

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-349-22>

УДК 621.924.7

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0002-9183-2771>

e-mail: markzalubovskiy@gmail.com

ПАНАСЮК ІГОР

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-6671-4266>

e-mail: panasjuk1961@gmail.com

КОШЕЛЬ СЕРГІЙ

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-7481-0186>

e-mail: a_koshel@ukr.net

КОШЕЛЬ ГАННА

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0003-1862-1553>

e-mail: a_koshel@ukr.net

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТАТИЧНО ВИЗНАЧЕНОГО ШАРНІРНОГО ПРОСТОРОВОГО МЕХАНІЗМУ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Розглянуто кінематичний ланцюг восьмиланкового шарнірного статично визначеного просторового механізму з обертальними та однією поступальною кінематичними парами, що лежить в основі галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності. Проведені аналітичні дослідження основних геометричних параметрів галтувальної машини. Визначено взаємозв'язок між відповідними геометричними параметрами восьмиланкового шарнірного статично визначеного просторового механізму галтувальної машини, що дає можливість визначати раціональні співвідношення довжин ланок механізму, зокрема між положенням кривошипу та амплітудою зворотно-поступального переміщення повзуна разом із ведучим валом машини. Отримано рівняння для можливості розрахунку амплітуди зворотно-поступального переміщення повзуна разом із ведучим валом машини. Отримані вирази, що дають можливість розраховувати максимальну та мінімальну відстань між осями ведучого та веденого валів машини при різних положеннях рухомих ланок. Отримані математичні залежності для можливості здійснення розрахунку основних конструктивних параметрів спеціальної конструкції приводу, що дозволяє реалізувати обертання ведучого валу машини з одночасним зворотно-поступальним переміщенням, з метою забезпечення кутів тиску в кінематичній парі повзун-напрямна в допустимих межах. Аналітичні дослідження геометричних параметрів та моделювання конструкції машини для обробки деталей здійснювалися із використанням системи автоматизованого проектування «SolidWorks 2021». Отримані математичні рівняння можуть бути успішно використані машинобудівними виробництвами на стадії проектування галтувальних типів обладнання з ємностями, що виконують складний просторовий рух.

Ключові слова: машина для обробки деталей, просторовий механізм, аналітичне дослідження.

ZALYUBOVSKIY MARK

Open International University of Human Development "Ukraine"

PANASYUK IGOR, KOSHEL SERHIY

Kyiv National University of Technology and Design

KOSHEL GANNA

Open International University of Human Development "Ukraine"

ANALYTICAL STUDY OF GEOMETRIC PARAMETERS OF STATIC DETERMINED HINGED SPATIAL MECHANISM OF A TUMBLING MACHINE

The kinematic chain of an eight-link articulated statically determined spatial mechanism with rotational and one translational kinematic pair, which underlies a tumbling machine with complex spatial motion of the working capacity, is considered. Analytical studies of the main geometric parameters of the tumbling machine have been carried out. The relationship between the corresponding geometric parameters of the eight-link articulated statically determined spatial mechanism of the tumbling machine has been determined, which makes it possible to determine rational ratios of the lengths of the mechanism links, in particular between the position of the crank and the amplitude of the reciprocating movement of the slider together with the drive shaft of the machine. An equation was obtained for the possibility of calculating the amplitude of the reciprocating movement of the slider together with the machine drive shaft. Expressions were obtained that make it possible to calculate the maximum and minimum distance between the axes of the driving and driven shafts of the machine at different positions of the moving links. Mathematical dependencies were obtained for the possibility of calculating the main design parameters of a special drive design that allows for the rotation of the machine drive shaft with simultaneous reciprocating movement, in order to ensure the pressure angles in the slider-guide kinematic pair within permissible limits. Analytical studies of geometric parameters and modeling of the design of the machine for processing parts were carried out using the "SolidWorks 2021" computer-aided design system. The obtained mathematical equations can be successfully used by machine-building industries at the stage of designing tumbling types of equipment with tanks that perform complex spatial movement.

Keywords: machine for processing parts, spatial mechanism, analytical study.

Постановка задачі

Технологічне обладнання, в основі якого використовуються шарнірні просторові механізми, успішно використовується у найрізноманітніших галузях промисловості. Невід'ємною сферою

використання такого обладнання є: легка та харчова промисловість, загальне машинобудування та автомобілебудування, а також хімічна та фармацевтична промисловість.

Специфікою використання шарнірних просторових механізмів є відсутність узагальнених підходів щодо можливості аналітичного дослідження їх з точки зору геометричних та конструктивних параметрів, оскільки кожен просторовий механізм має свої власні унікальні особливості. Таким чином, не можливо використовувати попередньо отримані математичні залежності для просторових механізмів, навіть, які мають схожі конструктивні особливості.

Особливо, якщо мова йде про розрахунок геометричних чи конструктивних параметрів просторових механізмів, у кінематичних ланцюгах, яких наявним є пасивний зв'язок. Наявність пасивного зв'язку значно ускладнює процес раціонального дослідження геометричних та конструктивних параметрів. Дослідженню геометричних та конструктивних параметрів таких шарнірних механізмів присвячені роботи [1 – 4].

Аналіз досліджень та публікацій

В цілому, з джерел [5 – 7] відомо, що просторові механізми успішно себе зарекомендували у обладнанні, яке використовується для процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин, а також у галтувальному обладнанні [8, 9], яке можна використовувати для таких технологічних операцій, як, наприклад, відділення полімерних чи металевих деталей від ливників, полірування поверхні виробів тощо.

Прикладом технологічного обладнання, в основі якого застосовується просторовий механізм, зокрема, з наявністю пасивного зв'язку є змішувач сипких дрібнодисперсних речовин з комерційною назвою «Turbula» [10]. Цей змішувач ще з 60-х років 20-го століття серійно виробляється швейцарською фірмою «Willy A. Bachofen AG» та застосовується переважно у хімічній та фармацевтичній промисловостях.

У праці [11] було здійснено синтез восьмиланкового статично визначеного шарнірного просторового механізму з подвійним ступенем рухомості, а також розроблено відповідну конструкцію галтувальної машини з двома ведучими ланками – ведучим валом та кривошипом, у якій робочий орган – робоча ємність здійснює складний просторовий рух, що доповнений обертанням навколо власної осі, тим самим сприяє інтенсифікації виконання галтувальних технологічних операцій. Для можливості успішного використання такої розробленої конструкції галтувальної машини необхідно провести відповідні аналітичні дослідження, які дадуть можливість отримати необхідні математичні залежності для розрахунку геометричних та конструктивних параметрів.

Роботи [12, 13] присвячені технологічним питанням використання галтувального обладнання, специфіки виконання відповідних технологічних операцій, режимів обробки, визначенню раціонального часу виконання технологічних операцій тощо.

Виділення невирішених частин. Не зважаючи на те, що у роботі [14] також було здійснено дослідження геометричних та конструктивних параметрів восьмиланкового просторового механізму, вони не можуть бути використані для конструкції машини, яка досліджується у даній статті, оскільки у роботі [14] у просторовому механізмі застосовуються виключно обертальні кінематичні пари, ведучий вал здійснює коливальне переміщення.

Не зважаючи на те, що попередньо було розроблено різноманіття конструкцій змішувачів та галтувальних машин зі статично визначеними просторовими механізмами, лишається значна кількість проблем та невирішених аспектів. Наприклад, деякі конструкції машин [15] мають вузьке технологічне застосування та придатні лише для окремих технологічних операцій.

Також синтезовані просторові механізми машин [16 – 18] із введенням у їх кінематичний ланцюг додаткових рухомих ланок (коромисло, кривошип). За рахунок додаткової рухомої ланки, вдається досягнути додаткового ефекту струшування робочого масиву при виконанні відповідних технологічних операцій. Однак, в зазначених конструкціях машин відсутня можливість вимкнути ефект додаткового струшування робочої ємності, разом із її наповненням, що утворюється внаслідок введення у кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки.

Формулювання цілі статті

Таким чином, актуальним питанням є аналітичне дослідження геометричних параметрів попередньо синтезованого статично визначеного шарнірного просторового механізму галтувальної машини зі ступенем рухомості рівним двом, а також дослідження геометричних параметрів спеціальної конструкції приводу, що забезпечує поєднання обертального та зворотно-поступального переміщення ведучого валу галтувальної машини.

Виклад основного матеріалу.

Дослідження геометричних параметрів синтезованого просторового механізму з аналітичної точки зору. У роботі [14] було здійснено синтез нового статично визначеного просторового механізму галтувальної машини, на основі синтезованого механізму розроблено конструкцію галтувальної машини з двома ведучими ланками. Кінематична схема машини представлена на рис. 1.

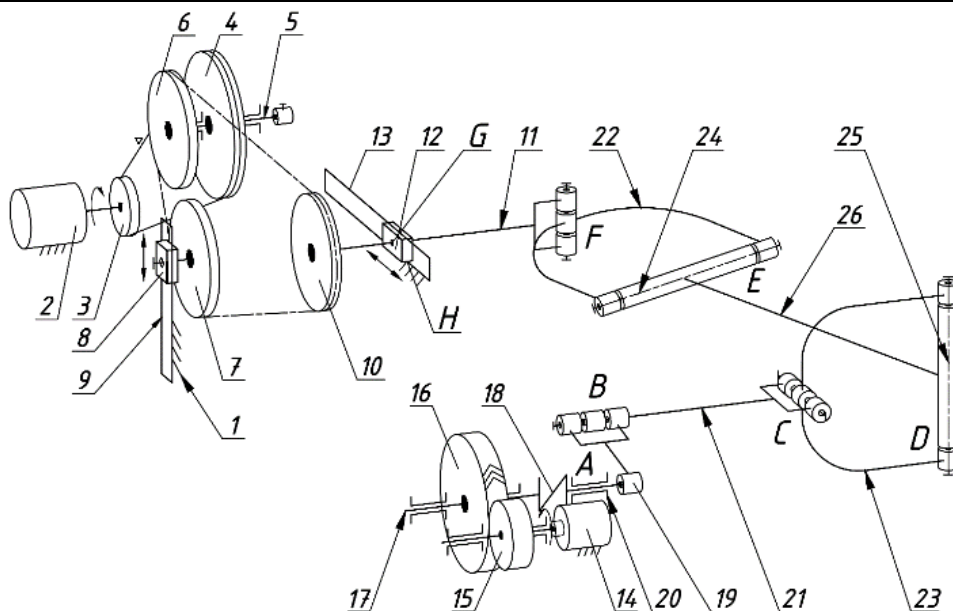


Рис. 1. Кінематична схема машини з синтезованим просторовим механізмом та приводом

На кінематичній схемі, що на рис. 1 позначені: станина 1, електричний двигун 2, ведучий шків 3 та ведений шків 4 клинопасової передачі, вал 5 основного приводу, ведуча зірочка 6, проміжна зірочка 7 та ведена зірочка 10 ланцюгової передачі, додатковий повзун 8, вертикальна напрямна 9, ведучий вал 11, основний повзун 12, горизонтальна напрямна 13, додатковий електродвигун 14, шестерня 15, зубчасте колесо 16, вал 17 додаткового приводу, муфта 18, кривошип 19, підшипникова опора 20, ведений вал 21, ведуча 22 та ведена 23 вилки, діаметрально взаємо перпендикулярні осі 24 і 25, робоча ємність 26.

Розпочнемо аналітичне дослідження просторового механізму, задавшись вихідними даними – необхідними геометричними параметрами, на обрання яких будуть впливати: кількість, тип та розмір деталей, які підлягають обробці, вид технологічної операції, яку можна реалізувати на даному обладнанні, а також інтенсивність її проведення. До таких геометричних параметрів віднесемо наступні: відстань між осями кріплення ведучої і веденої вилок – L_B , відстань між осями, якими закріплюється робоча ємність – L_{CMH} , міжосьова довжина кривошипу – L_K (прийняли, що $L_K = 0,4L_{вилки}$), довжини валів: ведучого та веденого – $L_{ведуч.в}$ та $L_{вед.в}$. Окрім того, забезпечимо виконання нерівності $L_{CMH} > L_B$, адже, отримуючись такої нерівності, конструкція машини з пасивним зв'язком, перестає функціонувати.

Під час експлуатації розробленої конструкції гальтувальної машини, враховуючи положення кривошипу 21 (як показано на рис. 3), повзун 12, спільно із ведучим валом 11, здійснюватиме зворотно-поступальне переміщення з амплітудою m , тим самим, утворюватиметься циклічна зміна відстані між вісями ведучого і веденого валів від максимального свого значення L_{MAX} до мінімального L_{MIN} .

Для відтворення симетричного вертикального руху робочої ємності 26, потрібно, щоб вісь обертання кривошипу 21 лежала перебувала у горизонтальній площині, котра співпадає з серединою горизонтальної напрямної 13 станини 1.

При проектуванні даної гальтувальної машини важливо мати змогу визначити амплітуду m зворотно-поступального переміщення повзуна 12, спільно із ведучим валом 11. У свою чергу, амплітуда m розраховується, як різниця між максимальною L_{MAX} та мінімальною L_{MIN} відстанями, утвореними між осями валів:

$$m = L_{MAX} - L_{MIN}. \quad (1)$$

Для можливості отримання виразу за яким можна буде розрахувати значення L_{MAX} розглянемо конструкцію машини, коли кривошип 21 прийме вертикальне положення, а кінематична пара В «ведений вал-кривошип» буде розташована нижче (або вище) від кінематичної пари А «кривошип-станина». Фронтальна і горизонтальна проекції машини у проективному зв'язку при зазначеному положенні рухомих ланок, представлені на рис. 2 (позиції на рис. 2 відповідають представленим позиціям на рис. 1).

Попередньо у працях [14, 19], для подібної конструкції машини, були отримані вирази для розрахунку L_{MAX} і L_{MIN} . Але їх неможливо використати у даному випадку, оскільки у [14] досліджувався конструктивно інший просторовий механізм, зокрема, він мав один ступінь рухомості загальну кількість рухомих ланок, що дорівнювала семи. Головна відмінність даних двох конструкцій полягає в тому, що в роботі [14, 19], при аналогічному положенні рухомих ланок, робоча ємність буде проектуватися в натуральну величину на горизонтальну площину.

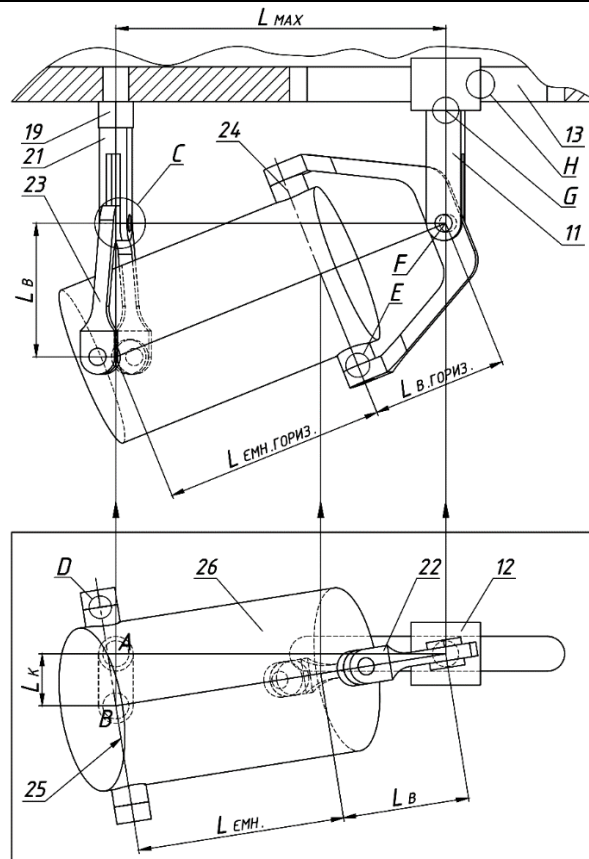


Рис. 2. Фронтальна та горизонтальна проекції машини

Приймаючи до уваги відмінності у будові машин, а також геометричні побудови на рис. 3, запишемо рівняння для можливості визначення L_{MAX} :

$$L_{MAX} = \sqrt{(L_{CMH.GORIZ.} + L_{B.GORIZ.})^2 - L_B^2}, \quad (2)$$

де $L_{CMH.GORIZ.}$ – відстань, в горизонтальній проекції, між осями, якими закрплена робоча ємність з вилками, $L_{B.GORIZ.}$ – відстань між перпендикулярними осями кріплення ведучої або веденої вилки в горизонтальній проекції.

Щоб визначити значення $L_{CMH.GORIZ.}$ та $L_{B.GORIZ.}$ в горизонтальній проекції, проаналізуємо геометричну побудову на фронтальній проекції машини на рис. 3. Виходячи з геометричних міркувань, отримали вираз:

$$L_{CMH.GORIZ.} + L_{B.GORIZ.} = \sqrt{(L_{CMH.} + L_B)^2 - L_K^2}. \quad (3)$$

Запишемо формулу (2) з урахуванням (3):

$$L_{MAX} = \sqrt{(L_{CMH.} + L_B)^2 - L_K^2 - L_B^2}. \quad (4)$$

У праці [14, 19] представлена формула для розрахунку L_{MIN} . Адаптуємо наведений у праці [14] вираз для можливості розрахунку L_{MIN} , при цьому, враховуючи конструктивні особливості синтезованого механізму галтувальної машини. Для цього розглянемо рис. 3, де представлено конструкцію машини, у положенні, коли робоча ємність на фронтальну площину проектується в натуральну величину.

Виходячи з геометричних міркувань, а також приймаючи до уваги результати досліджень, які представлені у праці [14], запишемо рівняння для можливості розрахунку відстані $L_{X.CMH}$, утвореної в проекції на фронтальну площину між віссю обертання кінематичної пари B «ведений вал-кривошип» та віссю ведучого валу 11 (кінематична пара G «ведучий вал-повзун»).

$$L_{X.CMH} = \sqrt{L_{CMH.}^2 + 4L_X^2}, \quad (5)$$

де L_X – відстань у фронтальній проекції між віссю робочої ємності 26 та віссю ведучого валу 11. Методика визначення відстані L_X представлена у роботі [20]. Відповідно, довжина L_X буде визначатися так:

$$L_X = L_B \cdot \cos 45^\circ. \quad (6)$$

Запишемо вираз (5) з урахуванням (6):

$$L_{X.CMH} = \sqrt{L_{CMH.}^2 + 4(L_B \cdot \cos 45^\circ)^2}. \quad (7)$$

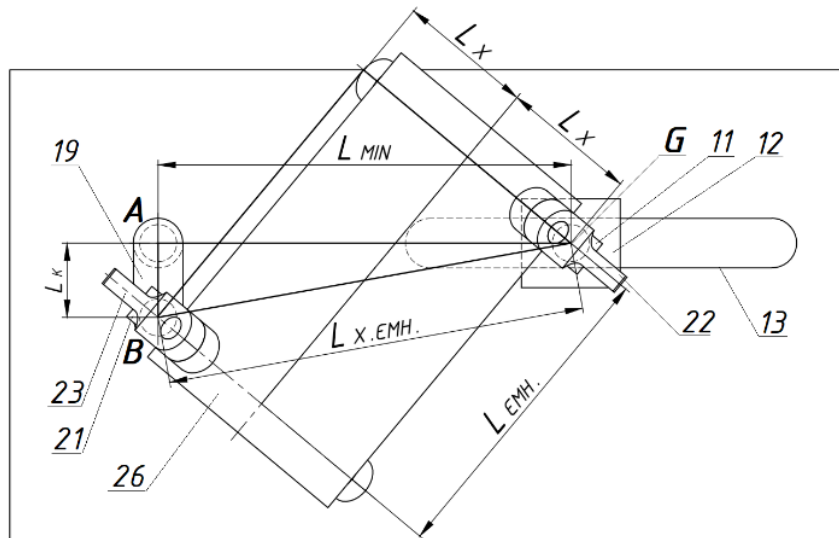


Рис. 3. Конструкція машини, у положенні, коли робоча смість проєктується в натуральну величину на фронтальну площину

Враховуючи міжосьову довжину кривошипу L_K , отримаємо вираз для визначення L_{MIN} :

$$L_{MIN} = \sqrt{L_{Х.ЕМН.}^2 - L_K^2}. \quad (8)$$

Запишемо рівняння (8), враховуючи вираз (7):

$$L_{MIN} = \sqrt{L_{ЕМН.}^2 + 4(L_B \cdot \cos 45^\circ)^2 - L_K^2}. \quad (9)$$

Таким чином, рівняння (1), враховуючи вирази (4) та (9), буде мати наступний вигляд:

$$m = \sqrt{(L_{ЕМН.} + L_B)^2 - L_K^2 - L_B^2} - \sqrt{L_{ЕМН.}^2 + 4(L_B \cdot \cos 45^\circ)^2 - L_K^2}. \quad (10)$$

Рівняння (10), залежно від геометричних параметрів відповідних ланок, дозволяє розрахувати амплітуду m зворотно-поступального переміщення повзуна 12, спільно із ведучим валом 11 вздовж горизонтальної напрямної 13 при тому положенні ланок, коли кривошип 21 приймає вертикальне положення, а кінематична пара B «ведений вал-кривошип» розташовується нижче (або вище) від кінематичної пари A «кривошип-станина».

Під час функціонування досліджуваної конструкції гальувальної машини можна виокремити наступні 3 положення кривошипу 19, при котрих повзун 12, разом із ведучим валом 11, зможе перебувати у своїх крайніх двох положеннях. Для такого кожного положення кривошипу 19 можна встановити амплітуду m зворотно-поступального переміщення повзуна 12, спільно із ведучим валом 11. При чому, амплітуда m , при кожному відповідному положенні кривошипу 19, буде мати відмінну величину.

Можливість точного розрахунку амплітуда m при відповідному положенні кривошипу 19 є важливим аспектом у процесі конструювання конструкції машини, яка розглядається та визначає вихідні умови для подальшого проектування приводу машини.

Розрахунок амплітуди m для одного з трьох положень кривошипу (кінематична пара B «ведений вал-кривошип» буде розташована нижче (або вище) від кінематичної пари A «кривошип-станина») вже здійснено, отримано відповідне рівняння (10).

Розглянемо два інші положення кривошипу:

✓ Кривошип 19 знаходиться у горизонтальному положенні, а кінематична пара B «ведений вал-кривошип» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари A «кривошип-станина» (рис. 4, а).

✓ Кривошип 19 знаходиться у горизонтальному положенні, а кінематична пара B «ведений вал-кривошип» розташована з правого боку відносно кінематичної пари A «кривошип-станина» (рис. 4, б).

Для можливості розрахунку амплітуди $m_{1(2)}$ переміщення повзуна, при відповідних положеннях рухомих ланок, аналогічно до виразу (1) запишемо формулу:

$$m_{1(2)} = L_{MAX1(2)} - L_{MIN1(2)}. \quad (11)$$

Розглянемо геометричну побудову у горизонтальній проєкції, що представлено на рис. 5, запишемо рівняння, за яким можна розрахувати максимальну L_{MAX1} відстань між осями ведучого та веденого валів:

$$L_{MAX1} = L_{CF,гориз.} - L_K, \quad (12)$$

де $L_{CF,гориз.}$ – відстань, у горизонтальній проєкції, між оберальною кінематичною парою C «ведена вилка-ведений вал» та оберальною кінематичною парою F «ведучий вал-ведуча вилка», можна визначити наступним чином:

$$L_{CF,гориз.} = \sqrt{(L_B + L_{ЕМН.})^2 - L_B^2}. \quad (13)$$

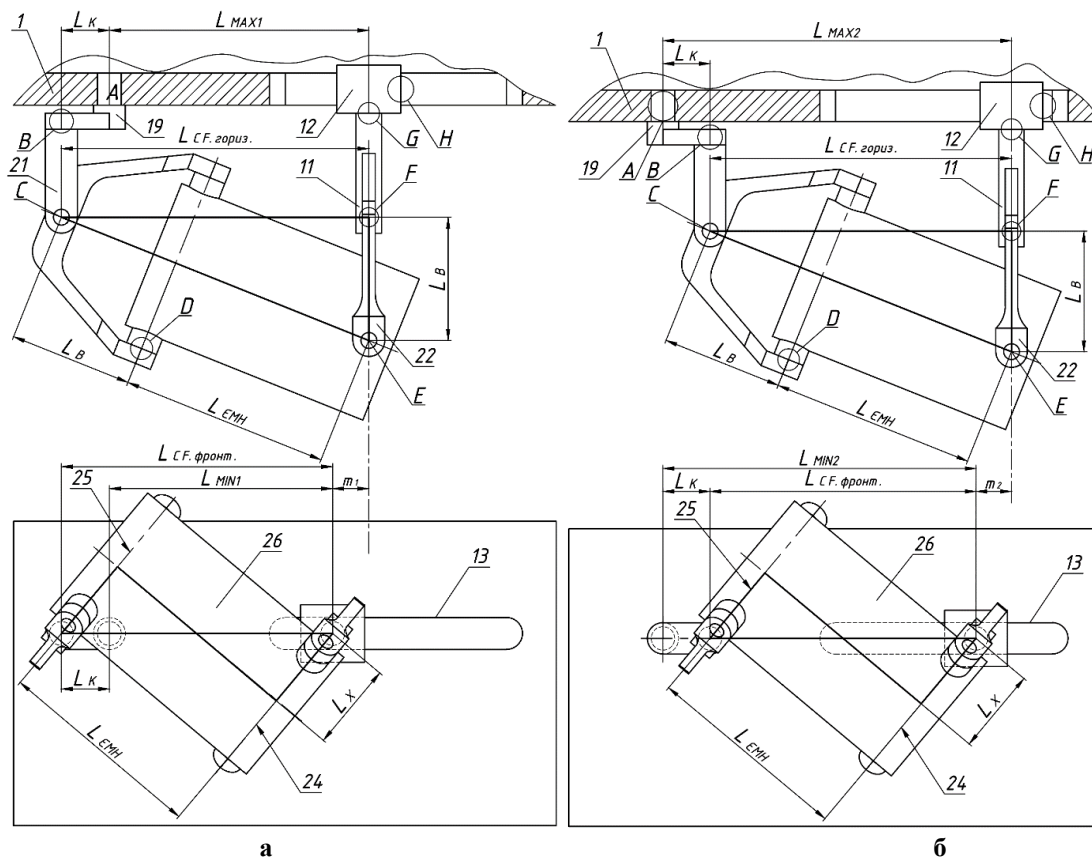


Рис. 4. Положення рухомих ланок машини, при якому:

- а – кривошип знаходиться у горизонтальному положенні, а кінематична пара В «ведений вал-кривошип» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «кривошип-станина»;
 б – кривошип знаходиться у горизонтальному положенні, а кінематична пара В «ведений вал-кривошип» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «кривошип-станина»

Запишемо вираз (12) з урахуванням (13):

$$L_{MAX1} = \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2} - L_K. \quad (14)$$

З геометричної побудови у фронтальній проекції, що на рис. 5, запишемо рівняння, що дозволяє розрахувати мінімальну L_{MIN1} відстань між осями ведучого та веденого валів:

$$L_{MIN1} = L_{CF.фронт.} - L_K, \quad (15)$$

де $L_{CF.фронт.}$ – відстань, у фронтальній проекції, між кінематичними парами С «ведена вилка-ведений вал» та F «ведучий вал-ведуча вилка». $L_{CF.фронт.}$ можна розрахувати, взявши до уваги вираз (6):

$$L_{CF.фронт.} = \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (16)$$

Запишемо вираз (15) з урахуванням (16):

$$L_{MIN1} = \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2} - L_K, \quad (17)$$

Підставимо значення виразів (14) та (17) у рівняння (11).

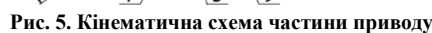
$$m_{1(2)} = \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2} - \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (18)$$

Рівняння (18), аналогічно буде актуальним для розрахунку амплітуди m .

Розробка спеціальної конструкції приводу, яка буде забезпечувати обертання ведучого валу одночасно з його зворотно-поступальним переміщенням. За рахунок конструктивних особливостей розробленої галтувальної машини, виникає необхідність передавати крутний момент на ведучий вал 11, який встановлений рухомо у підшипнику повзуна 12 й одночасно буде здійснювати зворотно-поступальне переміщення вздовж горизонтальної напрямної. Таким чином, було розроблено відповідний привод. Кінематична схема приводу також наведена на рис. 1.

Повзуни 8 та 12 приводу за один повний оберт ведучого валу 11 здійснюють 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж напрямних 9 та 13, відповідно. Такі зворотно-поступальні переміщення повзунів 8 та 12 разом із ведучим валом машини фактично забезпечує ланцюгова передача. Детальна кінематична схема частини приводу із ланцюговою передачею наведена на рис. 5.

Спочатку, на основі попередньої частини, де здійснювалося дослідження геометричних параметрів синтезованого просторового механізму з аналітичної точки зору, сформулюємо вираз для можливості розрахунку амплітуди M зворотно-поступального переміщення повзуна 12 та веденої зірочки 10.


$$L_{MAX2} = \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2} + L_K. \quad (19)$$
$$M = L_{MAX2} - L_{MIN1}. \quad (20)$$
$$M = \sqrt{(L_B + L_{\epsilon MH})^2 - L_B^2} + 2L_K - \sqrt{L_{\epsilon MH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (21)$$
$$\alpha \left(\frac{0,5 \cdot M_{MIN} + M}{H_{MIN}} \right)_{max} \quad (22)$$
$$H_{MIN} = \frac{0,5 \cdot M_{MIN} + \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2} + 2LK - \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}}{tg \alpha_{max}} \quad (23)$$
$$S = 2\pi R + M_{MIN} + M + Q_1 + Q_2, \quad (24)$$

Herald of Khmelnytskyi national university, Issue2, 2025 (349)

На основі геометричних міркувань, отримали рівняння, які дають можливість визначити значення Q_1 та Q_2 :

$$Q_1 = \sqrt{0,25M_{MIN}^2 + H_{MIN}^2} \quad (25)$$

$$Q_2 = \frac{0,5 \cdot M_{MIN} + M}{\sin \alpha_{max}} \quad (26)$$

Вираз (25), враховуючи рівняння (23) буде мати наступний вигляд:

$$Q_1 = \sqrt{0,25M_{MIN}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot M_{MIN} + \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2 + 2L_K - \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}}}{\operatorname{tg} \alpha_{max}} \right)^2} \quad (27)$$

Далі, у вираз (24) підставимо рівняння (26) та (27):

$$S = 2\pi R + M_{MIN} + M + \frac{0,5 \cdot M_{MIN} + M}{\sin \alpha_{max}} \sqrt{0,25M_{MIN}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot M_{MIN} + \sqrt{(L_B + L_{CMH})^2 - L_B^2 + 2L_K - \sqrt{L_{CMH}^2 + 4(L_B \cos 45^\circ)^2}}}{\operatorname{tg} \alpha_{max}} \right)^2} \quad (28)$$

Також довжина ланцюга S може бути визначена альтернативним шляхом, приймаючи до уваги геометричну побудову, що утворюється тоді, коли ведена зірочка 10 буде знаходитися в крайньому лівому положенні:

$$S = 2\pi R + M_{MIN} + 2Q_{MAX}, \quad (29)$$

де Q_{MAX} – відстань між центрами обертання ведучої зірочки 6 та проміжної зірочки 7, у випадку, коли ведена зірочка 10 буде знаходитися у крайньому лівому положенні.

Вираз (29), після того, як виразили з нього Q_{MAX} , буде мати вигляд:

$$Q_{MAX} = \frac{S - 2\pi R - M_{MIN}}{2}. \quad (30)$$

Рівняння, за якими можна визначити мінімальне значення кута тиску α_{min} в поступальній кінематичній парі повзуна 8 та вертикальної напрямної 9, а також максимальну відстань H_{MAX} , утворену між центром обертання проміжної зірочки 7 та прямою M_{MIN} :

$$\alpha \arcsin \frac{0,5 \cdot M_{MIN}}{Q_{MAX} \sin} \quad (31)$$

$$H_{MAX} = Q_{MAX} \cos \alpha_{min} \quad (32)$$

Рівняння (32), враховуючи вирази (30) та (31) буде мати такий вигляд:

$$H_{MAX} = \frac{S - 2\pi R - M_{MIN}}{2} \cos \left(\arcsin \frac{0,5 \cdot M_{MIN}}{Q_{MAX}} \right). \quad (33)$$

Також, для можливості розрахунку H_{MAX} можна використовувати наступний вираз:

$$H_{MAX} = \sqrt{0,25((S - 2\pi R - M_{MIN})^2 - M_{MIN}^2)}. \quad (34)$$

Таким чином, отримані рівняння (33) і (34) дозволяють визначити максимальну відстань H_{MAX} з врахуванням необхідних геометричних параметрів.

Висновки

1. На основі аналітичного методу отримані математичні рівняння, які дають можливість розраховувати основні геометричні та конструктивні особливості попередньо розробленої конструкції галтувальної машини. Окрім того, отримані математичні рівняння для розрахунку конструктивних параметрів шарнірної складової приводу машини.

2. Встановлено заємозв'язок між різними геометричними параметрами просторового восьмигранкового механізму, що дає можливість визначати раціональні співвідношення довжин його ланок. Дані залежності можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

3. Розроблено спеціальну конструкцію приводу, що дозволяє реалізувати обертання ведучого валу машини з одночасним зворотно-поступальним переміщенням, отримані математичні залежності для розрахунку основних конструктивних параметрів приводу з метою забезпечення кутів тиску в кінематичній парі повзун-напрямна в допустимих межах.

Література

1. Antonyuk E.Ya. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model / E.Ya. Antonyuk, V.A. Sakharov, N.I. Koval' // Int. Appl. Mech. – 2010. – 46, N 9. – P. 1039 – 1049.
2. Antonyuk E.Ya. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles / E.Ya. Antonyuk, A.T. Zabuga // Int. Appl. Mech. – 2016. – 52, N 4. – P. 404 – 412.
3. Залюбовський М. Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев – К.: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
4. Bhoite K. Schatz Mechanism with 3D-Motion Mixer-A Review. / K. Bhoite, G.M. Kakandikar, V.M. Nandedkar // Materialstoday: proceedings. – 2015, Vol. 2. – P. 1700-1706.
5. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантереїній промисловості. – Хмельницький: ХНУ, 2007. – 255 с.

6. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of TurbulaMixer Motion using Positron Emission Particle Tracking / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences. – 2010, Vol. 59 (3). – P. 217-238.
7. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula mixer / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt // Powder Technology. – 2011, Vol. 212. – P. 17-24.
8. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – P. 260-264.
9. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №2 (144). – С. 24-32.
10. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2025 [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wab-group.com/en/mixing-technology/products/> (дата відвідування: 13.01.2025).
11. Залюбовський М.Г. Синтез статично визначеного шарнірного просторового механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, О.С. Кошель // Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, – 347. -№1, - С.77-83.
12. Marigo M. Application of Positron Emission Particle Tracking (PEPT) to validate a Discrete Element Method (DEM) model of granular flow and mixing in the Turbula mixer. / M. Marigo, M. Davies, T. Leadbeater, D.L. Cairns, A. Ingram, E.H. Stitt // International journal of pharmaceutics. – 2013, Vol. 446 (1-2). – P. 46-58.
13. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75.
14. Zalyubovskii M. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine / M. Zalyubovskii, I. Panasyuk, S. Koshel, O. Koshel, L. Akimova // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, issue 3, 42 – 49.
15. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772.
16. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64.
17. Zalyubovskiy M. G. Design parameters of the four-link hinged mechanism of barreling machine drive / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', D.O. Lychov // International Applied Mechanics, 58, No. 6, November 2022, 725 – 731.
18. Zalyubovskiy M. G. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 57, No. 4, July 2021, 466 – 476.
19. Залюбовський М.Г. Параметричний синтез статично визначених просторових механізмів галтувальних машин / М.Г. Залюбовський, О.О. Заїка, О.С. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2024. – №1 (331). – С. 347 – 355.
20. Пищиков В.О. Проектування швейних машин: навчальний посібник для ВНЗ за спеціальністю "Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування" / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський – К.: Видавничо-поліграфічний дім "Формат". – 2007. – 320 с.

References

1. Antonyuk E.Ya. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model / E.Ya. Antonyuk, V.A. Sakhamov, N.I. Koval' // Int. Appl. Mech. – 2010. – 46, N 9. – P. 1039 – 1049.
2. Antonyuk E.Ya. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles / E.Ya. Antonyuk, A.T. Zabuga // Int. Appl. Mech. – 2016. – 52, N 4. – P. 404 – 412.
3. Zaliubovskiy M. H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosteï dlia obrobky polimernykh detalei: monografii / M. H. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, V. V. Malyshev – K.: Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.
4. Bhoite K. Schatz Mechanism with 3D-Motion Mixer-A Review. / K. Bhoite, G.M. Kakandikar, V.M. Nandedkar // Materialstoday: proceedings. – 2015, Vol. 2. – P. 1700-1706.
5. Burmistenkov O.P. Vyrobnystvo lytykh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vztittivii ta shkirhalanceinii promyslovosti. – Khmelnytskyi: KhNU, 2007. – 255 c.
6. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of TurbulaMixer Motion using Positron Emission Particle Tracking / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences. – 2010, Vol. 59 (3). – P. 217-238.
7. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula mixer / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt // Powder Technology. – 2011, Vol. 212. – P. 17-24.

8. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – P. 260-264.
9. Zaliubovskiy M.H. Eksperymentalne doslidzhennia vplyvu heometrii metalevykh vidlyvok detalei zamka «blyskavka» na osoblyvosti yikh obrobky v haltuvalnii mashyni / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – 2020. – №2 (144). – S. 24-32.
10. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbulent Motion using Positron Emission Particle Tracking / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences. – 2010, Vol. 59 (3). – P. 217-238.
11. Zaliubovskiy M.H. Syntez statychno vyznachenoho sharnirovoho prostorovoho mekhanizmu haltuvalnoi mashyny / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, S.O. Koshel, O.S. Koshel // Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, – 347. – №1, – C.77-83.
12. Marigo M. Application of Positron Emission Particle Tracking (PEPT) to validate a Discrete Element Method (DEM) model of granular flow and mixing in the Turbulent mixer. / M. Marigo, M. Davies, T. Leadbeater, D.L. Cairns, A. Ingram, E.H. Stitt // International journal of pharmaceutics. – 2013, Vol. 446 (1-2). – P. 46-58.
13. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75.
14. Zalyubovskii M. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine / M. Zalyubovskii, I. Panasyuk, S. Koshel, O. Koshel, L. Akimova // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, issue 3, 42 – 49.
15. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772.
16. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64.
17. Zalyubovskiy M. G. Design parameters of the four-link hinged mechanism of barreling machine drive / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', D.O. Lychev // International Applied Mechanics, 58, No. 6, November 2022, 725 – 731.
18. Zalyubovskiy M. G. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 57, No. 4, July 2021, 466 – 476.
19. Zaliubovskiy M.H. Parametrychnyi syntez statychno vyznachenikh prostorovykh mekhanizmiv haltuvalnykh mashyn / M.H. Zaliubovskiy, O.O. Zaika, O.S. Koshel, H.V. Koshel // Herald Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky – 2024. – №1 (331). – S. 347 – 355.
20. Pischikov V.O. Proektuvannya shveytnykh mashin: navchalnyi posibnik dlya VNZ za spetsial'nistyu "Obladnannya legkoyi promyslovosti ta pobutovogo obslugovuvannya" / V.O. Pischikov, B.V. Orlovskiy – K.: Vidavnicho-polligrafichnyi dlm "Format". – 2007. – 320 s.