

Розділ 4. ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО СИНТЕЗУ МЧВ

4.1. Переваги та недоліки МЧВ, область їхнього застосування

Наведені дані про геометричні, кінематичні та динамічні параметри МЧВ у достатній мері розкривають переваги та недоліки досліджуваних механізмів, можливі області їхнього застосування.

Розглянуті механізми мають такі же *позитивні якості*, які властиві й кулачковим механізмам, а саме:

1. Забезпечують при безперервному русі вхідної ланки (кривошипа) зупинки вихідної ланки в одному з його крайніх положень. Наявність кінематичних схем, що забезпечують вистій вихідної ланки у двох крайніх положеннях (див. рис. 6).

2. Можливість варіювання в досить широких межах тривалістю зупинки (2α) (практично кут 2α може змінюватися від 0 до 300°).

3. Забезпечують різні співвідношення між періодами прямого (робочого) і зворотного (холостого) рухів вихідної ланки, тобто різні значення коефіцієнта K .

4. Наявність сприятливих значень кінематичних характеристик руху вихідної ланки (B, C, D), кутів передачі руху (як у базовому механізмі μ_1 , так й у приєднаній групі μ_2), забезпечують досить високі значення механічного ККД.

У порівнянні з кулачковими механізмами МЧВ мають ряд важливих *переваг*:

1. Відсутність вищих кінематичних пар.

2. Забезпечення геометричного замикання ланок.

3. Безударність закону руху вихідної ланки, тобто відсутність різких змін його прискорень, які призводять до м'яких або жорстких ударів, виняток становлять механізми, показані на рис. 8.

4. Можливість здійснювати регулювання коефіцієнта зміни середньої швидкості вихідної ланки навіть підчас роботи машини (див. п. 1.7, рис. 19, 21).

5. Можливість одержати обертовий рух вихідної ланки з зупинкою. Причому вихідна ланка може повертатися за один оберт кривошипа на 180° (див. рис. 7) або 360° (див. рис. 8). Це залежить від положення центра обертання E вихідної ланки.

6. Можливість здійснювати регулювання тривалості зупинки в межах $0 - 2\alpha$ у випадку повороту вихідної ланки на 360° (див. рис. 8). Це можна зробити також підчас роботи механізму.

7. Простота технології виготовлення та ремонту деталей механізму, немає потреби у використанні спеціального обладнання.

До *недоліків* розглянутих механізмів варто віднести:

1. Більше вузький діапазон законів руху вихідної ланки та певна складність «вписування» цього закону в циклограму механізму при заданих крайніх положеннях вихідної ланки.

2. Значне відхилення E вихідної ланки в період зупинки при великій тривалості зупинки (дод. 1). Особливо це помітно для значень $\alpha \geq 100^\circ$, а при $\alpha \geq 150^\circ$ ці відхилення порівнянні з ходом вихідної ланки.

3. Обмежені допустимі значення коефіцієнта K , у той час як у кулачкових механізмах практично можна забезпечити його будь-яке значення.

4. Уповільнений перехід вихідної ланки від періоду зупинки до руху й навпаки (див. рис. 57), що призводить до погіршення якісних характеристик закону руху, тобто до збільшення констант піків B , C і D . Це особливо помітно при $\alpha < 75^\circ$.

5. Зі збільшенням кута Ω (кінематичні параметри B , C і D зменшуються) відбувається значне зменшення максимального ходу вихідної ланки (відривок $S \rightarrow 0$), тобто шатунна крива стає сильно витягнутою в боки від осі симетрії CO_1 (дод. 4, 5).

6. Неконструктивні розміри ланок механізму деяких кінематичних схем МЧВ, особливо властиві механізмам із двома зупинками. Зокрема (дод. 1), довжина шатуна DE , обумовлена радіусом R , приймає або дуже великі значення ($R \rightarrow \infty$), або дуже малі ($R \rightarrow 0$); дуже малі розміри можуть бути в коромисла EF і кривошипа OA . Такі розміри ланок ЛМЧ дещо обмежують робочу область значень геометричних параметрів Ω , α , a .

7. Велика кількість кінематичних пар.

8. Як і у всіх кривошипно-шарнірних механізмах, кривошип OA (див. рис. 4) необхідно встановлювати, на кінці приводного вала або виконувати його у вигляді ексцентрика, що призводить до збільшення втрат на тертя, ускладнює конструкцію механізму.

Проте, завдяки своїм позитивним якостям, МЧВ можуть застосовуватися в різних машинах, приладах і пристроях, у яких необхідно забезпечити вистій вихідної ланки при безперервному обертотому русі вхідної ланки (кривошипа). При цьому вихідна ланка може здійснювати зворотно-поступальний (МЧВ2, МЧВ5), коливальний (МЧВ1, МЧВ3) або обертальний (МЧВ3) рух (див. рис. 4, 7, 8). В останньому випадку можливе регулювання періоду зупинки вихідної ланки.

Практичне застосування має окремо взятий базисний механізм, особливо в тих випадках, коли шатунна крива на ділянці наближення мало відрізняється від прямої лінії (див. рис. 3, дод. 5). Застосовують ЛМЧ для приводу безударних мальтійських механізмів [1; 39; 44; 45; 53].

4.2. Вибір вихідних даних для синтезу МЧВ

При проектуванні механізмів з зупинкою вихідної ланки (кулачкових, шарнірних та ін.) можуть бути задані або вибрані з технологічних і конструктивних міркувань наступні параметри: 2α – кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зупинки вихідної ланки; K – коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки (п. 1.7); β_m або H_{Em} – максимальний кут розмаху або хід вихідної ланки ($H_{Em} = S_1 l$, де S_1 – максимальний відносний хід повзуна E , при $K = 1$, $S_1 = S - E$, див. рис. 19, 21, дод. 1, 2).

Маючи у своєму розпорядженні ці параметри (α , K , β_m або H_{Em}), можна здійснювати геометричний синтез МЧВ. Однак у такій постановці задача синтезу має багато розв'язків, а отже, є можливість *задовольнити* інші технологічні та конструктивні вимоги, які пред'являються до механізмів. До таких вимог варто віднести:

1) допустиме відхилення E_d вихідної ланки в період зупинки ($E_d = El$, де E – відносне відхилення траєкторії точки D щодо кола радіуса R ; l – дійсна довжина шатуна AB , прийнята за одиницю лінійних розмірів);

2) максимально допустимі значення констант піків швидкості B , прискорення C і кінетичної потужності D ;

3) міжосьова відстань $l_{DF} = a_1 l$ (рис. 19) – відстань між центрами обертання вхідної та вихідної ланок;

4) положення вихідної ланки в період зупинки (кут β_0);

5) напрямку обертання вхідної та вихідної ланок.

Крім того, при проектуванні МЧВ, як й в інших шарнірних механізмів, необхідно враховувати:

1) екстремальні значення кутів передачі μ_1 та μ_2 , оскільки механізм, спроектований геометрично, може виявитися нераціональним внаслідок недопустимо великих сил, що виникають у кінематичних парах, і низького ККД або навіть непрацездатним через заклинювання;

2) конструктивні обмеження довжин ланок механізму, тому що при синтезі можуть бути варіанти з недопустимими великими або малими розмірами ланок; у нашому випадку довжина шатуна DE може бути або дуже великою або дуже малою, останнє відноситься і до розмірів кривошипа OA та коромисла EF (див. дод. 1);

3) допустиме відхилення від заданого закону руху, тобто найбільше відхилення переміщень, що забезпечується МЧВ, від заданих переміщень вихідної ланки.

4.3. Синтез механізмів за заданими умовами

При геометричному синтезі МЧВ1 необхідно визначити наступні параметри: Ω , α , a , K , β_m . Перші три визначають базисний механізм (ЛМЧ), останні два – приєднану групи. У МЧВ2 досить мати параметри Ω , α , a , K , МЧВ3 – Ω , α , β_m , МЧВ5 – Ω , a . Методика синтезу двох останніх видів МЧВ розглянута вище (п. 1.1). Тут ми розглянемо в основному синтез найбільш загального випадку МЧВ – синтез механізмів із приєднаною групою I виду (МЧВ1).

Із трьох геометричних параметрів базисного механізму Ω , α , a звичайно відома тільки α – половина тривалості зупинки. Отже, залишаються два незалежних параметри Ω і a , якими можна варіювати з метою забезпечення інших заданих або необхідних умов. Для розв'язання цієї задачі можна використати відомості, наведені в даній роботі, а якщо їх недостатньо, то зробити додаткові розрахунки на ЕОМ, використавши наведені програми або склавши нові на основі вищевикладених алгоритмів. Навести в більше повному обсязі ці дані (довідкові таблиці, діаграми, програми для ЕОМ) не представляється можливим.

Розглянемо порядок синтезу ЛМЧ для реалізації заданих технологічних умов: тривалості зупинки, коефіцієнта зміни середньої швидкості та кута розмаху вихідної ланки.

Тривалість зупинки вихідної ланки, обумовлена кутом 2α , теоретично може вибиратися від 0 до 2π . Для нижньої межі ($\alpha = 0$) немає ніяких обмежень, причому в ЛМЧ, якщо $\alpha = 0$, то і $E = 0$. Верхня межа α практично повинна бути обрана меншою π через те, що при $\alpha \rightarrow \pi$ погіршуються кути передачі μ_1 , збільшується відхилення E . Для визначення верхньої межі кута α можна використати діаграми $a = a(r)$ (дод. 1), на яких нанесені геометричні місця однакових значень кутів передачі μ_1 (μ_0 і μ'_0), а також μ'_2 . Встановивши допустимі значення кутів передачі $[\mu_{\min}]$ і $[\mu_{\max}]$, можна для кожного Ω з достатньою для практики точністю встановити гранично допустиме значення α , а отже, і тривалість зупинки 2α .

Отже, виходячи із заданого α , враховуючи робочі області існування ЛМЧ (дод. 1), одержимо області можливих значень Ω та a , які можуть забезпечити задану тривалість зупинки вихідної ланки. Зрозуміло, що чим менше значення α , тим ширші області можливих значень Ω та a . Для остаточного вибору параметрів Ω та a потрібно використати інші критерії оптимізації: точність зупинки, габаритні розміри механізму та конструктивність розмірів ланок, значення констант піків B , C , D , реакцій у кінематичних

парах, ККД механізму та інші критерії, не розглянуті в даній роботі. Поступово, віддаючи перевагу тому або іншому критерію, залежно від вимог до механізму, вибираються ті значення Ω та a , які задовольняють заданим умовам.

Для оцінки гранично можливих значень *відхилення* E_d вихідної ланки в період зупинки, що задовольняють заданому α , можна використати діаграми $E=E(a)$, на яких побудувати робочі області значень a .

Габаритні розміри МЧВ1, МЧВ2 у значній мірі визначаються довжиною шатуна DE , тобто радіусом R , діаграми якого наведені в дод. 1, приклади числових даних – у дод. 2. У розділах 2, 3, дод. 1–7 наведено довідкові відомості про інші геометричні, кінематичні та динамічні характеристики досліджуваних механізмів. Якщо всі ці умови не регламентуються, то варто вибирати ті значення Ω , a , які задовольняють заданим технологічним умовам (α , E) та забезпечують мінімальні реакції в кінематичних парах при максимальному ККД механізму. Рекомендації із цього приводу наведені в розділі 3.

Розміри приєднаної групи МЧВ1 визначаються *коефіцієнтом* K зміни середньої швидкості та кутом розмаху вихідної ланки, у МЧВ2 – тільки коефіцієнтом K . Граничні значення коефіцієнта K можна визначити, використавши рис. 24, 25 (МЧВ2) або дод. 6 (МЧВ1). Вибравши значення параметрів Ω та a , які задовольняють заданим α , K , надалі поступають так само, як і при синтезі за α , тобто оцінюють інші умови оптимізації.

Кут розмаху β_m вихідної ланки (див. рис. 19) визначається: а) формою шатунної кривої точки D , до якої приєднується структурна група 4 – 5, тобто розмірами базисного механізму (Ω , a , r); б) довжиною b коромисла EF ; в) відрізком $S_1=O_1E$, що залежить від коефіцієнта K . Допустимі значення кута β_m наведені: при $K = 1$ на рис. 20, при $K \neq 1$ – у дод. 6.

Абсолютні розміри ланок механізму. При геометричному синтезі механізмів звичайно визначають відносні розміри ланок (a , r , Z , R , b , a_1 , a_2 , S , E і т.д.). У МЧВ довжина шатуна AB приймається за одиницю довжини, тобто $l_{AB} = l = 1$. Абсолютні розміри ланок визначаються введенням у розрахунок одного з абсолютних розмірів механізму. Такими розмірами можуть бути міжосьові відстані OF (див. рис. 19), габарити механізму, довжина шатуна AB , міжосьові відстані OC , CF і т.д. Тоді довжина шатуна AB (модуль вимірювання довжини) визначається відношенням заданого розміру до його відносного параметра. Наприклад, з умов компонування механізму відома міжосьова відстань l_{OF} , при геометричному синтезі визначаємо його відносний параметр a_1 (1.47). Тоді $l = l_{OF} / a_1$.

Визначивши відрізок l , знаходимо інші розміри ланок механізму:

$$l_{OA} = rl; \quad l_{OC} = al; \quad l_{DE} = Rl; \quad l_{EF} = bl; \quad E_d = El \text{ і т.д.}$$

У механізмах з вихідною ланкою, що рухається поступально (МЧВ2, МЧВ5) для визначення абсолютних розмірів ланок можна використати дійсне максимальне переміщення H_{Em} повзуна E . Тоді модуль довжини $l = H_{Em} / S_1$, де S_1 – відносний хід повзуна E (1.39), при $K = 1$, $S_1 = S - E$ (дод. 2).