

Загальний вид контактів для дугогасних камер наведений на рис. 2. Матеріал Cu–Zr–Y–Mo використовується для електродів контактного зварювання (див. рис. 3).

Література

1. Grechanyuk, N. I., Konoval, V. P., Grechanyuk, V. G., Bagliuk, G. A., Myroniuk, D. V. Properties of Cu–Mo Materials Produced by Physical Vapor Deposition for Electrical Contacts / Powder Metallurgy and Metal Ceramicsthis, 2021, 60 (3–4), pp. 183–190.
2. Grechanyuk, N. I., Kucherenko, P. P., Melnik, A. G., Grechanyuk, V. G., Manulyk, A. New Electron-Beam Equipment and Technologies for the Production of Advanced Materials Using Vacuum Melting and Evaporation Methods Developed at SPE [“Eletekh mash”] / Minerals, Metals and Materials Seriesthis, 2019, pp. 105–113.
3. Пат. України № 34875. Композиційний матеріал для електричних контактів та спосіб його отримання / М. І. Гречанюк, В. О. Осокін, І. Б. Афанасьєв, І. М. Гречанюк. – Опубл. 16.12.2002 р.
4. Grechanyuk, N. I., Baglyuk, G. A., Kucherenko, P. P., (...), Grechanyuk, V. G., Smashnyuk, Y. A. Powder metallurgy industry and managerial economics: Laboratory electron-beam multipurpose installation L-2 for producing alloys, composites, coatings, and powders / Powder Metallurgy and Metal Ceramics, 2017, 56 (1–2), c. 147–159.

ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ВИСАДКИ У ЦВЯХОВОМУ АВТОМАТІ З МЕТОЮ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

*Харжєвський В. О.¹, Марченко М. В.², Лісевич Д. В.³
Хмельницький національний університет, Україна
E-mail: ¹kharzhevskiy@khmnu.edu.ua, ²max@solidworks.net.ua,
³medadimas862@gmail.com*

Однією з найважливіших задач сучасного машинобудування є зрівноваження динамічних навантажень (сил інерції), які виникають при русі механізмів і машин [1–3]. Це викликано тим, що під час роботи машин ланки їх механізмів рухаються з прискореннями, в результаті чого виникають сили інерції, які викликають додаткові, часом дуже великі, навантаження у кінематичних парах, збільшують тертя і знос їх елементів, створюють додаткові напруження в окремих частинах машин. Це неминуче веде до зменшення витривалості деталей

машин та їх руйнування. Особливо це стосується швидкохідних машин, якими є цвяхові автомати, оскільки динамічні сили, змінні як за величиною, так і за напрямком, передаються станині (корпусу) машини, фундаменту, викликають їх вібрацію, коливання та розхитування. Надто небезпечні вібрації у зоні, близькій до резонанса, що може викликати руйнування не тільки деталей машин, але і приміщень і навколишніх споруд. Тому в процесі проектування та виготовлення машин ставиться завдання про повне або часткове погашення динамічних сил.

Необхідно добитися, щоб на корпус і фундамент передавались якнайменші знакозмінні сили або діяли сили сталі за величиною та напрямком. Ця задача називається задачею про зрівноваження рухомих мас механізмів, або задачею про зрівноваження сил інерції. Розв'язати її можна шляхом раціонального розміщення та підбору мас ланок механізму.

В цвяховому автоматі типу АВ4115, який є об'єктом наших досліджень, крім великих сил інерції діють ще значні короткочасні технологічні опори, які виникають при формуванні головки цвяха. Автомат складається з ряду механізмів, неправильний вибір їх параметрів призводить до порушення його нормальної роботи. Предметом є дослідження механізму висадки з метою визначення його оптимальних параметрів. Для зрівноваження рухомих мас механізмів необхідно провести визначення реакцій у кінематичних парах, перш за все, механізму висадки – основного силового механізму автомата – та змінити маси ланок механізму таким чином, щоб максимальні значення реакцій у кінематичних парах зменшились.

В якості механізму висадки в цвяховому автоматі АВ4115 використовується кривошипно-шатунний механізм, кінематична схема якого зображена на рис. 1. З цим механізмом конструктивно зв'язаний пристрій для скидання цвяхів (коромисло *EC*). Тому доцільно подальшому розглядати ці два механізми разом. Вища кінематична пара *C* замінена нижчими парами (обертальною, утвореною ланками 3–4, та поступальною – ланками 4–5).

Методика кінематичного та кінетостатичного (силового) розрахунків важільних механізмів II класу (за класифікацією Ассура – Артоболевського) достатньо повно викладена в підручниках [1, 2]. В результаті проведених досліджень були проведені обчислення основних кінематичних та силових параметрів механізму висадку. Як відомо [1, 2], силовому розрахунку механізмів передують кінематичний аналіз, без якого неможливо визначити сили інерції, що діють на відповідні ланки. Для цього використані методи та алгоритми, описані в [1].

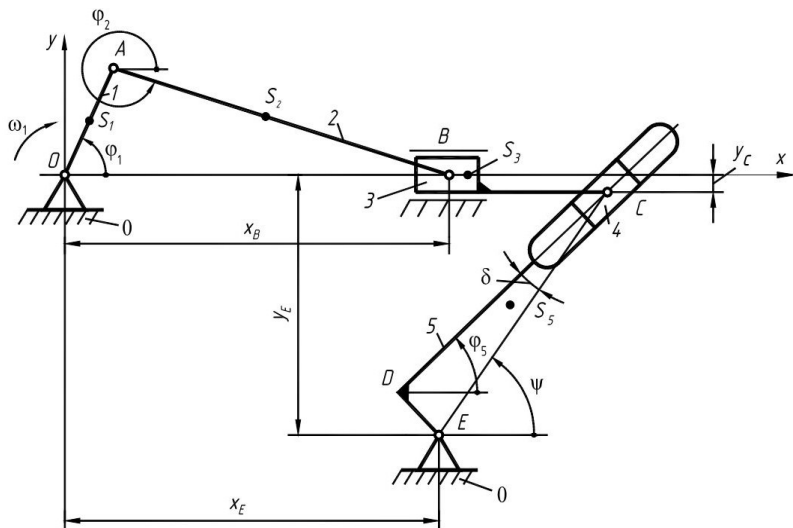


Рис. 1. Кінематична схема механізму висадки

На рис. 2 наведені діаграми кінематичних параметрів руху повзуна B . На рис. 3 та 4 наведені приклади отриманих результатів у вигляді годографів і діаграм реакцій в усіх кінематичних парах механізму при масі повзуна B $m_3 = 15$ кг та $m_3 = 50$ кг, а в таблиці 1 – їх максимальні значення (в дужках вказані кути, при яких реакції набувають максимальних значень).

Таблиця 1

Маса повзуна B , кг	$R_{10}(0)$	$R_{21}(0)$	$R_{32}(0)$	$R_{43}(\pi)$	$R_{50}(\pi)$
15	45108	46998	69	34	43480
50	32617	30987	34505	69	38

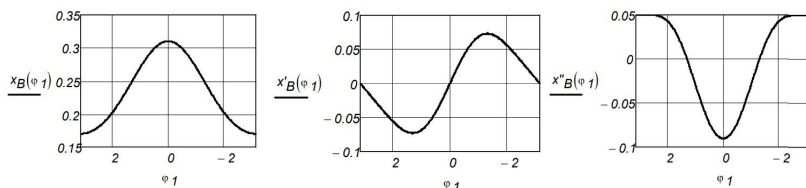


Рис. 2. Кінематичні параметри руху повзуна B

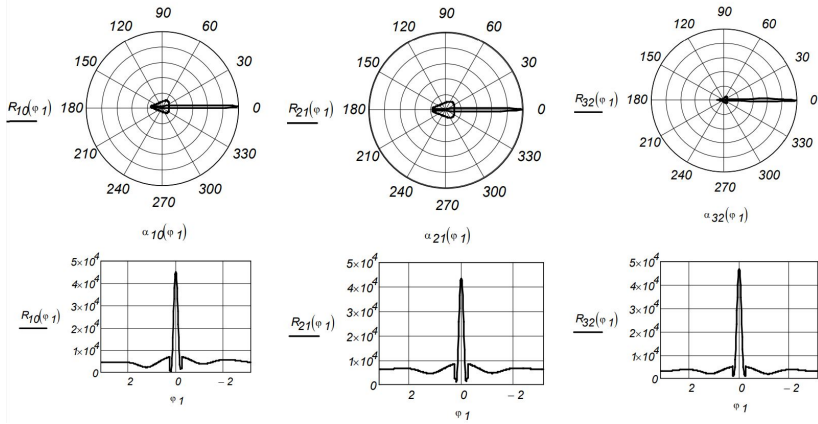


Рис. 3. Годографи і діаграми реакцій у кінематичних парах ($m_3 = 15$ кг)

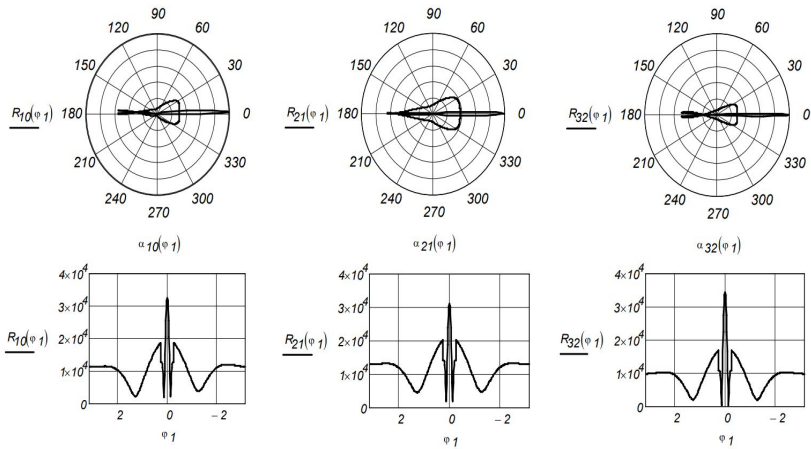


Рис. 4. Годографи і діаграми реакцій у кінематичних парах ($m_3 = 50$ кг)

Висновки. Основним навантаженням на ланки механізму є короткочасні технологічні навантаження при пластичній деформації дроту під час формування головки цвяха, які можна компенсувати силами інерції. Як видно з наведених даних, реакції в кінематичних парах можна суттєво зменшити раціональним вибором мас ланок і в першу чергу повзуна *B*. Оскільки дані автомати універсальні і можуть

виготовляти цвяхи з різних металів та різних розмірів, то і зусилля висадки будуть суттєво між собою відрізнятися. Тому бажано в конструкції автомата передбачити зміну маси повзуна B . Одержані результати досліджень, а також алгоритми та отримані результати можуть бути використані в конструкторській практиці при модернізації існуючих автоматів або при проектуванні нових.

Література

1. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2014. – 295 с.
2. Kumar E. S. Theory of Machines and Mechanisms. Foundation Publishing House, 2018 – 336 P.
3. Харжевський В. О., Марченко М. В., Нагабась В. В. Використання Mathcad для кінематичного дослідження важільних механізмів високих класів // Наука та освіта : зб. пр. XVI Міжнар. наук. конф., 4–11 січня 2022 р., м. Хайдусобосло, Угорщина – Хмельницький : ХНУ, 2022. – С. 149–153.

СТРАТЕГІЧНА МОДЕЛЬ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПАНІЙ УКРАЇНИ

*Шведкий В. А., Костін Д. Ю., Костін Ю. Д.
Харківський національний університет радіоелектроніки
Проспект Науки, 14, email: d_eces@nure.ua*

Як визначено в «Енергетичній стратегії України на період до 2035 року [1], сьогодні світова економіка переживає непростий період, що має прямий вплив на стан розвитку енергетичних компаній.

У цих умовах процес переходу від застарілої моделі функціонування енергетичного сектору з домінуванням великих виробників, вичерпного палива, неефективних мереж, недосконалої конкуренції на ринках природного газу, електроенергії, вугілля до сучасних моделей розвитку енергетичних компаній потребує обгрутованого прийняття управлінських рішень на засадах: створення власної інноваційної екосистеми; розробки організаційно-економічних та управлінських механізмів підвищення ефективності виробництва, інвестицій і менеджменту; вигодування довірливих стосунків з клієнтами тощо.

В основі цього покладено наукове обгрунтування розробки нової стратегічної моделі розвитку енергетичних компаній із ство-