

8. Назаренко І.І. Машины для производства строительных материалов. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.

9. Бабичев А.П., Георгиев В.М., Тамаркин М.А. и др. Методика расчета основных элементов оборудования для вибрационной обработки деталей. – Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2006. – 41 с.

УДК 621.827.1; 621.835

Аспір. Р.С. Маца – Українська академія друкарства, м. Львів

## СИНТЕЗ ШАРНІРНИХ ЧОТИРИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ШАТУНА

Розглядається принципово нова схема комбінованого шарнірного чотириланкового механізму зі змінною довжиною шатуна. Теоретичні викладки доведені до числового прикладу і віртуального експерименту, які підтверджують дієвість виведених формул.

**Ключові слова:** шарнірний чотириланковий механізм, кулачковий механізм, закон періодичного руху.

*Post-graduate R.S. Matsa – Ukrainian academy of printing, Lviv*

### Four-bar mechanism with variable length of coupler

In the article examination new type scheme four-bar mechanism with variable length of coupler. Theoretical results are checked by example, end virtual experiment who confirmed analytical dependencies.

**Keywords:** four-bar mechanism, mechanism cam.

Важільні механізми завдяки своїй простоті широко використовуються у машинобудуванні. Однак важливим недоліком важільних механізмів є те, що закон руху вихідної ланки повністю визначається структурою механізму [3, 4]. На практиці часто виникає необхідність забезпечити рух ланки за одним з відомих законів періодичного руху (ЗПР) [3, 4, 6], або за синтезованим ЗПР. Подолати цей недолік можна змінюючи один або кілька параметрів механізму. У цій роботі пропонується шляхом зміни довжини шатуна впливати на якісні характеристики ЗПР механізму.

Синтез такого механізму розглянемо на прикладі шарнірного чотириланкового механізму (ШЧМ) [2].

Комбінований механізм отримуємо шляхом заміни шатуна на кулісу 2 (рис. 1), кулісний камінь 5, та кулачок 7, що нерухомо з'єднаний з кривошипом 1. Замикання вищої пари здійснюється за допомогою пружини 4.

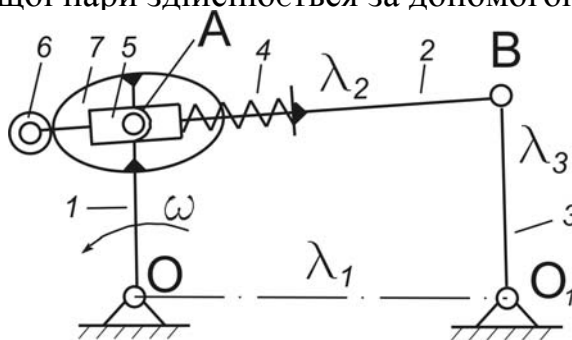


Рис. 1. Комбінований механізм: 1 – кривошип; 2 – куліса (шатун змінної довжини); 3 – коромисло; 4 – пружина; 5 – кулісний камінь; 6 – ролик

Для ШЧМ з вихідними параметрами: довжина кривошипа  $\lambda_0=1$ , міжосьова віддаль  $\lambda_1=4$ , довжина шатуна  $\lambda_{20}=3$ , довжина коромисла  $\lambda_3=3.5$ , кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega=1 \text{ с}^{-1}$  ЗПР коромисла 3 показано на рис. 2 штриховою лінією. Сформулюємо задачу синтезу таким чином, щоб коромисло рухалось зі скороченням (з постійною швидкістю на деякій ділянці [3, 6]), а також щоб коромисло в крайніх положеннях не мало прискорення. ЗПР коромисла, який синтезовано показано на рис. 2 суцільною лінією.

Теоретичний профіль кулачка визначаємо методом замкнутого векторного геометричного контуру [2]. Для цього з контуру комбінованого механізму утворюємо два трикутники:  $\text{ОАО}_1$  і  $\text{АО}_1\text{В}$  (рис. 3).

У трикутнику  $\text{ОАО}_1$  кінематичні характеристики додаткового вектора  $d$  визначаються за тими ж залежностями що і для класичного ШЧМ [2].

З трикутника  $\text{АО}_1\text{В}$  визначаємо довжину шатуна: для цього складаємо векторне рівняння (1), проектуємо його на осі декартової системи координат (2). З системи рівнянь (2) визначаємо довжину шатуна  $\lambda_2$  (3).

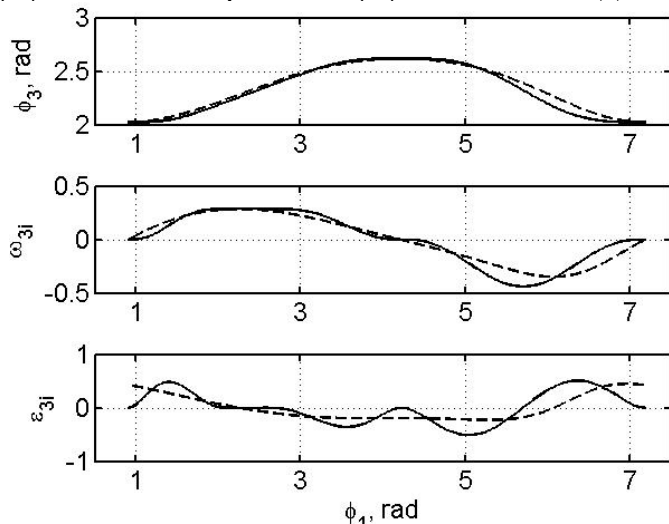


Рис. 2. Закони руху для коромисла

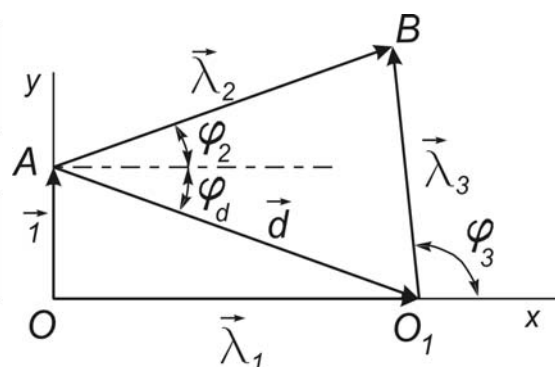


Рис. 3. До визначення довжини шатуна

$$\vec{\lambda}_2 = \vec{d} + \vec{\lambda}_3, \quad (1)$$

$$\lambda_2 \cdot \cos(\phi_2) = d \cdot \cos(\phi_d) + \lambda_3 \cdot \cos(\phi_3) \quad (2)$$

$$\lambda_2 \cdot \sin(\phi_2) = d \cdot \sin(\phi_d) + \lambda_3 \cdot \sin(\phi_3),$$

$$\lambda_2 = \sqrt{d^2 + \lambda_3^2 + 2 \cdot d \cdot \lambda_3 \cdot \cos(\phi_d - \phi_3)}, \quad (3)$$

де:  $d$  – довжина додаткового вектора;  $\phi_d$  – кут нахилу додаткового вектора  $d$  до осі  $\text{ОХ}$ ;  $\lambda_2$  – довжина шатуна;  $\phi_2$  – кут нахилу шатуна до осі  $\text{ОХ}$ ;  $\lambda_3$  – довжина коромисла;  $\phi_3$  – кут нахилу коромисла до осі  $\text{ОХ}$ .

Отриманий таким чином графік довжини шатуна показано на рис. 4.

Наступним кроком є визначення теоретичного профілю кулачка який обчислюємо за відомим відносним переміщенням  $\Delta\lambda_2 = \lambda_2 - \lambda_{20}$  у поступальній кінематичній парі між ланками 4 і 5 та заданим допустимим кутом тиску (ДКТ)  $[\gamma]$ . Як відомо [3] ДКТ залежить від схеми механізму: кулачковий механізм зі штовхачем чи коромислом, та від режиму роботи механізму (за цією методикою є шість режимів роботи). Для практичних цілей у першому наближенні приймаємо  $[\gamma]=0.8$  радіан. Теоретичний профіль кулачка знаходимо

методом послідовних обчислень. Радіус-вектор теоретичного профілю кулачка обчислюємо за залежністю (4):

$$\rho = R_0 - \Delta\lambda_2, \quad (4)$$

де:  $\rho$  – радіус-вектор теоретичного профілю кулачка;  $R_0$  – максимальний радіус кулачкової шайби;  $\Delta\lambda_2$  – відносне переміщення у кінематичній парі між ланками 4 і 5.

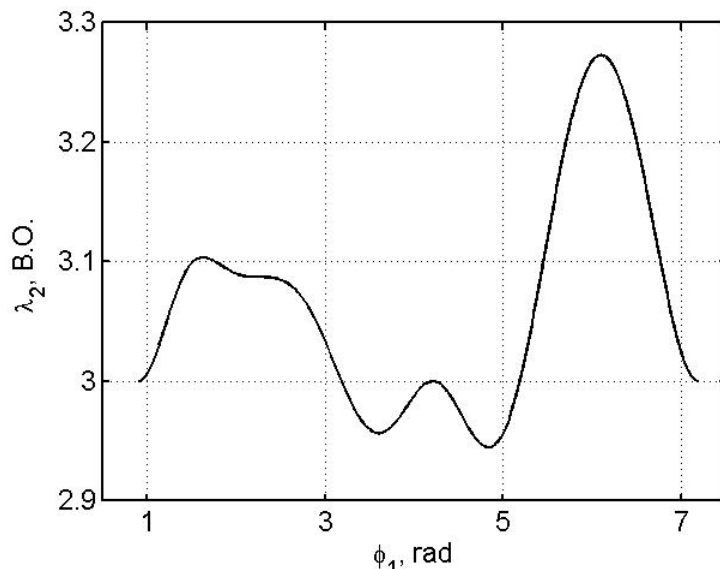


Рис. 4. Графік довжини шатуна

На першому кроці задаємося максимальним радіусом кулачкової шайби. За залежністю (4) обчислюємо теоретичний профіль кулачка. Порівнюємо максимальний кут тиску у кулачковій парі, та мінімальний радіус кривини кулачка з допустимими. При перевищенні допустимих значень збільшуємо максимальний радіус кулачкової шайби з певним кроком, і виконуємо побудову теоретичного профілю кулачка заново. Послідовні обчислення виконуємо доти, доки контрольовані величини не перевищуватимуть допустимих. Знайдений за цим алгоритмом теоретичний профіль кулачка показано на (рис. 5). На рис. 6-7 показано графіки кутів тиску кулачкової пари та радіусів кривини кулачка. Максимальний кут тиску не перевищує 0.8 радіан, а мінімальний радіус кривини рівний 0.15609 відносних одиниць.

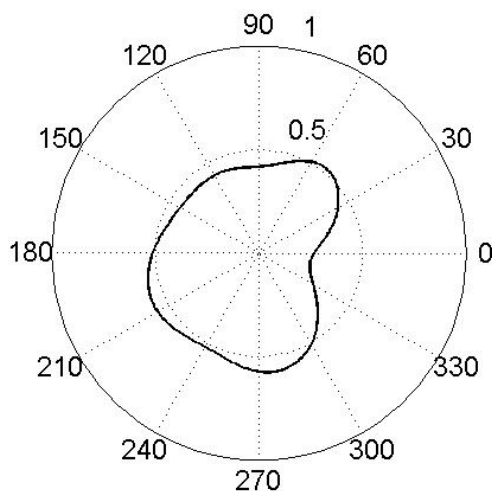


Рис. 5. Теоретичний профіль кулачка

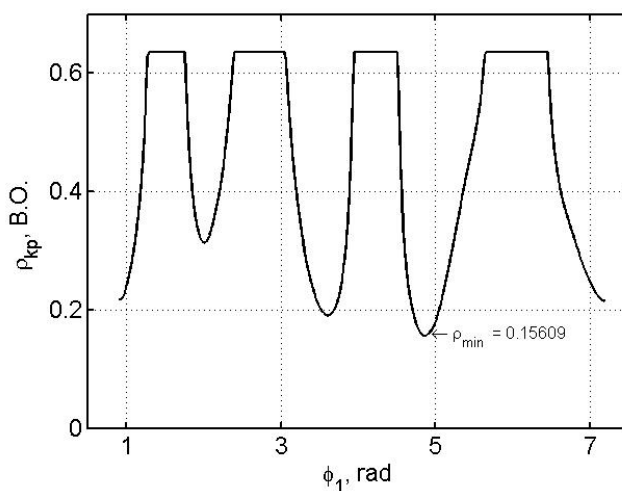


Рис. 6. Графік радіусів кривини кулачка

Для даних вхідних величин ми отримали теоретичний профіль кулачка у якого змінюється знак кривини. Такі кулачки мають певні недоліки. Очевидно, що для пошуку оптимального профілю кулачка необхідно проводити дослідження.

Для кращої інформативності на рис. 6 по вертикальній осі значення радіусів кривини обмежені до 0.65.

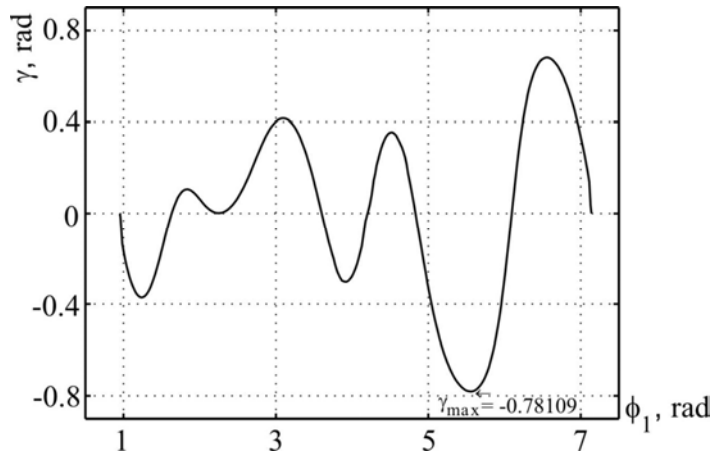


Рис. 7. Графік кутів тиску кулачкової пари

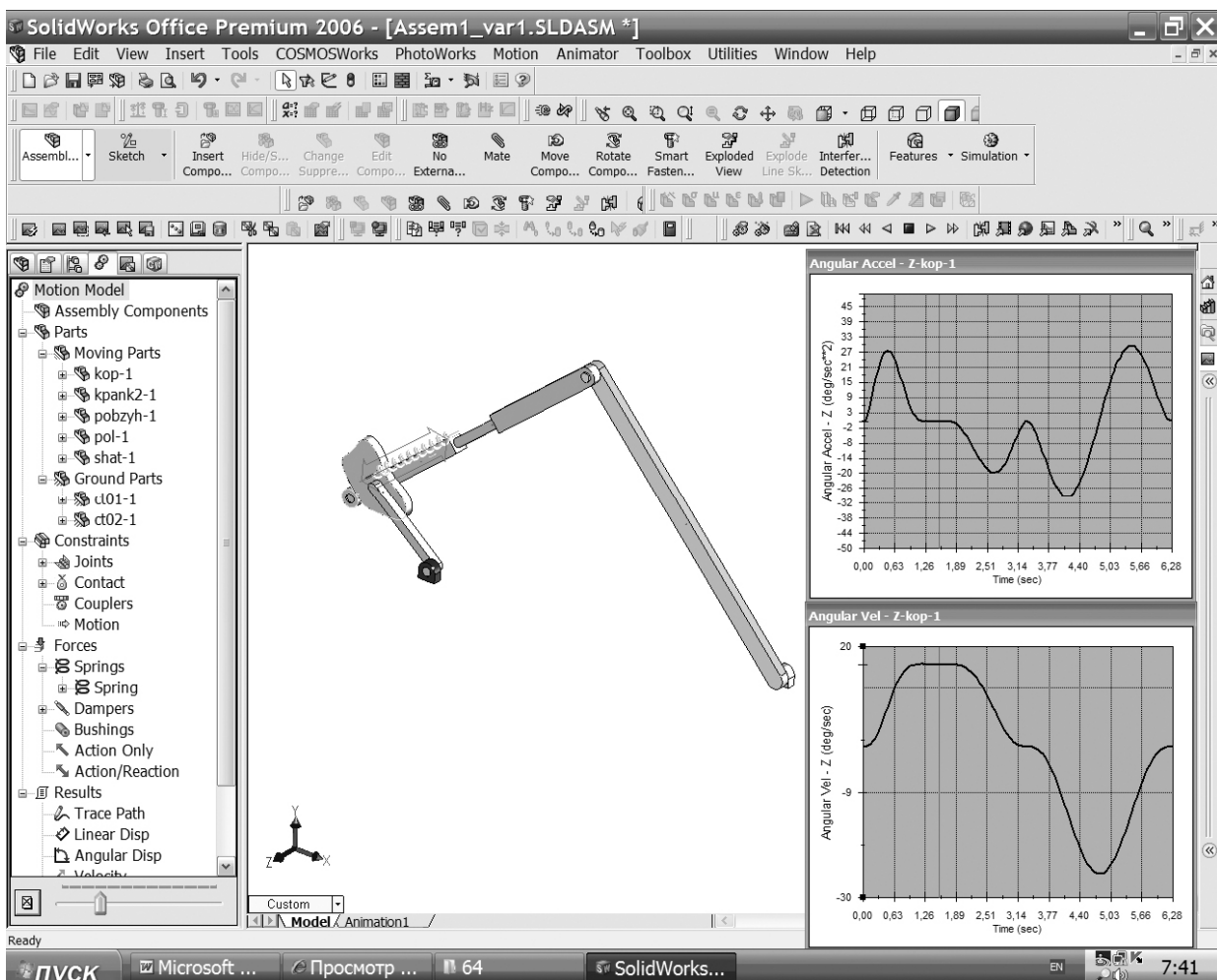


Рис. 8. Робочий стіл з результатами моделювання у середовищі **SolidWorks+CosmosMotion**

Для підтвердження теоретичних викладок було проведено віртуальний експеримент у середовищі **SolidWorks+CosmosMotion** [1]. Відомо, що

*SolidWorks* є параметричною *CAD*-програмою. Це дає принципову можливість звертатись і відповідно змінювати параметри моделі. Для повноцінного використання цієї можливості було створено макрос, який виконує побудову профілю кулачка за даними з текстових файлів (стандартними функціями такі побудови не виконуються). Використання стандартних можливостей параметризації, тобто створення повністю визначеної моделі (термін запозичено у [5]), а також створеного макроса дає широкі можливості для дослідження механізмів.

Таким чином для вказаних вище розмірів і синтезованого кулачка виконана тривимірна модель механізму (рис. 8) і проведено моделювання руху для одного циклу. На графіках чітко спостерігається зона з постійною швидкістю. Величина цієї зони відповідає заданій.

### Висновки

- запропонована структурна схема комбінованого механізму;
- створено математичний апарат і програмне забезпечення по синтезу пропонуваного механізму;
- віртуальний експеримент виконаний у середовищі *SolidWorks+Cosmos-Motion* підтверджує працездатність механізму загалом і коректність отриманих аналітичних залежностей зокрема.

### Література

1. Алямовский А.А. и др. *SolidWorks*. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1967. – 720 с.
3. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних автоматів. – К.: НМК ВО, 1991. – 168 с.
4. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др./ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
5. Тику Ш. Эффективная работа: *SolidWorks* 2004. – СПб.: Питер, 2005. – 768 с.
6. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. – М.: Книга, 1965. – 496 с.

УДК 517.9

Аспір. І.І. Назар<sup>1</sup> – НУ "Львівська політехніка"

### МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КРАЙОВИХ УМОВ НА АЧХ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВАНЬ ГНУЧКОГО РОБОЧОГО ЕЛЕМЕНТА МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

Досліджується вплив неоднорідних крайових умов та змінної в часі сили натягу гнучкого робочого елемента приводу на його параметричні коливання. За допомогою методу Бубнова-Гальоркіна диференціальне рівняння поперечних коливань гнучкого елемента приводу приведено до нелінійного рівняння типу Мат'є. Для конкретного вигляду крайових умов отримано співвідношення, які визначають вплив кінематичних і силових чинників на АЧХ коливань.

Post-graduate I.I. Nazar – NU "L'viv'ska Politehnika"

### Method of determination of influencing of initial conditions on AFD of nonlinear vibrations of flexible working element of mechanical drive

Influence of heterogeneous initial conditions and variable in time force of draw of flexible working element of drive is explored on his parametrical vibrations. By the met-

<sup>1</sup> Науковий керівник: проф. П.М. Гашук, д-р. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"