta] \quad (10)$$

Згідно з вихідними даними отримуємо r_1 та r_2 за формулами (5) та (6):

$$r_1 = 21.7 \text{ мм}; \quad r_2 = 9.8 \text{ мм};$$

$$l_1 = 62.1 \text{ мм}; \quad l_2 = 28 \text{ мм}.$$

$$\text{для } r_1 \text{ та } l_1: \Theta_{max} = 36.3^\circ < [\Theta] = 40^\circ;$$

$$\text{для } r_2 \text{ та } l_2: \Theta_{max} = 62.3^\circ < [\Theta] = 40^\circ.$$

Таким чином, при значеннях r_1 та l_1 максимальний кут тиску θ_{max} менший, ніж при значеннях r_2 та l_2 , і характер роботи механізму буде більш сприятливим. Тому для подальших досліджень приймаємо, що $r = r_1$ і $l = l_1$.

Оскільки, як відомо, $\lambda = 0,20 \dots 0,50$ знайдемо максимальне його значення (з точністю до 0,01), при якому виконується умова (10). Використовуючи формули (5), (2) та (10) встановлюємо, що $\lambda_{max} = 0,45$, при якому радіус кривошипа $r = 21,7 \text{ мм}$; довжина шатуна $l = 62,1 \text{ мм}$; максимальний кут тиску в кінематичній парі шатун-повзун $\theta_{max} = 36,3^\circ$. Ці параметри наближені до механізму голки човникової швейної машини для транспортування важких матеріалів. Подальші розрахунки виконаємо для механізму, у якого $\lambda = 0,35$; радіус кривошипа $r = 21,7 \text{ мм}$; довжина шатуна $l = 62,1 \text{ мм}$.

Наступним етапом після дослідження механізму є кінематичний аналіз синтезованого механізму, в результаті якого визначимо функції положення характерних точок кінематичних пар механізму, наприклад, повзуна, а також функціональні положення швидкості та прискорення повзуна.

Диференціальна функція положення $X_C(\varphi_1)$:

$$V_C(t) = \frac{dX_C}{dt} = \frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \omega_1; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} a_C(t) &= \frac{d^2 X_C}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{dX_C}{d\varphi_1} \right) \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \\ &= \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2 + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2 + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \varepsilon_1; \end{aligned} \quad (12)$$

Розрахунки виконаємо за допомогою програми *MathCAD* [2, 3]. Результати розрахунків функції положення точки C для варіанту збірки механізму $M2$, її швидкостей та прискорень при кутовій швидкості кривошипу $1 \omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$ та при його кутовому прискоренні $\varepsilon_1 = 0 \text{ с}^{-2}$.

За результатами кінематичного розрахунку побудовані графіки функції положення, функції лінійних швидкостей та функції лінійних прискорень точки C , які представлені на рис. 3, рис. 4 та рис. 5, відповідно.

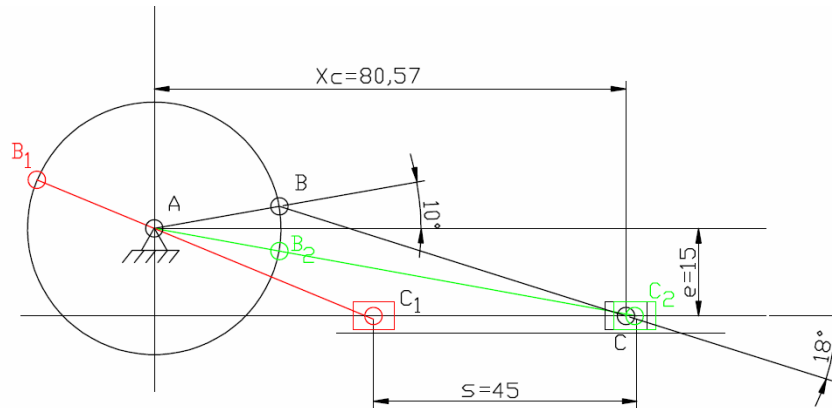


Рис. 2. Кінематична схема синтезованого механізму для варіанту за вихідними даними.

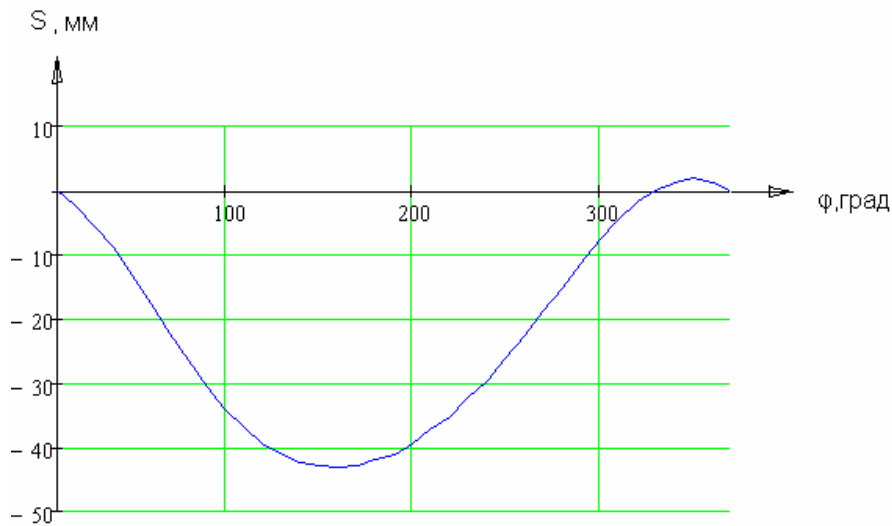


Рис. 3. Графік залежності переміщення повзуна синтезованого механізму.

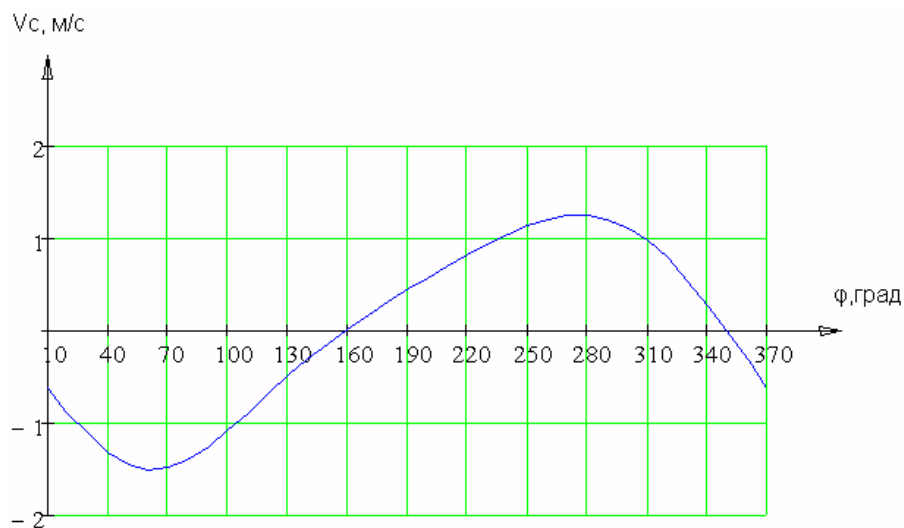


Рис. 4. Графік залежності лінійної швидкості повзуна від кута повороту кривошипа

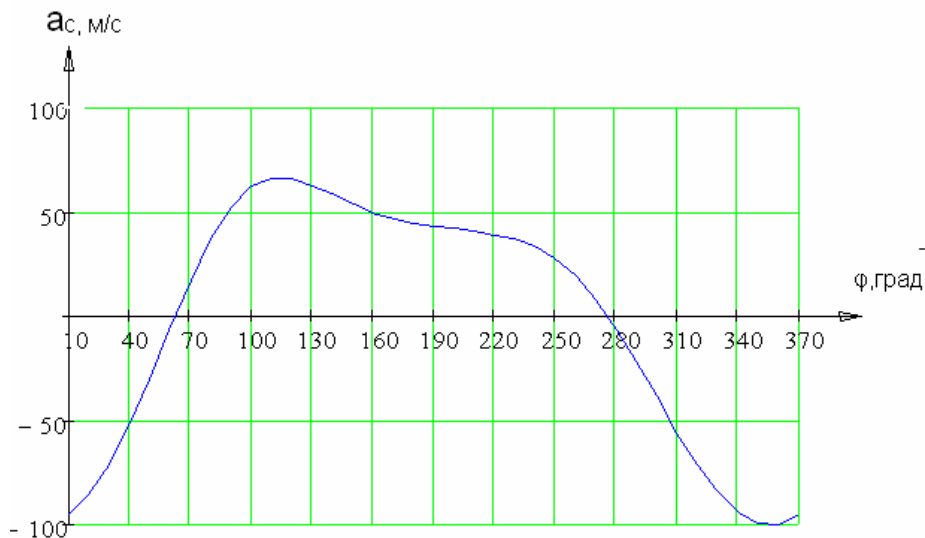


Рис. 5. Графік залежності прискорення повзуна від кута повороту кривошипа

Під візуалізацією будемо розуміти побудову кінематичних схем важільних механізмів на 2D або 3D графіках у *MathCAD* у статичному стані, а під анімацією - створення послідовності анімаційних кадрів кінематичної схеми важільного механізму в процесі автоматичної зміни узагальненої координати.

Як відомо, на кінематичних схемах важільних механізмів усі ланки представляються у вигляді відрізків, що з'єднують дві характерні точки важільного механізму. Тому для управління подальшою анімацією кінематичних схем важільних механізмів у *MathCAD* уведемо функцію користувача, яку назвемо «функцією анімації». Ця функція користувача дозволить здійснювати побудову на 2D графіках у *MathCAD* лінії між двома відомими векторами-точками:

$$\text{Line}(V_1V_2, K) := \left(\frac{V_1 \hat{e}}{V_2 \hat{e}} \right), \quad (13)$$

де V_1 та V_2 - два вектори-точки якими потрібно провести лінію; K - параметр, який управляє виводом координати X або Y на 2D графіку (матричний індекс). Візуалізація кінематичної схеми досліджуваного кривошипно-коромислового механізму представлена на рис.6. Для проведення анімації кінематичних схем важільних механізмів потрібно деякій допоміжній ранжируваній змінній присвоїти значення вбудованій у *MathCAD* функції *FRAME*. Априорі значення параметра *FRAME* дорівнює нулю й змінюється з кроком 1. Але воно може мати будь-яке значення або входити до функціональної залежності. Бажано, щоб допоміжна ранжирувана змінна, яка

вводиться для анімації, не використовувалася ніде в математичній моделі, що формується, наприклад:

$$F := FRAME10^\circ + 90^\circ. \quad (14)$$

Потім задається функція, в якій змінна *FRAME* повинна визначати її вигляд для кожного кадру графіка, що анімується. При анімації (візуалізації) кінематичних схем важільного механізму у вигляді такої функції буде виступати так званий блок «анімації (візуалізації)» важільного механізму.

Блок анімації є набором одиничних функцій анімації (див. вираз (15)), що об'єднані по горизонталі в єдиний блок-матрицю. Причому кожна одинична функція анімації описує тільки одну лінію між двома точками кінематичної схеми важільного механізму, яку необхідно анімувати. Так, використовуючи кінематичну схему важільного механізму (рис.2), блок анімації можна представити як:

$$\begin{aligned} L(F, K) &:= \text{Line}(P_1, P_2(F), K); \\ L(F, K) &:= \text{Line}(P_2(F), P_3(F), K); \\ L(F, K) &:= \text{Line}(P_3(F), P_4, K); \end{aligned} \quad (15)$$

Як видно з виразів (15) при складанні блоку анімації замість використовувати в математичній моделі узагальненої координати (у цьому випадку φ_1 - кута повороту кривошипа 1-2) для кожної рухомої точки важільного механізму представляється введена заздалегідь допоміжна ранжирувана змінна *F*. Таким чином допоміжна ранжирувана змінна *F* по суті є узагальненою координатою важільного механізму, що моделюється, границі якої задаються тільки при анімації. Тому при введенні допоміжної ранжируваної змінної у виразі (14) повинна бути узгоджена її розмірність із розмірністю дійсної узагальненої координати. Оскільки в нашому прикладі як узагальнена координата виступає кут повороту кривошипа в градусах, то допоміжна змінна повинна вводиться також у градусах.

Крім того, додаючи у виразі (14) до функції *FRAME* додаткове числове значення (що рівноцінно збільшенню узагальненої координати) можна змінити початкове положення кінематичної схеми важільного механізму в процесі її анімації (візуалізації) (в нашому прикладі початковий кут установки кривошипа $\varphi_0=10^0$).

Після складання блоку анімації (візуалізації) відповідно до виразу (15) його ліва частина розташовується по осях *X* та *Y* викликаного заздалегідь у *MathCAD* декартового графіка, а параметр *K* замінюється відповідно до осі графіка на *X* або *Y*. Таким чином, у результаті виконання вищенаведених дій на 2D графіку сформується

умовна кінематична схема важільного механізму для одного (обумовленого виразом (14)) початкового положення.

Тепер, щоб провести анімацію побудованої на 2D графіку кінематичної схеми важільного механізму необхідно вибрати команду *View – Animate*. У результаті на екрані з'явиться діалогове вікно для задання параметрів анімації. У вікні можна задати три основні параметри: початкове значення змінної *FRAME*, кінцеве значення змінної *FRAME* і частоту зміни кадрів. Як правило, початкове та кінцеве значення змінної *FRAME* відповідають границям зміни узагальненої координати (у нашому випадку – кута установки кривошипа ϕ_1 : від $\phi_0=10^0$ до $\phi_{\max}=10^0+360^0$) і повинні задаватися в цілих числах.

Далі виділяємо мишею потрібний фрагмент зображення (можна виділити також будь-яку частину графіка й навіть розташовані біля нього об'єкти, наприклад формули) і клацнувши на кнопці *Animate* вікна анімації, почати створення послідовності анімаційних кадрів. При цьому анімаційні кадри будуть видні в області перегляду вікна *Animate*, а під цією областю можна спостерігати зміну змінної *FRAME*. По закінченні серії кадрів для перегляду з'явиться програвач анімаційних кадрів, після чого можна починати їхній перегляд.

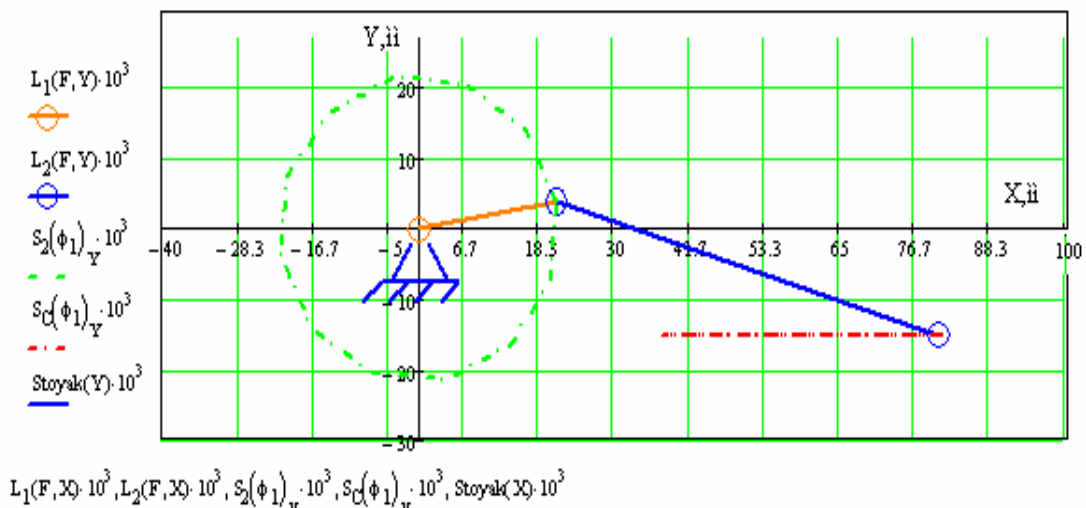


Рис. 6. Візуалізація кінематичної схеми механізму в програмі *MathCAD*

З наведених графіків випливає, що наявність шатуна в механізмі та введення дезаксиалу суттєво відхиляє функції $S(\phi)$, $V_c(\phi)$, $a_c(\phi)$ від гармонічного закону, що є причиною появи при розкладанні в ряд Фур'є цих функцій вищих гармонік. Наявність таких гармонік в функціях $a_c(\phi)$ при роботі механізму на високих кутових швидкостях буде приводити до появи високочастотних реакцій в кінематичній парі повзун-

направляюча та в інших кінематичних парах. При наявності зносу рухомої посадки в цій кінематичній парі буде з'являтися підвищений акустичний шум в роботі такого механізму. Працездатність роботи механізму була доведена виконаною анімацією.

Висновки

Виконаний метричний синтез дезаксиального кривошипно-повзунного механізму, задовольняє встановленим обмеженням на кінематичні та силові параметри. Отримані функції положення швидкості та прискорення веденої ланки механізму виявились із суттєвим відхиленням від гармонічного закону, що можуть приводити до високочастотних вібрацій при роботі на високих швидкостях, більше ніж 60 рад/с.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Піщиків В.О. Проектування швейних машин: навчальний посібник / В. О. Піщиків, Б.В. Орловський – К.: Видавничий поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.
2. Орловський Б.В. Основи розрахунку та конструювання типових швейних машин: завдання та методичні вказівки для виконання курсової роботи для студентів напрямку підготовки - 6.0505.02 «Інженерна механіка», галузі знань - 0505 «Машинобудування та матеріалобробка», спеціальності «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування» / Орловський Б.В., Дворжак В.М., Кошель Г.В. – К.: КНУТД, 2010. – 60 с.
3. Орловський Б.В. Схемотехнічне проектування машин: методичні вказівки до контрольної роботи та самостійної роботи для студентів заочної форми навчання галузі знань 6.0505.02 «Інженерна механіка», галузі знань - 0505 «Машинобудування та матеріалобробка», спеціальності «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування» / Б. В. Орловський, В.М. Дворжак – К.: КНУТД, 2009. – 50 с.

С. О. Грищенко, Б. В. Орловский

Анализ и синтез типового 4-звенного механизма машин легкой промышленности

В статье приведены результаты исследования типового кривошипно-ползункового механизма за заданной величиной хода ползуна с ограничением на кинематическую характеристику λ и угол давления θ кинематической пары шатун-ползун.

Ключевые слова: *Метрический синтез, кинематический анализ, матрица поворота, функция пользователя, вектор-звено, анимация.*

S. O. Gryshchenko, B.V. Orlovskiy

Analysis and synthesis of standard 4-link mechanism for light industry machinery

In article Research results of standard crank-ram-type mechanism under given value of motion block stroke and restriction on kinematic characteristic λ and pressure angle θ of the kinematic pair crank-crawler are given.

Keywords: *metric synthesis, kinematic analysis, matrix of turning, users function, vector-link, animation.*