https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-359-26
УДК 621.924.7

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК
Київський національний університет технологій та дизайну
https://orcid.org/0000-0002-9183-2771
e-mail: markzalubovskiy@gmail.com
ЗЛОТЕНКО БОРИС
Київський національний університет технологій та дизайну
https://orcid.org/0000-0002-0870-8535
e-mail: zlotenco@ukr.net
ВОЛЯНИК ОЛЕКСІЙ
Київський національний університет технологій та дизайну
https://orcid.org/0000-0002-7278-0910
e-mail: volyanyk.oy@knutd.edu.ua
КРУТІЙ ДМИТРО
Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»
e-mail: dimakrutiyua.91@gmail.com

ПОРІВНЯЛЬНИЙ СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ГАЛТУВАЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ У КІНЕМАТИЧНИХ ЗВ'ЯЗКАХ ЇХ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Операції галтування можуть здійснюватися на різних типах обладнання, проте найвища ефективність цього процесу досягається при використанні машин, робочі камери яких здатні виконувати складні просторові рухи. Такі машини, залежно від конструктивної схеми, відрізняються конфігурацією приводу, кінематикою механізму та технологічними можливостями, що дозволяє реалізовувати широкий спектр операцій: шліфування, полірування, глянцювання, зміцнення поверхонь, видалення ливників або змішування різнорідних компонентів. Конструкційною основою цих машин, як правило, є просторові механізми, що побудовані на основі обертальних кінематичних пар. Однією з найбільш важливих галузей їх застосування є автомобілебудування, де галтування широко використовується для обробки як металевих, так і полімерних деталей. Особливу ефективність процес має у серійному та масовому виробництві, де висуваються жорсткі вимоги до якості обробки, продуктивності та мінімізації витрат. Завдяки галтуванню можна досягти високого класу чистоти поверхні, усунути задирки, сформувати радіуси на крайках, покращити зовнішній вигляд і підвищити експлуатаційні характеристики деталей, що є особливо важливим для таких вузлів автомобіля, як трансмісія, підвіска, з'єднувальні елементи тощо. Однією з ключових умов довговічної та стабільної роботи галтувальної машини є точне визначення навантажень у її кінематичних парах. У межах даного дослідження було створено тривимірну CAD-модель восьмиланкового просторового механізму галтувальної машини з подвійним ступенем рухомості, у якій циліндрична камера здійснює складну траєкторію просторового руху. Із використанням пакета «SolidWorks Motion» проведено аналіз зміни реактивних сил у всіх обертальних з'єднаннях механізму залежно від геометричного параметра δ, що характеризує міжосьову відстань камери. За результатами моделювання виявлено характер впливу параметра δ на пікові значення осьових і радіальних реактивних сил. Встановлено, що при зростанні δ до певної межі зберігається рівномірний розподіл навантажень між кінематичними з'єднаннями, проте подальше збільшення цього параметра призводить до локального перевантаження окремих з'єднань. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні галтувальних машин для машинобудівної й автомобільної галузей з метою забезпечення їх надійної та енергоефективної експлуатації.

Ключові слова: *кінематична пара, автомобілебудування, циліндрична ємність, реакція.*

ZALYUBOVSKYI MARK, ZLOTENKO BORYS, VOLIANYK OLEKSII
Kyiv National University of Technology and Design
KRUTII DMYTRO
Open International University of Human Development "Ukraine"

COMPARATIVE FORCE ANALYSIS OF BURNISHING MACHINES BASED ON THE DETERMINATION OF REACTIONS IN THE KINEMATIC JOINTS OF THEIR SPATIAL MECHANISMS

Burnishing operations can be performed using various types of equipment; however, the highest efficiency of this process is achieved when machines with work chambers capable of executing complex spatial movements are employed. Depending on the structural design, such machines differ in drive configuration, mechanism kinematics, and technological capabilities, enabling a wide range of operations including grinding, polishing, glazing, surface strengthening, sprue removal, and mixing of heterogeneous components. The structural foundation of these machines typically consists of spatial mechanisms based on rotational kinematic pairs. One of the most important application areas of such machines is the automotive industry, where burnishing is widely used for processing both metal and polymer parts. The process is especially efficient in serial and mass production, where stringent requirements are imposed on surface quality, productivity, and cost-efficiency. Burnishing allows for achieving a high surface finish, removing burrs, rounding edges, improving appearance, and enhancing the operational characteristics of components, which is particularly crucial for automotive assemblies such as transmissions, suspensions, and fasteners. A key condition for the long-term and stable operation of a burnishing machine is the accurate determination of loads in its kinematic pairs. In this study, a three-dimensional CAD model of an eight-link spatial mechanism with dual degrees of mobility was developed, in which the cylindrical chamber follows a complex spatial motion trajectory. Using the "SolidWorks Motion" software package, an analysis was carried out to assess the variation of reaction forces in all rotational joints of the mechanism depending on the geometric parameter δ, which characterizes the center-to-center distance of the chamber. The simulation results revealed the nature of the influence of parameter δ on the peak values of axial and radial reaction forces. It was found that as δ increases up to a certain threshold, a uniform distribution of loads among the kinematic joints is maintained. However, further increase in this parameter leads to localized overloading of specific joints. The obtained results can be applied in the design of burnishing machines for the mechanical engineering and automotive industries to ensure their reliable and energy-efficient operation.

Keywords: *kinematic pair, automotive industry, cylindrical container, reaction.*

Стаття надійшла до редакції / Received 03.10.2025
Прийнята до друку / Accepted 15.11.2025

Постановка задачі

Одним із методів поверхневої обробки деталей, якість якої здебільшого оцінюється органолептичними засобами є галтування [1]. Здійснення цього типу обробки передбачає згладжування, полірування, шліфування, очищення або зміцнення поверхні, шляхом механічної дії робочого середовища (абразивного матеріалу) на оброблювані вироби. Така контактна взаємодія здійснюється у спеціальному обладнанні, що забезпечує переміщення спеціальних камер з деталями та абразивом.

Основна мета галтування полягає у видаленні задирок, обробці кромок, підвищенні чистоти та якості поверхні, покращенні естетичного вигляду, а також у збільшенні зносостійкості та втомної міцності виробів. Цей метод широко застосовується в різних галузях промисловості [2], зокрема в машинобудуванні, приладобудуванні, легкій промисловості та автомобілебудуванні.

Зокрема, в автомобільній промисловості галтування активно використовується для обробки виробів, що виготовляються серійно або масово, де особливо важливо забезпечити належну якість поверхні. Способом галтування в автомобільній галузі прийнято обробляти поверхню автомобільних дисків, надаючи їм відповідного естетичного вигляду або очищаючи від корозії. Такий процес здійснюється із використанням вібраційного обладнання [3]. Також, таким методом обробляють дрібні металеві та пластикові інтер'єру салону автомобіля. Обробці підлягають також валики, муфти та інші частини трансмісії — для усунення мікронерівностей і покращення сприйняття навантажень.

Для реалізації галтувальних процесів застосовують різноманітне технологічне обладнання [4]. Відомо багато різновидів таких машин, зокрема розроблених авторами цієї роботи. Кожна модель має унікальні конструктивні особливості, пов'язані з характером переміщення рухомих частин і геометрією робочої камери, що забезпечує реалізацію різних режимів обробки. Одним із головних завдань дослідження є визначення величин реакцій у кінематичних з'єднаннях з урахуванням реальних умов експлуатації обладнання та подальший порівняльний аналіз з конструкціями аналогічного типу машин, які вже досліджувалися.

Аналіз досліджень та публікацій. У публікаціях [5 – 7] представлено результати експериментальних і теоретичних досліджень, які підтверджують ефективність використання даного обладнання для виконання галтувальних процесів, особливо на стадії фінішної обробки виробів. Отримані результати засвідчують належну якість оброблених виробів, значне збільшення продуктивності та одночасне зниження енергоспоживання за умови раціонального вибору режимів роботи машин.

Таким чином, попередньо вже було здійснено силовий аналіз таких конструкцій галтувальних машин: у [8] досліджено машину з рухомою ланкою у вигляді коромисла, що обертається навколо вертикальної осі, тоді як у [9] розглянуто аналогічну конструкцію з горизонтальною віссю обертання. У [10] проаналізовано силову взаємодію в машині з додатковою рухомою ланкою типу повзуна. Дослідження [11] стосується моделі, де ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу, що ускладнює рух і впливає на розподіл навантажень. У [4] розглянуто конструкцію з двома робочими ємностями, з'єднаними поступальною кінематичною парою. Наведені результати створюють відповідну базу даних з відомостями про результати силового дослідження, що, в подальшому, при обранні тієї чи іншої машини для виконання фінішної обробки, виникає можливість порівнювати та співставляти результати досліджень.

Виділення невирішених частин. Попри наявність значної кількості досліджень, присвячених аналізу силових навантажень у галтувальних машинах та визначенню пікових реакцій у кінематичних парах, наразі відсутні аналітичні дані щодо силового аналізу конструкції галтувальної машини з подвійним ступенем рухомості, де, у якості першої ведучої ланки виступає вал, який встановлений у підшипниковій опорі повзуна, а у якості другої ведучої ланки – кривошип, яка раніше була попередньо запропонована в [11]. Особливістю цієї конструкції є використання просторового восьмиланкового шарнірного механізму [12]. У зв'язку з цим, актуальним залишається питання дослідження впливу зміни міжосьової відстані робочої камери на граничні значення реакцій у кінематичних парах зазначеної конструкції. Такий аналіз дозволить не лише виявити критичні режими навантаження, а й стане основою для подальшого визначення раціональних умов його експлуатації. Здійснення подібного дослідження сприятиме підвищенню надійності та ефективності роботи галтувального обладнання нового типу.

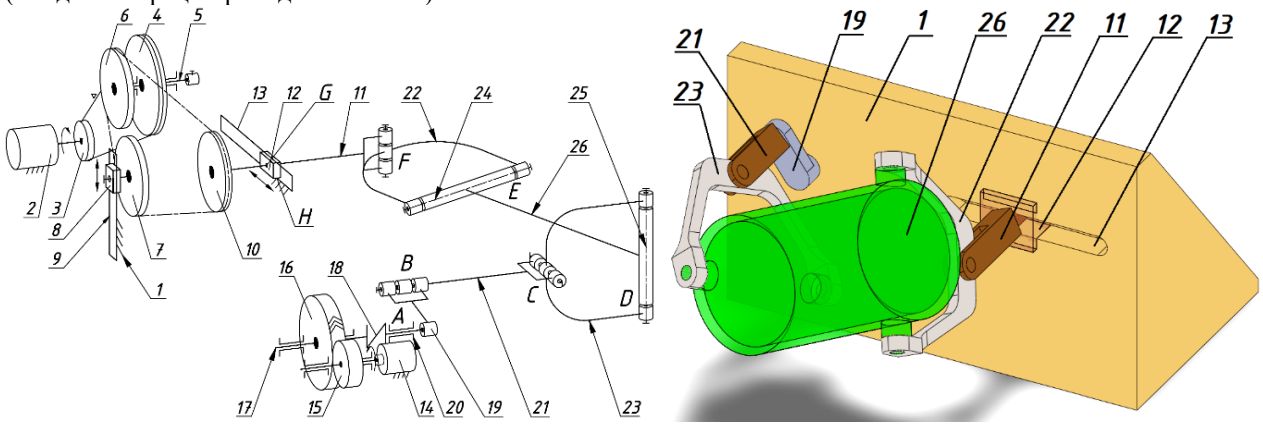
Формулювання цілі статті

Проаналізувати реактивні сили в кінематичних з'єднаннях просторового восьмиланковика механізму галтувальної машини з подвійним ступенем рухомості, де, у якості першої ведучої ланки виступає вал, який встановлений у підшипниковій опорі повзуна, а у якості другої ведучої ланки – кривошип.

Виклад основного матеріалу

Розглянуто просторовий механізм машини, який складається із корпусу (поз. 1), в середині якого інтегровано приводи – основний та додатковий. Основний привод включає електродвигун (поз. 2), на валу якого жорстко закріплено шків ведучий (поз. 3) пасової передачі. Шків ведений (поз. 4) цієї передачі жорстко з'єднаний з валом ведучим (поз. 5) основного приводу. На цьому ж валу жорстко встановлена зірочка ведуча (поз. 6) ланцюгової передачі, яка з'єднана з зірочкою проміжною (поз. 7), рухомо встановленою на додатковому повзуні (поз. 8). Останній змонтований у вертикальній напрямній (поз. 9) корпусу (поз. 1) з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж неї. Зірочка ведена (поз. 10) виконана заодно з валом ведучим (поз. 11), що розміщений у підшипнику повзуна основного (поз. 12). Цей повзун установлений у горизонтальній

напрямній (поз. 13) корпусу (поз. 1) і також може здійснювати зворотно-поступальний рух. Привод додатковий складається з електродвигуна (поз. 14), на валу якого жорстко змонтована шестерня (поз. 15) зубчастої передачі. Вона зчеплена із зубчастим колесом (поз. 16), яке закріплено на валу (поз. 17) приводу додаткового. Цей вал через електромагнітну фланцеву муфту (поз. 18) жорстко з'єднаний із кривошипом (поз. 19), що обертається в підшипниковій опорі (поз. 20). Вал ведений (поз. 21) рухомо з'єднаний з кривошипом (поз. 19). Вал ведучий (поз. 11) та вал ведений (поз. 21) поєднані між собою подвійним карданним шарніром, що складається з двох вилок – ведучої (поз. 22) та веденої (поз. 23), і двох перпендикулярних між собою діаметральних осей (поз. 24) та (поз. 25). Робоча камера (поз. 26) закріплена між цими осями (поз. 24) і (поз. 25). На рисунку 1 наведено кінематичну схему механізму машини, а також зображено відповідну тривимірну модель галтувальної машини (без демонстрації приводної частини).



а *б*

Рис. 1. Розроблена конструкція машини: а – кінематична схема, б – тривимірна модель

Під час побудови моделі досліджуваної конструкції машини в «SolidWorks» було використано геометричні параметри, що відповідають конструкції промислового змішувача типу «Turbula T10B» [12, 13]. Відповідні геометричні характеристики розробленої моделі наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Геометричний параметр машини	Значення коефіцієнту δ				
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Діаметр ємності $d_{РС}$	0,318 м	0,318 м	0,318 м	0,318 м	0,318 м
Довжина (між основами) камери $l_Ц$	0,430 м	0,480 м	0,535 м	0,59 м	0,62 м
Міжосьова відстань вилок $l_В$	0,272 м	0,272 м	0,272 м	0,272 м	0,272 м
Відстань між геометричними осями камери $l_{РС}$	0,330 м	0,380 м	0,435 м	0,49 м	0,55 м
Об'єм ємкості $V_{РС}$	0,032 м^3	0,036 м^3	0,041 м^3	0,046 м^3	0,053 м^3
Маса рухомих деталей машини m_D	52,3 кг	55,2 кг	53,1 кг	59,3 кг	68,7 кг
Кутова швидкість (частота обертання) ведучого валу машини $\omega_{ведч.}$	3,3 с$^{-1}$ (32 об/хв)	3,3 с$^{-1}$ (32 об/хв)	3,3 с$^{-1}$ (32 об/хв)	3,3 с$^{-1}$ (32 об/хв)	3,3 с$^{-1}$ (32 об/хв)
Кутова швидкість коромисла $\omega_{кор.}$	6,6 с$^{-1}$ (64 об/хв)	6,6 с$^{-1}$ (64 об/хв)	6,6 с$^{-1}$ (64 об/хв)	6,6 с$^{-1}$ (64 об/хв)	6,6 с$^{-1}$ (64 об/хв)

Суттєвою особливістю даної машини є подвійний ступінь рухомості та однозначне виключення пасивного зв'язку з кінематичного ланцюга машини. Подвійний ступінь рухомості реалізується використанням двох ведучих ланок – валу ведучий (поз. 11) та кривошип (поз. 19). Таким чином, конструкція забезпечує можливість активації ефекту додаткового струшування робочої камери, що, у свою чергу, сприяє підвищенню продуктивності технологічного процесу та розширює сфери застосування обладнання. Водночас механізм може працювати і з однією ведучою ланкою — валом ведучим (поз. 11). У такому режимі ефект додаткового струшування камери відсутній, що забезпечує м'якіші умови обробки, більш придатні для делікатних деталей.

Після усунення пасивного зв'язку з'являється можливість змінювати довжини всіх рухомих ланок механізму. Однак, як і в інших, попередньо розглядуваних конструкціях, насамперед це актуально саме для зміни міжосьової довжини робочої камери $l_{РС}$, що відкриває перспективи для варіативного аналізу впливу цього параметра на силові навантаження в кінематичних парах. Крім того, у моделюванні необхідно враховувати не лише кутову швидкість валу ведучого $\omega_{ведч}$, але й кутову швидкість кривошипу $\omega_{кор}$. З урахуванням рекомендацій щодо раціональної експлуатації обладнання, наведених у роботі [4], для досягнення максимальної інтенсивності обробки деталей значення $\omega_{кор}$ було прийнято вдвічі більшим за $\omega_{ведч}$.

У цьому контексті особливу актуальність має дослідження впливу зміни міжосьової відстані робочої камери $l_{РС}$ на пікові значення реактивних сил у кінематичних з'єднаннях. Особливо важливо встановити критичне значення $l_{РС}$, при якому ці реактивні сили перевищують гранично допустимі, визначені для «базової» конфігурації машини [12]. Це дозволить обґрунтовано оцінити ефективність і надійність конструкції та

слугуватиме основою для подальшого порівняльного аналізу. Силовий аналіз проводився у «SolidWorks». У процесі моделювання поступово змінювали (збільшували) значення міжосьової відстані робочої камери l_{PC}, залишаючи довжини решти рухомих ланок незмінними, цим самим збільшувалася амплітуда зворотно-поступального переміщення ведучого валу, разом із повзуном.

Для кожної конфігурації механізму фіксували зміни реакцій у кінематичних з'єднаннях, визначаючи їхні екстремальні значення. Варіацію міжосьової відстані робочої камери l_{PC} описували за допомогою коефіцієнта δ, який був раніше введений у роботах [7 – 10] і для цієї конструкції розраховувався як $\delta=l_{PC}/l_B$. Моделювання проводили для таких значень δ: *1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0.*

Схема, на якій зображені вектори реактивних сил у кінематичних з'єднаннях та яка була використана для силового аналізу у «SolidWorks», представлена на рисунку 2.

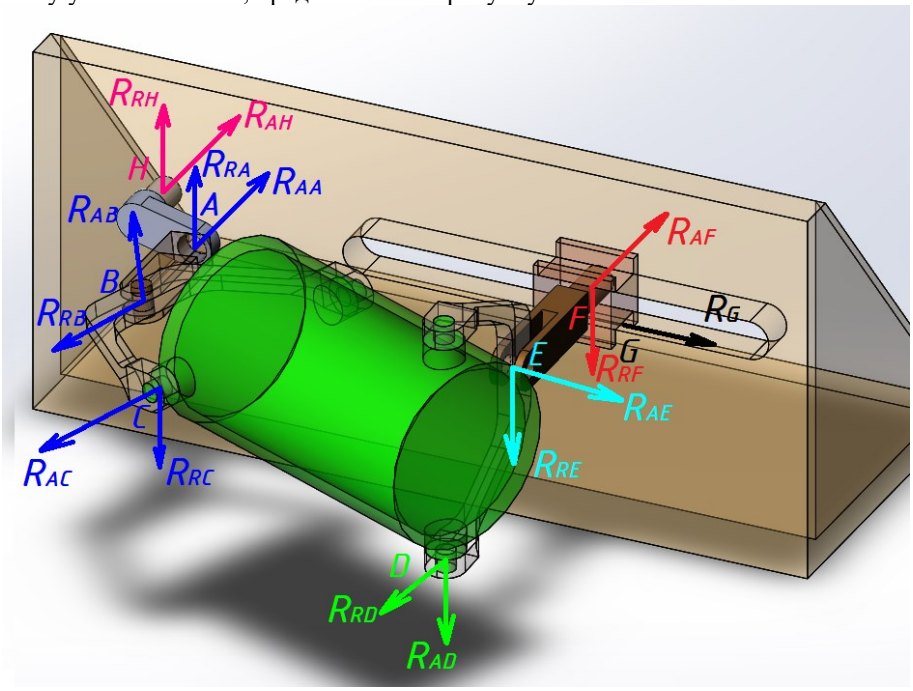


Рис. 2. Схема, на якій зображені вектори реактивних сил у кінематичних з'єднаннях машини, просторовий механізм якої має подвійний ступінь рухомості

Розраховували пікові значення осьових та радіальних складових повних реактивних сил R у семи обертальних та одній поступальній кінематичних з'єднаннях п'ятого класу A, B, C, D, E, F, G та H. Відповідно, реактивні сили мали назву: «R_{AA}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «кривошип – вал ведучий»; «R_{RA}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «кривошип – вал ведучий»; «R_{AB}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вал ведучий – вилка ведуча»; «R_{RB}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вал ведучий – вилка ведуча»; «R_{AC}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вилка ведуча – камера циліндрична»; «R_{RC}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вилка ведуча – камера циліндрична»; «R_{AD}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «ємність циліндрична – вилка ведена»; «R_{RD}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «ємність циліндрична – вилка ведена»; «R_{AE}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вилка ведена – вал ведений»; «R_{RE}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вилка ведена – вал ведений»; «R_{AF}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вал ведений – повзун»; «R_{RF}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «вал ведений – повзун»; «R_G» –реактивна сила в кінематичному з'єднанні «повзун – корпус»; «R_{AH}» – осьова реактивна сила в кінематичному з'єднанні «кривошип – корпус»; «R_{RH}» – радіальна реактивна сила в кінематичному з'єднанні «кривошип – корпус».

Оскільки результати попереднього силового аналізу «базової» машини, наведені у [4], показали, що всі реакції в кінематичних парах у режимі робочого ходу зростають пропорційно відносно відповідних реакцій у режимі холостого ходу на сталу величину, було вирішено проводити подальші співставлення та порівняння інших конструктивних рішень саме в умовах холостого ходу. Такий підхід дозволяє отримати об'єктивну оцінку впливу геометричних параметрів механізму на його силове навантаження, виключаючи вплив додаткових сил, пов'язаних із процесом обробки заготовок. Крім того, це забезпечує єдність та методологічну узгодженість у проведенні аналізу різних конструктивних схем, що підвищує достовірність і порівнянність результатів.

Таким чином, у ході дослідження визначалося «граничне» значення відстані між осями циліндричної робочої камери, за перевищення якого відбувається помірне зростання максимальних значень реактивних сил у обертальних кінематичних парах. Таке зростання перевищує встановлені раніше значення реакцій для кінематичних пар «базової» конструкції машини, що свідчить про збільшення силового навантаження при подальшому збільшенні цього параметра.

У таблиці 2 наведено результати розрахунку пікових реактивних сил у кінематичних з'єднаннях конструкції галтувальної машини, просторовий механізм якої має подвійний ступінь рухомості, отримані за

допомогою САПР «SolidWorks» при різних значеннях коефіцієнта δ. Для наочності та забезпечення можливості порівняння, у тій же таблиці подано значення реакцій при $\delta=1$, що відповідає базовій конфігурації механізму. Такий підхід дозволяє здійснити всебічний порівняльний аналіз впливу зміни параметра δ на навантаження в кінематичних з'єднаннях, виявити тенденції зміни силових характеристик і, відповідно, зробити висновки щодо доцільності тієї чи іншої конфігурації механізму з точки зору його силової ефективності.

Таблиця 2

		Коефіцієнт δ					
		1,0	**1,2**	**1,4**	**1,6**	**1,8**	**2,0**
Реактивні сили у рухомих з'єднаннях машини (на холостому ході)	R_{AA}, [Н]	88	90	84	87	102	160
	R_{FA}, [Н]	68	69	92	101	120	144
	R_{AR}, [Н]	405	322	488	526	653	736
	R_{FR}, [Н]	608	212	350	412	460	567
	R_{BA}, [Н]	198	220	262	366	463	535
	R_{EA}, [Н]	124	132	280	322	398	468
	R_{BR}, [Н]	294	300	314	378	422	489
	R_{ER}, [Н]	545	403	498	566	632	745
	R_{CA}, [Н]	95	60	110	125	139	186
	R_{DA}, [Н]	194	162	183	212	269	356
	R_{CR}, [Н]	325	220	265	333	489	698
	R_{DR}, [Н]	342	198	283	398	498	660
	R_G, [Н]	-----	100	120	142	173	230
	R_{HA}, [Н]	-----	275	332	442	656	789
	R_{HR}, [Н]	-----	96	115	133	187	235

На основі даних з таблиці 2, побудували графічні залежності, що ілюструють зміну пікових реактивних сил у рухомих з'єднаннях досліджуваного восьмиланковика від коефіцієнта δ. На рисунку 3 наведено графіки зміни осьових реактивних сил, тоді як на рисунку 4 – радіальних складових. Побудовані залежності дають змогу візуалізувати вплив зміни геометричних параметрів механізму на навантаження в його кінематичних з'єднаннях, що є важливим для подальших досліджень.

На основі графіків, наведених на рисунках 3 і 4, можна зробити висновки щодо зміни реактивних сил у кінематичних з'єднаннях восьмиланкового просторового механізму машини з подвійним ступенем рухомості залежно від зміни коефіцієнта δ.

На першому графіку спостерігається поступове, а починаючи з $\delta=1,6$ – стрімке зростання осьових реакцій у з'єднаннях типу R_{EA} (вилка ведена – вал ведений), R_{BA} (вал ведучий – вилка ведуча) та R_{HA} (кривошип – корпус). Зокрема, при $\delta=2,0$ реакція R_{EA} зростає майже в 3,8 раза порівняно з її значенням при $\delta=1,0$, R_{BA} – у 2,7 рази, а R_{HA} досягає пікового значення 789 Н, що є абсолютним максимумом серед усіх осьових реакцій і майже втричі перевищує значення реакції у базовій конфігурації, де вона була відсутня. Це свідчить про значну концентрацію навантаження на вказаних кінематичних парах при зростанні міжосьової відстані камери. Водночас реакції R_{AA} (кривошип – ведучий вал) та R_{CA} (вилка ведуча – камера) демонструють нерівномірну динаміку: після незначного коливання в межах $\delta=1,2–1,4$ вони різко зростають при $\delta=1,8–2,0$. Це може бути пов'язано з геометричною перебудовою траєкторії руху, яка спричиняє збільшення навантаження на ці пари. Реакції типу R_{FA} (повзун – вал ведений) демонструють відносно плавне зростання, яке стає інтенсивнішим лише при $\delta>1,6$, що свідчить про більш інерційний характер навантаження в цій парі.

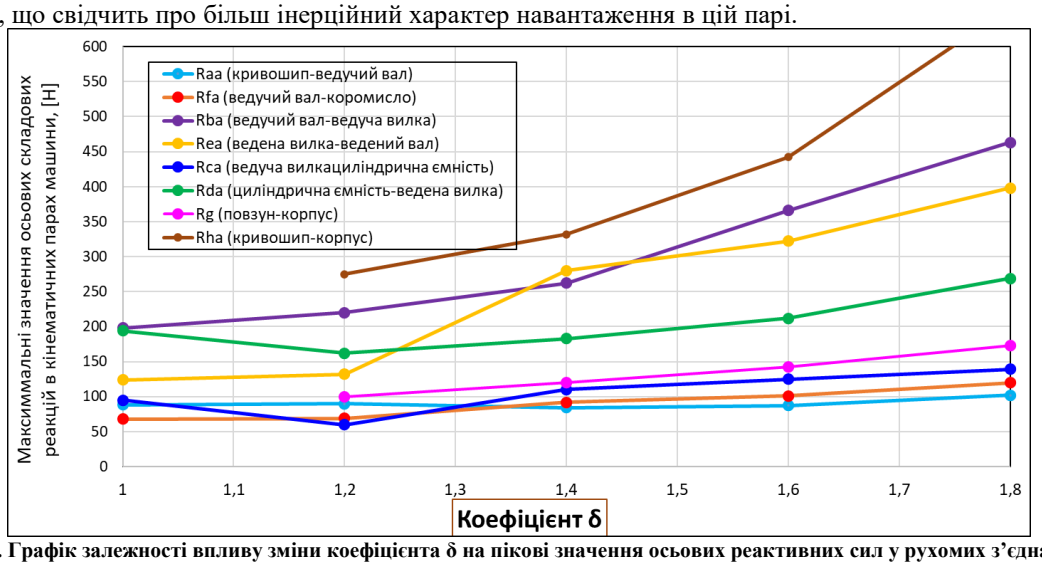


Рис. 3. Графік залежності впливу зміни коефіцієнта δ на пікові значення осьових реактивних сил у рухомих з'єднаннях просторового восьмиланковика машини з подвійним ступенем рухомості

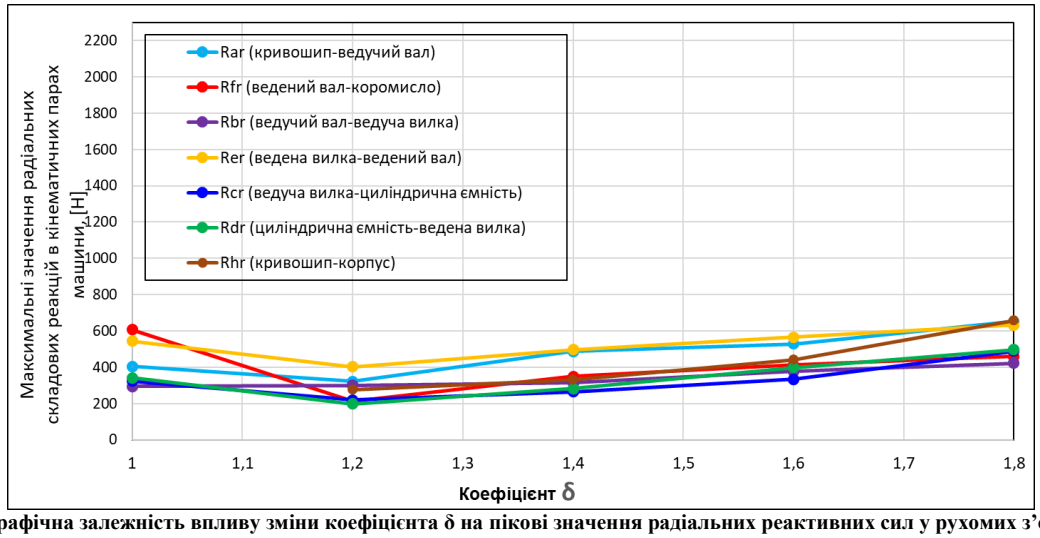


Рис. 4. Графічна залежність впливу зміни коефіцієнта δ на пікові значення радіальних реактивних сил у рухомих з'єднаннях просторового восьмиланковика машини з подвійним ступенем рухомості

На другому графіку, що ілюструє зміну радіальних реакцій, найпомітніше зростання спостерігається для реакцій R_{RC} (вилка ведуча – камера), R_{DR} (ємність – вилка ведена), R_{RD} (циліндрична камера – вилка ведена) та R_{HR} (кривошип – корпус). Зокрема, при $\delta=2,0$ реакція R_{CR} зростає більш ніж у 2 рази порівняно з $\delta=1,0$, а R_{HR} збільшується з нульового рівня до 235 Н. Таке зростання свідчить про інтенсивне підвищення радіального навантаження на корпус та навколишні з'єднання. Особливої уваги заслуговує реакція R_{HR}, що при $\delta=1,8$ та $2,0$ досягає значень, які можуть критично вплинути на жорсткість і ресурс корпусу машини. У той же час реакції R_{FR} (повзун – вал ведений) та R_{BR} (вал ведучий – вилка ведуча) мають складну траєкторію зміни: спочатку спостерігається зниження до $\delta=1,2–1,4$, після чого починається поступове зростання, що досягає максимуму при $\delta=2,0$. Це може свідчити про зміну характеру взаємодії між цими парами внаслідок геометричної перебудови механізму.

Загалом, із підвищенням коефіцієнта δ від $1,0$ до $2,0$ відбувається нерівномірне, але чітко виражене зростання як осьових, так і радіальних реактивних сил у більшості кінематичних пар. Найбільш критичні зміни відбуваються в реакціях R_{HA}, R_{HR}, R_{AE}, R_{RC}, що свідчить про локалізацію перевантажень у цих ділянках конструкції. Це, у свою чергу, обумовлює необхідність посиленого конструктивного забезпечення вказаних вузлів при проектуванні машини з великим значенням δ. За результатами аналізу можна зробити висновок, що доцільним є використання механізму в межах $\delta=[1,0–1,8]$, де навантаження зростають помірно, зберігається рівномірність у розподілі силових взаємодій і забезпечується баланс між рухомими елементами. Подальше збільшення δ призводить до різкого зростання реакцій, що підвищує ймовірність перевантажень, зниження ресурсу деталей і ускладнення умов їх роботи.

Висновки

1. Проведено детальний силовий аналіз восьмиланкового просторового механізму галтувальної машини з подвійним ступенем рухомості, під час якого визначено пікові значення осьових та радіальних реактивних сил у характерних рухомих кінематичних з'єднаннях. Для моделювання та обчислення використано програмне забезпечення «SolidWorks Motion».

2. Досліджено вплив параметра δ, що визначає відносну міжосьову відстань циліндричної камери, на зміну навантаження у з'єднаннях типу обертання. Встановлено нерівномірний характер зміни реакцій зі зростанням δ, з тенденцією до різкого зростання сил при $\delta > 1,6$. Особливо інтенсивне зростання реакцій спостерігається в парах: «кривошип – корпус», «ведений вал – ведена вилка», «ведучий вал – ведуча вилка», а також у зв'язках із камерою, що свідчить про локалізацію навантажень у цих зонах.

3. Виявлено, що при збільшенні δ до $2,0$ пікові значення осьових реакцій у парі «кривошип–корпус» зростають майже втричі порівняно з базовим варіантом ($\delta=1,0$), а реакції в інших ключових кінематичних з'єднаннях – у 2–3,8 рази. Аналогічна тенденція простежується і для радіальних реакцій, зокрема у парах, пов'язаних із корпусом і камерою, де відзначено підвищення навантаження до критичних рівнів.

4. З урахуванням різкого підвищення реактивних навантажень при $\delta > 1,8$, доцільним є обмеження використання досліджуваного механізму діапазоном $\delta = [1,0 – 1,8]$, в якому забезпечується помірне зростання реакцій, відносна рівномірність силового навантаження між парами і задовільний рівень надійності механізму. Збільшення δ понад цю межу може призвести до перевантаження окремих з'єднань, зниження ресурсу деталей і необхідності посилення конструктивних елементів.

Література

1. Бурмістенков, О.П. Основі теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів / О. П. Бурмістенков, І. В. Панасюк. − К.: НМК ВО, 1993. − 64 с.

2. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості: монографія / О. П. Бурмістенков, Б. М. Злотенко, В. П. Коновал, І. В. Панасюк, М. Є. Скиба, О. М. Синюк. – Хмельниц., 2007. – 255 с.

3. Шумакова Т. А. Инструмент для виброабразивной обработки деталей: монография / Т. А. Шумакова, В. И. Шаповалов, Ю. И. Гутько; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск: Ноулидж, 2011. – 59 с.

4. 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.

5. Залюбовський М.Г. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №5 (138). – С. 17-26.

6. Залюбовський М.Г. Аналітичне визначення часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №6 (140). – С. 9-18.

7. 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.

8. Залюбовський М.Г. Силове дослідження просторового семиланкового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №4 (287). – С. 127-133.

9. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 1: дослідження механізму з додатковою рухомою ланкою – коромислом) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев, В.В. Скідан // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2021. – №1 (154). – С. 9-18/

10. Залюбовський М.Г. Дослідження реакцій у кінематичних парах статично визначеного просторового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 1, том 32 (71). – С. 1-6.

11. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з кінематичною парою четвертого класу – кінетостатичне дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 2, том 32 (71). – С. 6-11.

12. Jadhav P.S. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer / P.S. Jadhav, B.R. Jadhav // *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. – 2013. – 2 (3). – P. 1-4.

13. 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).

References

1. Burmistenkov, O.P. Osnovi teorii ta praktychna realizatsiia prystroiv dlia zachyshchuvalnoi obrobky formovykh detalei iz polimernykh materialiv / O. P. Burmistenkov, I. V. Panasiuk. – K.: NMK VO, 1993. – 64 s.

2. Burmistenkov O.P. Vyrobnytstvo lytukh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vzuttievii ta shkirhalantereinii promyslovosti: monohrafiia / O. P. Burmistenkov, B. M. Zlotenko, V. P. Konoval, I. V. Panasiuk, M. Ye. Skyba, O. M. Syniuk. – Khmelnyts., 2007. – 255 s.

3. Shumakova T. A. Instrument dlja vibroabrazivnoj obrabotki detalej: monografija / T. A. Shumakova, V. I. Shapovalov, Ju. I. Gut'ko; Vostochnojukr. nac. un-t im. V. Dalja. – Lugansk: Noulidzh, 2011. – 59 c.

4. Zaliubovskyi M. H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkostei dlia obrobky polimernykh detalei: monohrafiia / M. H. Zaliubovskyi, I. V. Panasiuk, V. V. Malyshev. – K.: Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.

5. Zaliubovskyi M.H. Eksperymentalne doslidzhennia vplyvu heometrii metalevykh vlyvok detalei zamka «blyskavka» na osoblyvosti yikh obrobky v haltuvalnii mashyni / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu – 2020. – №2 (144). – S. 24–32.

6. Zaliubovskyi M.H. Sylove doslidzhennia prostorovoho semylankovoho mekhanizmu mashyny dlia obrobky detalei / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky – 2020. – №4 (287). – S. 127–133.

7. Zaliubovskyi M.H. Kinetostatychne doslidzhennia sharnirnykh prostorovykh mekhanizmiv haltuvalnykh mashyn (chastyna 1: doslidzhennia mekhanizmu z dodatkovoju rukhomoju lankoju – koromyslom) / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev, V.V. Skidan // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu – 2021. – №1 (154). – S. 9–18.

8. Zaliubovskyi M.H. Doslidzhennia reaktsii u kinematychnykh parakh statychno vyznachenoho prostorovoho mekhanizmu mashyny dlia obrobky detalei / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: tekhnichni nauky – 2021. – №1, tom 32 (71). – S. 1–6.

9. Zaliubovskyi M.H. Mashyna dlia obrobky detalei z kinematychnou parou Chetvertoho klasu – kinetostatychne doslidzhennia / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: tekhnichni nauky – 2021. – №2, tom 32 (71). – S. 6–11.

10. 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, No. 4. – P. 404–412.

11. Zalyubovskii M., Koshel S., Koshel O., Akimova L. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2024, №3, pp. 42–49.

12. Jadhav P.S. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer / P.S. Jadhav, B.R. Jadhav // International Journal of Advanced Engineering Research and Studies. – 2013. – 2 (3). – P. 1–4.

13. Willy A. Bachofen (WAB): sait Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2025 [Elektronnyi resurs]. URL: https://www.wab-group.com/en/mixing-technology/products/ (data vidviduvannia: 13.01.2025).