

М.Г.Залюбовський¹, І.В.Панасюк²,
С.О.Кошель², Д.О.Личов¹

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ
ЧОТИРИЛАНКОВОГО ШАРНІРНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ
ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

¹Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»,
вул. Львівська, 23, Київ, Україна; e-mail: markzalubovskiy@gmail.com

²Київський національний університет технологій та дизайну,
вул. Немировича-Данченка, 2, Київ, Україна; e-mail: panasjuk.i@knuutd.com.ua

Abstract. Analytical studies of a rolling machine in which the working capacity performs a complex spatial movement have been carried out. A special design of the drive of the rolling machine has been developed, which ensures the implementation of the necessary law of change in the angular speed of the drive shaft, which creates conditions for the same intensity of movement of the technological medium between the opposite ends of the container in opposite directions and the formation of one mode of movement throughout the entire process of processing parts. The synthesis of the hinged component of the drive was carried out taking into account the values of pressure angles in kinematic pairs.

Key words: rolling machine, joint mechanism, drive, working capacity.

Вступ.

На даний час галтувальні машини знайшли своє застосування в багатьох галузях промисловості. Таким способом обробляють деталі, використання яких не потребує дотримання їх розмірів за умовами високої точності, а якість їх обробки можна визначити на основі органолептичного методу. Наприклад, у легкій промисловості так обробляються більшість фурнітурних деталей після лиття [2, 7] та ті, що пройшли механічну обробку [14]: шліфуються та поліруються поверхні гудзиків [3], відділяються від ливників металеві деталі замка «блискавка» [6], обробляються полімерні деталі взуття, а саме: підбори, набійки, задники підошви. Таким же способом піддаються обробці різноманітні деталі, які використовуються у різних галузях машинобудування та приладобудування. Наприклад, очищаються від продуктів корозії різні металеві деталі, тощо. Аналогічні типи обладнання з рухомими ємностями з різним характером руху застосовуються і для змішування дрібнодисперсних сипких речовин [16, 17].

Для усіх вищезгаданих технологічних операцій використовуються різні типи галтувального обладнання [5]. Деякі типи обладнання [9] є застарілими та малоефективними, інші [12, 13] використовуються для «вузького» спектру технологічних операцій. Одним з найбільш перспективних типів обладнання вважаються машини зі складним просторовим рухом робочих ємностей [18, 19].

Зокрема, таким типом обладнання є конструкція машини типу «Turbula» зі складним просторовим рухом робочої ємності, яка була розроблена у 1966 році швейцарською фірмою Willy A. Bachofen (WAB) [21]. У подальшому будемо називати цю конструкцію «базова». Робоча ємність такої машини переміщується одночасно відносно трьох перпендикулярних площин, а також обертається навколо власної осі.

«Базова» конструкція машини утворює собою просторовий шарнірний механізм з обертальними кінематичними парами, що зі структурної точки зору являє собою подвійну шарнірну карданну передачу [11], кут між осями якої становить 180° (по 90° на кожен кардан). У механізмі наявним є один пасивний зв'язок [15].

Відомо [5], що властивістю такої карданної передачі «базової» конструкції галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності є нерівномірне обертання веденого валу при сталій кутовій швидкості ведучого. При сталій кутовій швидкості ведучого валу машини ведений вал буде обертатися з нерівномірною кутовою швидкістю, причому, коефіцієнт нерівномірності обертання веденого валу становитиме $\delta = 1,5$ [11].

Раніше проведеними дослідженнями [20] було встановлено, що нерівномірне обертання веденого валу «базової» конструкції галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності буде призводити до просторового переміщення торців робочої ємності з різною інтенсивністю. Частина робочої ємності, кінематично з'єднана з веденою вилкою, буде циклічно різко прискорюватися та сповільнятися, на відміну від протилежної частини робочої ємності, яка кінематично з'єднана з ведучим валом та виконує рівномірне переміщення. Усе це призводить до того, що сипкий масив внаслідок швидкої зміни орієнтації частини ємності в просторі буде переміщатися між протилежними торцями робочої ємності з різною інтенсивністю при сталій кутовій швидкості ведучого валу. Таким чином, при переміщенні сипкого масиву у протилежних напрямках ємності будуть одночасно проявлятися ознаки як водоспадного, так і каскадного режимів руху сипкого масиву, що, в цілому, буде негативно впливати на ефективність виконання галтувальних технологічних операцій.

Окрім того, різка зміна орієнтації одного з торців робочої ємності у просторі здатна викликати «удар» по оброблюваних деталях, призвести до зниження інтенсивності галтувальних технологічних процесів обробки деталей, особливо при високих кутових швидкостях ведучого валу. У результаті сфера використання «базової» конструкції галтувальної машини значно звужується.

У той само час, у роботі [4] встановлено закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини, реалізація якого буде забезпечувати однакову інтенсивність руху сипкого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках та утворення одного режиму руху впродовж усього процесу обробки деталей.

В даній роботі на основі аналітичних досліджень та за допомогою САПР Solid Works, розроблено спеціальну конструкцію приводу машини з кривошипно-кулісним механізмом, що дозволить реалізувати отриманий закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини.

§1. Розроблення конструкції приводу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, що містить кривошипно-кулісний механізм.

Для створення відповідних технологічних умов, які представлені вище, «базову» конструкцію галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності, модель якої представлено на рис. 1, оснащують спеціальним приводом [8], що містить кривошипно-кулісний механізм. Кінематична схема галтувальної машини, що містить спеціальний привод, представлена на рис. 2.

Машини містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 з'єднаний з ведучим кривошипом-кулісою 5 кривошипно-кулісного механізму, кулісний камінь 6, який рухається по напрямній 7 кривошипу-куліси 5, кінематично з'єднаний з веденим кривошипом 8, що також з'єднаний з ведучою зірочкою 9 ланцюгової передачі, ведена зірочка 10 закріплена на ведучому валу 11 машини. Ведучий 11 та ведений 12 вали закріплені в підшипникових опорах 13 та 14,

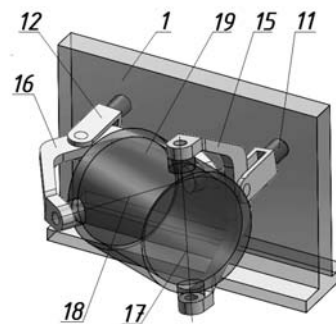


Рис. 1

відповідно, а також з'єднані з вилками 15 та 16, відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні осі яких 17 та 18 являються осями кріплення робочої ємності 19. $\omega_{\text{ведуч}} -$ кутова швидкість ведучого валу; $\omega_2 -$ кутова швидкість веденого кривошипу; $\omega_1 -$ кутова швидкість ведучого кривошипу; $\omega_{\text{серед}} -$ середнє значення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини.

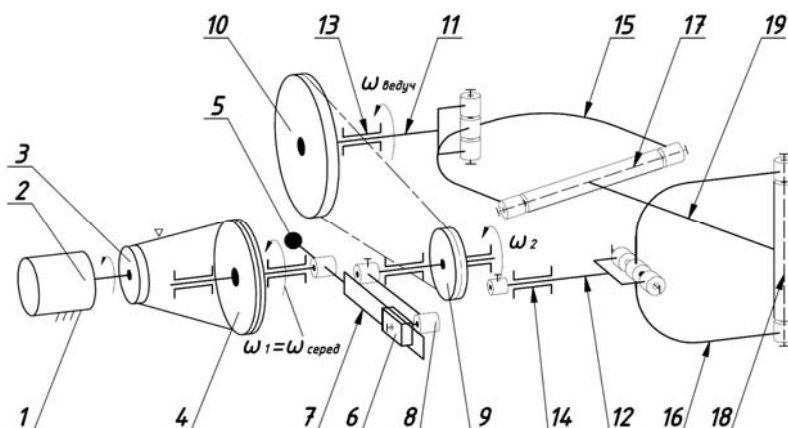


Рис. 2

Отриманий раніше необхідний закон зміни кутової швидкості ведучого валу [4] можна реалізувати за рахунок використання чотириланкового шарнірного кривошипно-кулісного механізму 2-го класу, 2-го порядку, 2-го виду (1кл→2кл2пор2вид) з ведучою ланкою кривошипом-кулісою [1]. Структурна схема плоского чотириланкового шарнірного кривошипно-кулісного механізму представлена на рис. 3.

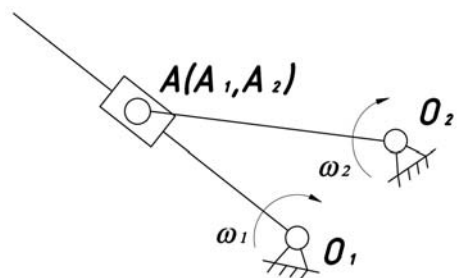


Рис. 3

На схемі механізму (рис. 3) представлені такі елементи: $O_1A -$ ведучий кривошип-куліса; $O_2A -$ ведений кривошип; $A -$ кулісний камінь; $A_1 -$ поступальна кінематична пара; $A_2 -$ оберտальна кінематична пара;

$O_1, O_2 -$ центри обертання відповідних кривошипів.

Проведемо синтез кривошипно-кулісного механізму, який входить у склад приводу, забезпечивши раціональні співвідношення довжин його ланок для того, щоб був реалізований необхідний закон зміни кутової швидкості [4]. Побудуємо кінематичну схему кривошипно-кулісного механізму з розмірами ланок обраними довільно у 12-ти положеннях. Схема представлена на рис. 4.

Під час синтезу плоского шарнірного кривошипно-кулісного механізму необхідно приймати до уваги отриманий закон зміни кутової швидкості ведучого валу:

$$\omega_{\text{ведуч}} = \omega_{\text{серед}} - \omega_{\text{ампл}} \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right), \quad (1.1)$$

де $\varphi -$ кут повороту ведучого валу машини, [рад]; $\omega_{\text{ампл}} -$ амплітуда зміни кутової швидкості ведучого валу машини; $\omega_{\text{серед}} -$ середнє значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідає сталій кутовій швидкості ведучого кривошипу куліси ω_1 .

$$V_{O_2A} = V_{O_1A}. \quad (1.4)$$

Визначимо лінійну швидкість V_{O_1A} :

$$V_{O_1A} = \omega_1 \cdot l_{O_1A}, \quad (1.5)$$

де $\omega_{\text{серед}}$ – значення рівномірної кутової швидкості обертання кривошипу-куліси.

l_{O_1A} – відстань від центру обертання кривошипу-куліси до місця знаходження кінематичної пари кулісного каменя для будь-якого положення механізму. l_{O_1A} можливо визначити на основі теореми косинусів, розглядаючи умовний трикутник O_1O_2A , утворений ланками кривошипно-кулісного механізму в кожному його положенні:

$$l_{O_1A}^2 = l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A). \quad (1.6)$$

$$l_{O_1A} = \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}. \quad (1.7)$$

Підставимо вираз (1.7) у рівняння (1.5):

$$V_{O_1A} = \omega_1 \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}. \quad (1.8)$$

Далі запишемо рівняння (1.3) з урахуванням виразу (1.8) та отримаємо загальне рівняння для визначення миттєвого значення кутової швидкості веденого кривошипу ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}}{l_{O_2A}}. \quad (1.9)$$

Для визначення відстані l_{O_1A} у 6-му положенні механізму можна записати наступний вираз:

$$l_{O_1A} = l_{O_1O_2} + l_{O_2A}. \quad (1.10)$$

Підставимо значення формули (1.9) у вираз (1.4):

$$V_{O_1A} = \omega_1 (l_{O_1O_2} + l_{O_2A}). \quad (1.11)$$

Приймаючи до уваги рівність лінійних швидкостей (1.4), рівняння для визначення максимального значення кутової швидкості веденого кривошипу $\omega_{2(\text{max})}$ у 6-му положенні механізму, за рахунок підстановки виразу (1.11) у рівняння (1.3), буде мати вигляд:

$$\omega_{2(\text{max})} = \frac{\omega_1 (l_{O_1O_2} + l_{O_2A})}{l_{O_2A}}. \quad (1.12)$$

Вподальшому використовувались наступні вихідні дані: середнє значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідає сталій кутовій швидкості ведучого кривошипу куліси ω_1 , необхідне максимальне значення кутової швидкості веденого кривошипу $\omega_{2(\text{max})}$, а також, довільно прийняту довжину веденого кривошипу l_{O_2A} . Після чого із рівняння (1.12) виразили значення $l_{O_1O_2}$:

$$l_{O_1O_2} = \frac{\omega_{2(\text{max})} \cdot l_{O_2A}}{\omega_1} - l_{O_2A}. \quad (1.13)$$

Підставивши усі вихідні дані у вираз (1.13), отримаємо необхідну відстань між осями обертання ведучого та веденого кривошипів, яка буде забезпечувати утворення

максимального значення кутової швидкості у 6-му положенні механізму на веденому кривошипі.

Для того, щоб переконатися, що при обчисленні, згідно виразу (1.13), відстані між осями обертання ведучого та веденого кривошипів $l_{O_1O_2}$ забезпечуватиметься досягнення мінімального значення кутової швидкості веденого кривошипу в 12-му положенні механізму, запишемо вираз для визначення мінімальної миттєвої кутової швидкості веденого кривошипу в 12-му положенні механізму за вже аналогічним принципом.

Подібно до рівняння (1.3) миттєве мінімальне значення кутової швидкості веденого кривошипу визначатиметься як:

$$\omega_{2(\min)} = \frac{V_{O_2A}}{l_{O_2A}}. \quad (1.14)$$

Визначимо лінійну швидкість:

$$V_{O_2A} = V_{O_1A} = \omega_1 l_{O_1A}. \quad (1.15)$$

Визначасмо відстань l_{O_1A} для 12-го (0-го) положення механізму:

$$l_{O_1A} = l_{O_2A} - l_{O_1O_2}. \quad (1.16)$$

Підставимо значення виразу (1.16) у вираз (1.15), отримаємо:

$$V_{O_1A} = \omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2}). \quad (1.17)$$

Запишемо вираз (1.14) з урахуванням виразу (1.16):

$$\omega_{2(\min)} = \frac{\omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2})}{l_{O_2A}}. \quad (1.18)$$

Встановимо в яких положеннях механізму кутова швидкість веденого кривошипу буде рівною значенню сталої кутової швидкості ведучого кривошипу-куліси. З кінематичної схеми, яка представлена на рис. 4, отримуємо, що у таких положеннях механізму відстань від центру обертання кривошипу-куліси до кулісного каменя повинна бути рівною довжині веденого кривошипу, тобто $l_{O_2A} = l_{O_1A}$.

Відповідно, за допомогою виразу (1.7) встановлено, що таким буде третє та дев'яте положення механізму, коли кривошип-куліса займає своє горизонтальне положення. А отже, кутова швидкість веденого кривошипу, при його обертанні за годинниковою стрілкою, починаючи з нульового положення механізму буде збільшуватися та досягне свого максимального значення в положенні 6, а також, при обертанні з положення 6 кутова швидкість зменшуватиметься та досягне свого мінімального значення у положенні 12. Така закономірність буде справедливою й під час обертання проти годинникової стрілки. Фазовий кут прискорення веденого кривошипу $\alpha_{\text{приск}}$ дорівнюватиме фазовому куту сповільнення $\alpha_{\text{спов}}$:

$$\alpha_{\text{приск}} = \alpha_{\text{спов}} = 180^\circ. \quad (1.19)$$

При обертанні веденого кривошипу в будь-якому напрямі під час проходження ним точок, які співпадають з положеннями механізму 3 та 9, його миттєва кутова швидкість буде співпадати зі сталою кутовою швидкістю ведучого кривошипу-куліси.

Для перевірки правильності виконання усіх попередньо виведених виразів розглянуто конкретний випадок. Задано амплітудні значення зміни кутової швидкості (1.1) ведучого валу машини в межах $\omega_{\text{ведуч}} = (4,2 \div 8,4)$ рад/с. Середньо арифметичному значенню, згідно результатів, отриманих в роботі [5], повинна відповідати рівномірна кутова швидкість, з якою обертатиметься ведучий кривошип-куліса: $\omega_1 = 6,3$ рад/с.

З урахуванням наявності у приводі ланцюгової передачі з передаточним відношенням $i = 2 : 1$, кутова швидкість веденого кривошипу повинна змінюватися в межах $\omega_2 = (\omega_{2(\min)} \div \omega_{2(\max)}) = (8,4 \div 16,8)$ рад/с. Стала кутова швидкість ведучого кривошипу-куліси повинна становити $\omega_1 = 12,6$ рад/с. Також приймемо відстань $l_{O_2A} = 20$ мм. Підставимо усі необхідні дані у вирази (1.13) та (1.18):

$$l_{O_1O_2} = \frac{\omega_{2(\max)} l_{O_2A}}{\omega_1} - l_{O_2A} = \frac{16,8 \cdot 20}{12,6} - 20 = 6,67 \text{ мм};$$

$$\omega_{2(\min)} = \frac{\omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2})}{l_{O_2A}} = \frac{12,6 \cdot (20 - 6,67)}{20} = 8,4 \text{ рад/с.}$$

Таким чином, при заданій довжині ланки l_{O_2A} визначено міжосьову відстань $l_{O_1O_2} = 6,67$ мм, яка забезпечує досягнення необхідних екстремальних значень $\omega_{2(\min)}$ та $\omega_{2(\max)}$ закону зміни кутової швидкості на веденому кривошипі та, як наслідок, буде реалізовано необхідний закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини.

Даний шарнірний механізм необхідно також перевірити на максимально допустиме значення кута тиску Θ в кінематичній парі A . Відомо [10], що уникнути заклинювання плоского шарнірного механізму можливо у тому випадку, якщо граничне значення кута тиску в будь-якій його кінематичній парі не перевищує 60° , а для довговічної роботи механізму кут тиску не повинен перевищувати 40° .

Таким чином, виведемо вирази для визначення кута тиску в кінематичній парі A . Згідно теореми синусів можемо записати:

$$\frac{l_{O_1O_2}}{\sin(l_{O_2A} \wedge l_{O_1A})} = \frac{l_{O_2A}}{\sin(l_{O_2O_1} \wedge l_{O_1A})}. \quad (1.20)$$

Із рівняння (1.20) виразимо значення кута тиску Θ :

$$\Theta = \arcsin(l_{O_2A} \wedge l_{O_1A}) = \frac{l_{O_1O_2} \sin(l_{O_2O_1} \wedge l_{O_1A})}{l_{O_2A}}. \quad (1.21)$$

За виразом (1.21) встановлено, що максимальні значення кутів тиску виникають в 3-му та 9-му положеннях механізму та будуть рівні $\Theta \approx 19,5^\circ$. Отже, досліджуваний шарнірний механізм є працездатним.

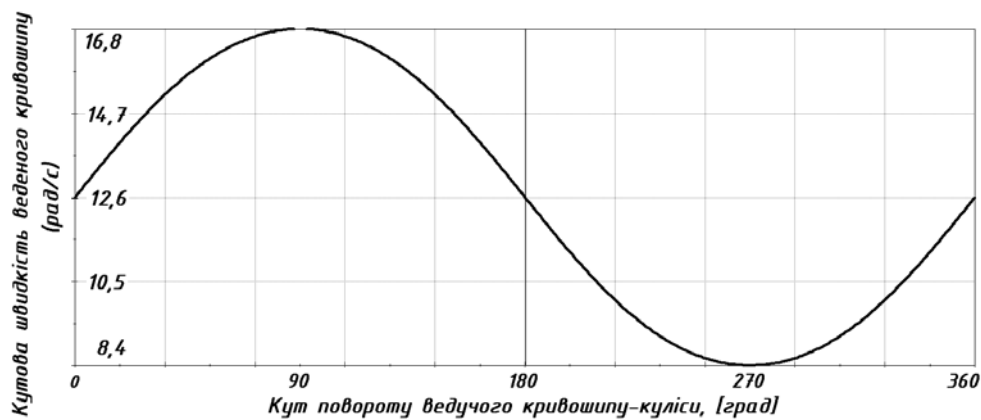


Рис. 5

Окрім цього, було проведено кінематичний аналіз кривошипно-кулісного механізму з усіма попередньо визначеними співвідношеннями довжин ланок у САПР Solid Works. На рис. 5 представлено графік залежності кутової швидкості веденого кривошипу від кута повороту ведучого кривошипу-куліси.

Після підстановки усіх даних у вирази (1.12, 1.18) та аналізу графіку закону зміни кутової швидкості веденого кривошипу, який представлений на рис. 5, можна зробити висновок, що шарнірний чотириланковий кривошипно-кулісний механізм 2-го класу 2-го порядку 2-го виду повністю забезпечує досягнення екстремальних значень закону зміни кутової швидкості на веденому кривошипі механізму. Крім того, фазовий кут сповільнення веденого кривошипу дорівнює фазовому куту прискорення. А отже, при додатковому застосуванні ланцюгової передачі з передаточним відношенням $i = 2:1$ на ведучому валу машини реалізуватиметься зміна кутової швидкості за встановленим законом [4].

Один типорозмір кривошипно-кулісного механізму зі встановленим співвідношеннями довжин ланок, що входить у склад приводу галтувальної машини, здатен реалізувати закон зміни кутової швидкості на веденому кривошипі для різних значень сталої кутової швидкості ведучого кривошипу-куліси. Пропорційна зміна всіх довжин ланок шарнірного механізму при одній і тій самій кутовій швидкості ведучого кривошипу забезпечує незмінність закону зміни кутової швидкості веденого валу привода. Це можна перевірити при підстановці відповідних значень довжин ланок механізму в рівняння (1.12) та (1.18).

Привод є універсальною конструкцією та може забезпечити необхідні технологічні вимоги та заданий режим роботи галтувальної машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємності при будь-якій заданій сталій кутовій швидкості ведучого валу та різних геометричних параметрах машини.

Розроблена авторами конструкція галтувальної машини зі спеціальним приводом [8] успішно була апробована та впроваджена у промисловість на основі ліцензійних угод між Київським національним університетом технологій та дизайну та машинобудівним підприємством по виготовленню обладнання для нафто-газового комплексу та хімічної промисловості ПАТ «Факел» (м. Фастів), що засвідчує перспективність такого обладнання на сьогоднішній день.

Висновки.

Розроблено конструкцію приводу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності із застосуванням плоского шарнірного механізму, що дозволяє реалізувати необхідний закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини. Синтезовано чотириланковий шарнірний кривошипно-кулісний механізм, що входить до складу приводу та забезпечує реалізацію закону зміни кутової швидкості з необхідною кількістю періодів за один оберт ведучого валу машини. Аналітично отримано математичні залежності для розрахунку основних конструкційних параметрів шарнірної складової приводу машини. Встановлено закономірності впливу конструкційних параметрів чотириланкового шарнірного кривошипно-кулісного механізму на закон зміни кутової швидкості веденого кривошипу. Отримані результати досліджень можуть бути використані конструкторськими бюро відповідних машинобудівних підприємств на стадії проектування галтувальних типів обладнання.

РЕЗЮМЕ. Виконано аналітичні дослідження галтувальної машини, у якій робоча ємність виконує складний просторовий рух. Розроблено спеціальну конструкцію приводу галтувальної машини, яка забезпечує реалізацію необхідного закону зміни кутової швидкості ведучого валу, що створює умови для однакової інтенсивності руху технологічного середовища між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках та утворення одного режиму руху впродовж усього процесу обробки деталей. Виконано синтез шарнірної складової приводу з урахуванням значень кутів тиску у кінематичних парах.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: галтувальна машина, шарнірний механізм, привод, робоча ємність.

1. *Артоболевский И.И.* Теория машин и механизмов. – Москва: Наука, 1988. – 640 с.
2. *Бурмістенков О.П.* Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості. – Хмельницький: ХНУ, 2007. – 255 с.
3. *Бурмістенков О.П., Панасюк І.В.* Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів – Київ: НМК ВО, 1993. – 64 с.
4. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Кошель С.О., Кошель Г.В.* Моделювання та розробка приводу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності // Прикл. механіка. – 2022. – 58, №4. – С. 117 – 126.
5. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В.* Машини зі складним рухом робочих ємностей для обробки полімерних деталей: – Київ: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
6. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В.* Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників // Вісн. Київського нац. ун-ту технологій та дизайну – 2019. – 138, № 5. – С. 17 – 26.
7. *Копин В.А., Макаров В.Л., Ростовец А.М.* Обработка изделий из пластмасс. – Москва: Химия, 1988. – 176 с.
8. *Патент №105556*, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201509212; заяв. 25.09.2015, опуб. 25.03.2016, бюл. № 6.
9. *Першин В.Ф., Однолько В.Г., Першина С.В.* Переработка сыпучих материалов в машинах барабанного типа. – Москва: Машиностроение, 2009. – 220 с.
10. *Пушиков В.О., Орловський Б.В.* Проектирование швейных машин. – Київ: Формат. – 2007. – 320 с.
11. *Реиетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 256 с.
12. *Романченко А.В., Дзей С.Е.* Вибрационная обработка длиномерных деталей // Вібрації в техніці та технологіях – 2010. – 58, № 2. – С. 185 – 204.
13. *Симонок В.П.* Вібраційна обробка деталей та її технологічні особливості // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» – 2011. – №31. – С. 344-349.
14. *Шварц А.И.* Механизация и автоматизация производства формовых РТИ: Учебное пособие для рабочего образования. – Москва: Химия, 1987. – 176 с.
15. *Antonuyuk E.Ya., Zabuga A.T.* Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles // Int. Appl. Mech. – 2016. – 52, N 4. – P. 404 – 412.
16. *Marigo M.* Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: thesis. – Birmingham: The University of Birmingham, 2012. – 316 p.
17. *Mayer-Laigle C., Gatamel C., Berthiaux H.* Mixing dynamics for easy flowing powders in a lab scale Turbula mixer // Chemical Engng. Research and Design. – 2015. – 95. – P. 248 – 261.
18. *Zalyubovskii M.G., Panasyuk I.V.* On the Study of the Basic Design Parameters of a Seven-Link Spatial Mechanism of a Part Processing Machine // Int. Appl. Mech. – 2020. – 56, N 1. – P. 54 – 64.
19. *Zalyubovskii M.G., Panasyuk I.V.* Studying the Main Design Parameters of Linkage Mechanisms of Part-Processing Machines with two Working Barrels // Int. Appl. Mech. – 2020. – 56, N 6. – P. 762 – 772.
20. *Panasyuk I., Zalyubovskiy M.* Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – N 3. – P. 260 – 264.
21. *Willy A. Bachofen (WAB):* сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2021.

Надійшла 29.07.2021

Затверджена до друку 19.07.2022