

DIFFERENTIALNYE EQUATION SPATIO BEND CONCRETE BEAMS TAKING INTO ACCOUNT PHYSICAL AND GEOMETRICAL NONLINEAR AND PLASTIC CONCRETE

The algorithm of creation of the spatial bending differential equations for reinforced concrete beams taking into account the nonlinear and plastic properties of concrete is offered. These equations are necessary for the solving static and dynamic problems for reinforced concrete beams and frames.

УДК 621.01

ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ ВОСЬМИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ НА ОСНОВІ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ

Харжевський В.О., к.т.н., доц.

Хмельницький національний університет, м. Хмельницький

В сучасних машинах-автоматах широко використовуються механізми, які забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки, котра вимагається циклограмою роботи машини. Для цього, як відомо, можуть використовуватись різні типи механізмів [1-5], зокрема кулачкові, механізми неповнозубих коліс тощо. При певному співвідношенні розмірів ланок, для розв'язання цієї задачі можуть використовуватись також важільні механізми (рис. 1), що мають ряд суттєвих переваг, які обумовлені наявністю у їх складі лише нижчих кінематичних пар та геометричним замиканням ланок. Це забезпечує більшу надійність та довговічність таких механізмів, надає можливість використовувати більші робочі швидкості машин.

Однак синтез зазначених механізмів представляє собою складну задачу. Як відомо, існує два основних наукових напрямки щодо їх проектування [1,2,5]: використання методів найкращого наближення за Чебишевим [1], а також використання методів кінематичної геометрії [2-5], що полягають у пошуку в шатунній площині механізму кратних вузлів інтерполяції, які можна прийняти за шатунну точку D механізму, що забезпечить в такому випадку проектування кругового або прямолінійно-напрямого механізму (рис. 1). Однією з таких особливих точок є точка розпрямлення 5-го порядку, що визначається як перетик поворотного кола з кривою геометричного місця точок, які мають дотик 5-го порядку зі своїм кругом кривизни (рис. 1). Теорія синтезу відповідних механізмів розглядалась автором у [3]. Отриманий таким чином прямолінійно-напрягий механізм $OABCD$ можна прийняти за базовий при проектуванні механізму із зупинкою вихідної ланки, приєднавши до нього додаткову структурну групу 4-5 II класу 3-го або 5-го

виду (рис. 1). Тоді вихідна ланка 5 буде мати наближену зупинку підчас проходження шатунною точкою D ділянки наближення $D'D''$. Величина цієї зупинки буде визначатись кутом α_Σ , що відповідає куту повороту кривошипа 1 підчас зупинки вихідної ланки 5 механізму.

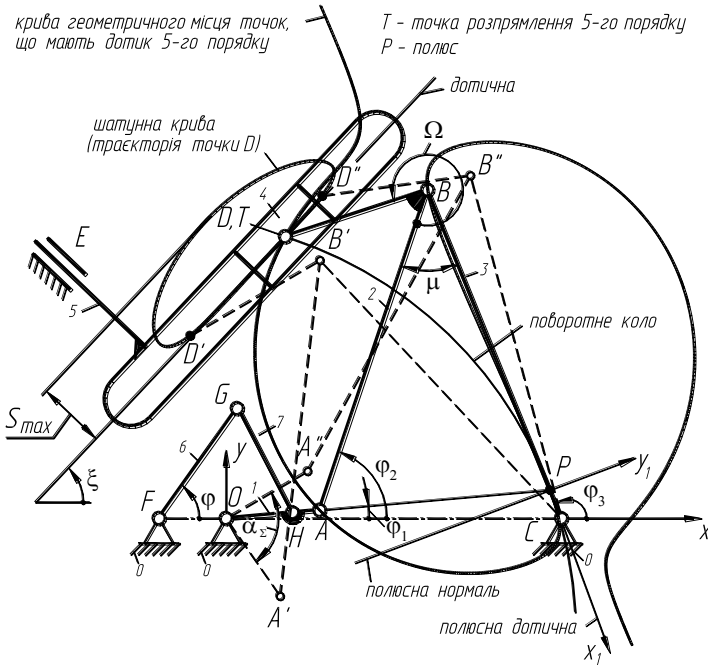


Рис. 1. Важільний восьмиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки

Якщо до базового шестиланкового механізму $OABCDE$ приєднати додатково кривошип 6 та шатун 7 і за вхідну ланку прийняти ланку 6 ($\omega_6 = \text{const}$), то кривошип базового механізму 1 отримає нерівномірність в обертанні, що дозволить відповідно збільшити або зменшити час перебування шатунної точки D механізму на ділянці наближення, та відповідно змінити тривалість зупинки вихідної ланки E механізму. В роботі [2] наведено результати дослідження таких восьмиланкових механізмів, але за особливі точки шатунної площини приймалися точки Болла та точки розпрямлення 4-го порядку.

В даній роботі проведено дослідження восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки, але за їх шатунні точки пропонується приймати інші особливі точки – точки розпрямлення 5-го порядку. Відповідно до [3], ці особливі точки можуть бути знайдені в будь-якому положенні шатунної площини механізму, що визначається кутом повороту кривошипа φ_1 , за наступними формулами (у повернутій системі координат x_1Py_1) [3]:

$$x_T = \frac{-y_0'' x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; y_T = \frac{-y_0'' (x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}, \quad (1)$$

де y_0'', x_0^V, y_0^V – відповідно прискорення та похідні 5-го порядку від переміщення полюса P миттєвого обертання шатунної площини ABD механізму. Використовуючи числовий метод визначення величини інтервалу наближення з використання безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [2], було визначено тривалості зупинок вихідних ланок спроектованих механізмів.

Результати проведених досліджень наведено на рис. 2, де прийнято наступні позначення: $r = l_{OA}, b = l_{AB}, c = l_{BC}, r_2 = l_{FG}, b_2 = l_{GH}, c_2 = l_{OH}$. Відстань між нерухомими шарнірами $l_{OC} = 1, l_{OF} = 0,2$.

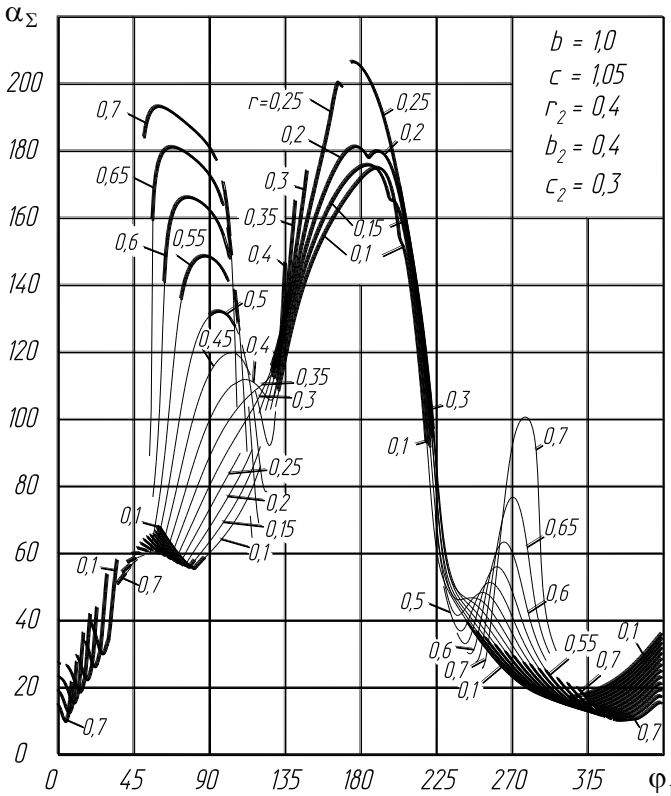


Рис. 2. Довідкова карта попереднього синтезу восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки (залежність тривалості зупинки, механізми синтезовані для різних положень шатунної площини)

Довжина другого плеча шатуна $k = l_{BD}$ та кут його злому Ω визначаються положенням шатунної точки D механізму відповідно до координат знайденої точки розпрямлення 5-го порядку. Ці та інші параметри механізмів, зокрема величину максимального ходу вихідної ланки S_{\max} точність наближення E , можна визначити за методикою, наведеною у [3].

Як показали результати проведених досліджень, запропоновані механізми здатні забезпечувати зупинку вихідної ланки у більш широких межах, ніж важільні шестиланкові механізми.

Досліджувані механізми забезпечують різні закони руху вихідної ланки, тому очевидно, що швидкість переходу вихідної ланки цих механізмів з фази вистою до фази робочого ходу, і навпаки, є різною. Якщо вихідна ланка повільно набирає швидкість після проходження фази зупинки, це призводить до збільшення швидкостей та прискорень в період робочого ходу, тобто кінематичні характеристики таких механізмів будуть гіршими. Для визначення таких механізмів, в роботі [2] запропоновано критерій сповільненості виходу ланки з фази зупинки k_v . В результаті проведених розрахунків визначено області існування механізмів з рекомендованими значенням цього критерію ($k_v < 1,7$): такі механізми зображені на рис. 2 контурними лініями. Дослідження планується продовжити у напрямку проведення оптимізаційного синтезу таких механізмів, а також проведення їх кінематичного та кінетостатичного аналізу.

Література

1. Киничкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена /Я. Т. Киничкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
2. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії: монографія /В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
3. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку //Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2015.– №5 (229) – С. 62-67.
4. Gassmann V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
5. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages /Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

DESIGNING OF THE EIGHT-LINK DWELL LINKAGE MECHANISMS ON THE BASIS OF 5TH ORDER STRAIGHTENING POINTS

The paper is dedicated to the synthesis of the eight-link dwell linkage mechanisms using the special points on the coupler plane – 5th order straightening points. Two movable links of the mentioned mechanisms are cranks, and as shown in the paper, it allows synthesizing of the mechanisms with larger dwells of an output link in comparison with 6-links mechanisms.