

## Вступ

Одним із шляхів підвищення продуктивності праці є збільшення робочих швидкостей і навантажень виробничих машин. Це вимагає обґрунтованого вибору типів, схем і розмірів проєктованих механізмів, розробки уточнених методів синтезу механізмів з врахуванням їх найважливіших кінематичних і динамічних характеристик. Наступні розрахунки на міцність, конструктивне оформлення, вибір матеріалів, як правило, уже не можуть істотно змінити основні властивості механізму [22; 37].

У сучасних машинах набули широкого застосування механізми, які забезпечують при безперервному обертovому русі вхідної ланки обертальний або поступальний рух з зупинкою вихідної ланки. Для цієї мети застосовують в основному механізми з вищими кінематичними парами (кулачкові, рідше механізми неповнозубих коліс), які поряд з відомими перевагами мають ряд істотних недоліків. При певних розмірах ланок вистій вихідної ланки можуть забезпечити шарнірні механізми, до складу яких входять тільки нижчі кінематичні пари.

Заміна кулачкових механізмів шарнірними дозволяє підвищити надійність і довговічність машин, зменшити зношування деталей, усунути розробку спеціальних конструкцій для замикання ланок, спростити технологію виготовлення і ремонту, а в деяких випадках здійснити регулювання закону руху вихідної ланки навіть під час роботи машини.

Проте шарнірні механізми з зупинкою вихідної ланки ще не одержали широкого застосування. «Питання про те, – відзначає відомий німецький учений В. Ліхтенхельдт [38], – які механізми – кулачкові або шарнірні – доцільніше застосовувати для здійснення робочого процесу, найчастіше вирішується на користь кулачкових механізмів, хоча в багатьох випадках шарнірні механізми набагато зручніші й мають більш досконалу конструкцію... Причиною цього є та обставина, що методи розрахунку ланок шарнірних механізмів ще мало доступні багатьом конструкторам. Їм здається, що в кожному окремому випадку простіше й зручніше для заданого закону руху ланки механізму розрахувати кулачковий механізм, чим шарнірний».

Таке відношення до шарнірних механізмів пояснюється багатьма об'єктивними факторами: по-перше, синтез таких механізмів досить складний і без сучасних ЕОМ утруднений; по-друге, розроблені методи синтезу за окремими критеріями наведені в джерелах, не завжди доступних конструкторам (журнальні статті, матеріали наукових конференцій, дисертації, наукові звіти тощо), причому відкриті публікації, як правило, мають оглядовий, інформаційний характер; по-третє, питання синтезу шарнірних механізмів з зупинкою вихідної ланки практично не розглядаються ні в загальному курсі теорії механізмів і машин, ні в спеціальних курсах, а окремі посібники або довідники по їхньому проектуванню відсутні. Тому не дивно, що кулачкові механізми, теорії синтезу яких приділяється достатня увага, набули широкого застосування.

Із усіх відомих шарнірних механізмів, що забезпечують вистій вихідної ланки, найбільш вивчені механізми, отримані на базі симетричного лямбдоподібного механізму Чебишева (ЛМЧ) шляхом приєднання до нього однієї зі структурних груп другого класу (за класифікацією Ассура – Артоболевського). Ці механізми забезпечують широкий діапазон тривалості та високу точність зупинки, різні співвідношення часу прямого й зворотного руху вихідної ланки, сприятливі значення кутів розмаху (ходу) вихідної ланки, кутів передачі руху та інших кінематичних і динамічних характеристик.

У даній роботі узагальнені основні результати досліджень і методи синтезу шестиланкових лямбдоподібних механізмів Чебишева з зупинкою вихідної ланки (МЧВ). Зокрема, викладені загальні принципи проектування шарнірних механізмів з зупинкою; наведені основні співвідношення між геометричними параметрами ланок МЧВ, при яких забезпечуються вистій вихідної ланки, теоретичні й робочі області існування механізмів, методика синтезу МЧВ за заданими тривалістю зупинки, коефіцієнтом зміни середньої швидкості й кутом розмаху (ходу) вихідної ланки з урахуванням кутів передачі руху; показаний вплив розмірів ланок механізму на точність зупинки й закон руху вихідної ланки, величину та характер зміни реакцій у кінематичних парах, цикловий ККД механізму.

Наведені довідкові матеріали (таблиці, діаграми, шатунні криві, програми для ЕОМ) переслідують дві мети: з одного боку, показати можливості розглянутих механізмів, а з іншого боку – полегшити їхній синтез із врахуванням найважливіших кінематичних і динамічних характеристик руху вихідної ланки й умов передачі сил, габаритних розмірів механізму.