

Лекція №20

Тема 10.6. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

10.6.1. Загальні зауваження

Рух ведучої і веденої ланки як правило задається аналітично у вигляді рівнянь руху або графічним способом у вигляді діаграм. Характер цих рівнянь або діаграм може бути різним, в залежності від заданих умов руху. З технічної точки зору, зручно задавати діаграми або рівняння переміщень у функції кута повороту кулачка (функції положення).

На рис.10.11 наведені деякі приклади діаграм руху штовхача. Діаграми переміщень $S_2 = S_2(\varphi_1)$ тут зображені у вигляді прямих ліній (рис. 10.11 а), прямих, що переходять в дуги кола (рис. 10.11 б), спряжених парабол (рис. 10.11 в) та косинусоїди (рис. 10.11 г).

Диференціюючи ці діаграми, ми отримаємо діаграми аналогів швидкостей штовхача $\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$, а диференціюючи ще раз – діаграми аналогів прискорень $\frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$.

З рис.10.11 а) видно, що за прямолінійного закону переміщення штовхача в точках зміни напрямку руху прискорення теоретично прямує до нескінченності. В цей момент мають місце так звані *жорсткі удари*.

Для законів руху, представлених на рис.10.11 б) і в), при зміні напрямку руху штовхача спостерігається стрибкоподібна зміна прискорення. Тобто також мають місце удари, проте зміна тиску відбувається миттєво на кінцеву величину, а не до нескінченності, як при жорсткому ударі. Такі удари називаються *м'якими*.

Якщо закон руху штовхача заданий діаграмою у вигляді косинусоїди (рис. 10.11 г), стрибки на діаграмах швидкостей і прискорень відсутні, а значить відсутні і будь-які удари.

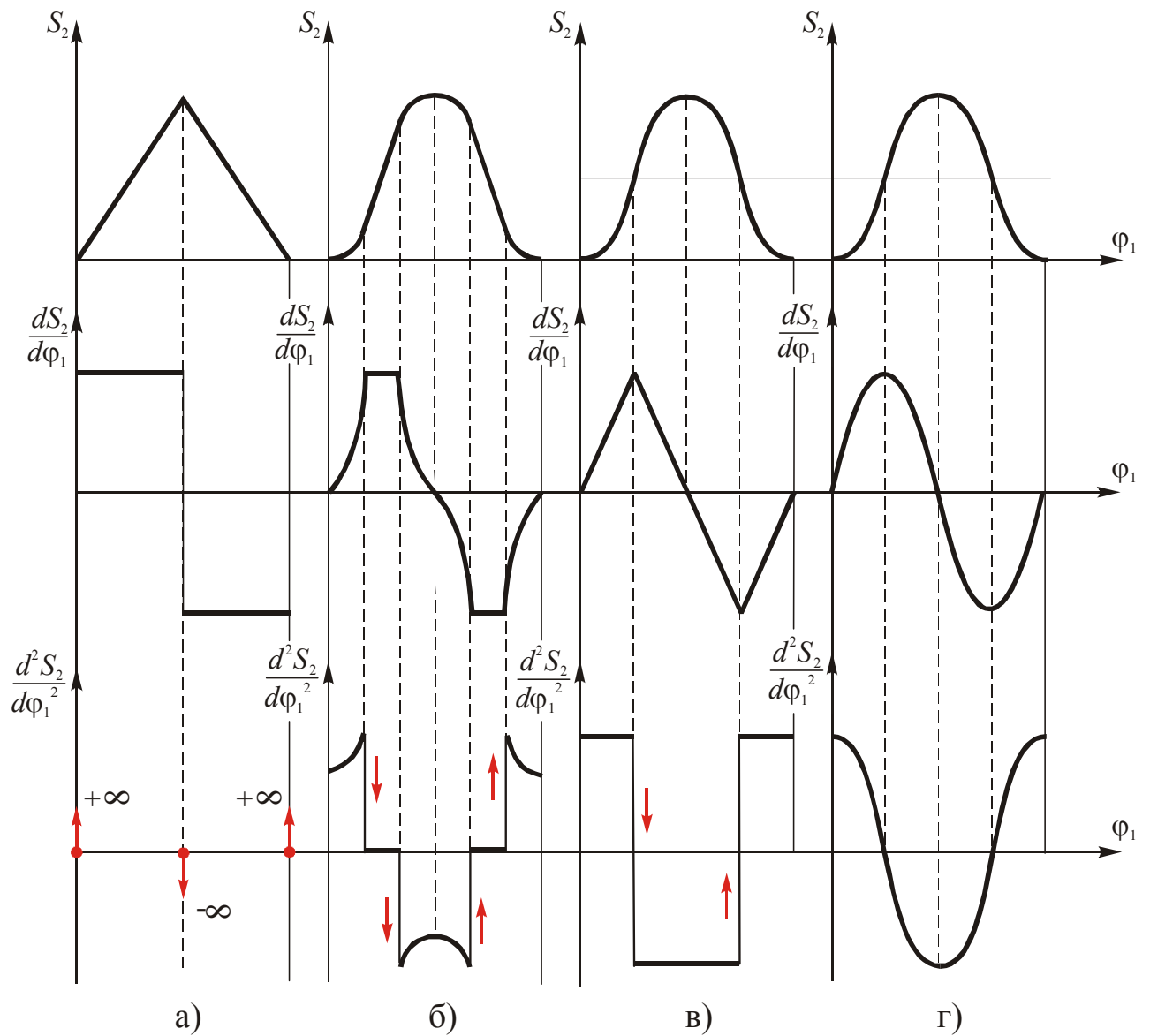


Рис. 10.11 Діаграми руху штовхача: а – в кінематичній парі кулачок-штовхач мають місце "жорсткі" удари; б і в – мають місце "м'які" удари; г – удари відсутні

З точки зору динаміки кулачкового механізму серед наведених прикладів законів руху штовхача останній є найбільш прийнятним.

При проектуванні кулачкових механізмів, щоб уникнути ударів, як правило, після попереднього аналізу фаз руху штовхача задають закон зміни аналога його прискорення, а потім шляхом інтегрування отримують діаграми швидкостей і переміщень (рис.10.12).

Процес синтезу кулачкового механізму розбивають на два етапи: *динамічний синтез* та *кінематичний синтез*.

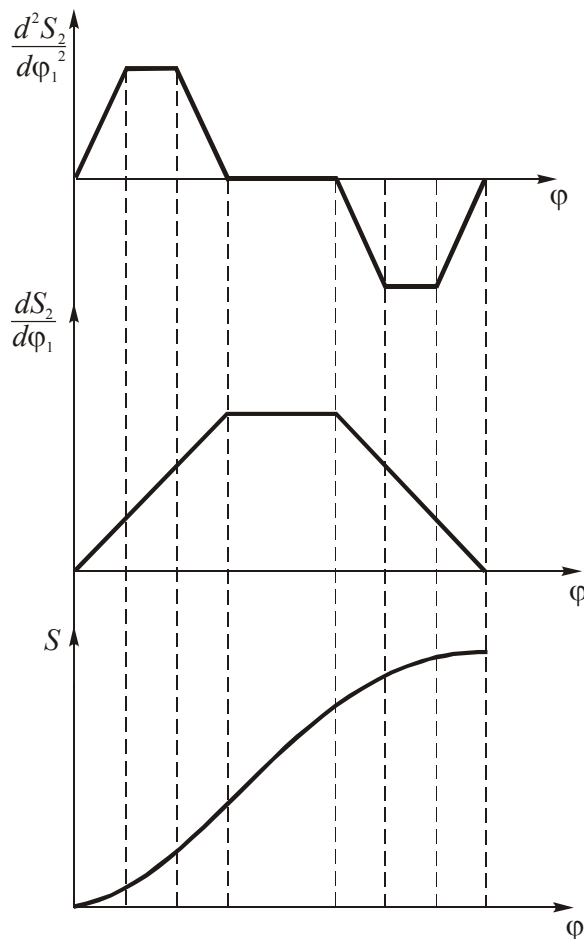


Рис. 10.12 Діаграми руху штовхача, отримані шляхом графічного інтегрування графіка передатної

10.6.2. Динамічний синтез кулачкового механізму



Розглянемо особливості динамічного синтезу деяких типових кулачкових механізмів.

10.6.2.1. Механізм з поступально рухомим штовхачем, оснащеним роликом

Проаналізуємо умови, що мають бути враховані при виборі мінімальних розмірів такого механізму.

На рис. 10.13 зображений нецентральний механізм.

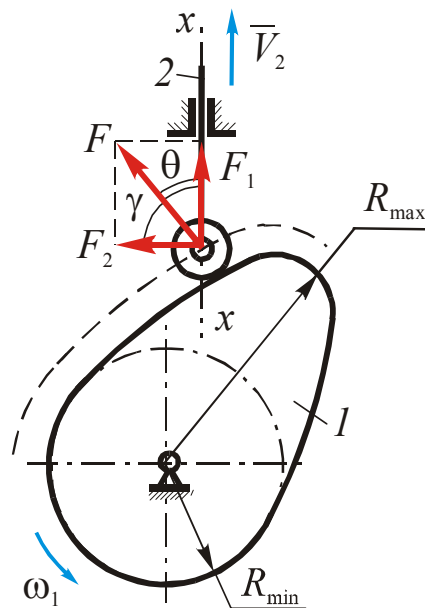


Рис. 10.13 Механізм з нецентрально поступально рухомим штовхачем, оснащеним роликком

Як відомо, тиск у вищій кінематичній парі спрямований уздовж спільної нормалі в точці дотику профілів. Розкладемо тиск \bar{F} на дві складові: уздовж напрямку руху штовхача $x - x$ (сила \bar{F}_1) та уздовж перпендикуляра до напрямку $x - x$ (\bar{F}_2). Тут сили зведені до точки контакту теоретичного профілю кулачка (пунктирна лінія) з вістрям штовхача.

Кут θ на рис. 10.13 – це *кут тиску*.

Зрозуміло, що чим більшим буде кут θ , тим більшою має бути сила F , щоб подолати сили опору, які діють на штовхач, і примусити його рухатись.

Значить, за деякого кута θ_{\max} можливе *заклинювання механізму*.

Кут γ , що доповнює кут тиску θ до 90° , називається *кутом передачі руху*.

Величина кута θ обмежується, з одного боку, умовою незаклинювання (тобто він не може бути як завгодно великим), а з іншого – величиною ККД механізму, який зростає зі зменшенням цього кута. Друга умова є вирішальною: зазвичай оптимальний кут θ вибирають з умови оптимального к.к.д., але він має бути меншим від отриманого з умови незаклинювання.

Для кулачкових механізмів з поступально рухомим штовхачем приймають:

$$\theta_{\max} = 30^\circ \text{ або } \gamma_{\min} = 60^\circ .$$

Зрозуміло, що при заданому законі руху, зокрема величині ходу штовхача, кут θ буде визначатись крутизною підйому профілю кулачка від R_{\min} до R_{\max} (див. рис. 10.13). Величина мінімального радіуса R_{\min} в свою чергу визначає габарити кулачка при незмінному максимальному ході штовхача.

Розглянемо методику визначення мінімального радіуса кулачка для механізму даного типу.

На рис.10.14 а) і б) зображені кінематична схема та план швидкостей механізму відповідно.

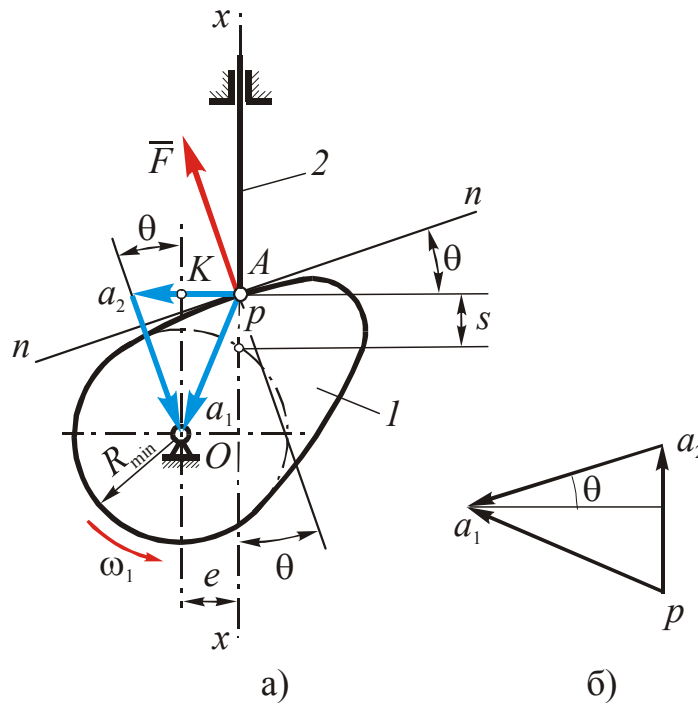


Рис. 10.14 Кулачковий механізм з загостреним штовхачем: а – кінематична схема; б – план швидкостей

Сумістимо полюс плану швидкостей p з точкою A механізму, а точку a_1 – з точкою O , і на цьому відрізку побудуємо повернутий на 90° план швидкостей. Масштабний коефіцієнт цього плану

$$\mu_v = \frac{V_A}{OA} = \frac{\omega l_{OA} \cdot \mu_l}{l_{OA}} = \omega \mu_l. \quad (10.3)$$

Тоді

$$pa_2 = \frac{V_{A_2}}{\mu_v}. \quad (10.4)$$

Тут

$$V_{A_2} = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \omega. \quad (10.5)$$

Підставляємо (10.3) і (10.5) в (10.4):

$$pa_2 = \frac{\frac{dS}{d\varphi} \omega}{\omega \mu_l} = \frac{1}{\mu_l} \frac{dS}{d\varphi}. \quad (10.6)$$

Тобто план швидкостей, суміщений зі схемою механізму (рис. 10.15), можна розглядати як план аналогів швидкостей, побудований у тому ж масштабі, що і кінематична схема механізму. Тоді всі відрізки плану аналогів швидкостей механізму можна скласти з будь-якими відрізками його кінематичної схеми.

На цій підставі, розглядаючи трикутник a_1ka_2 , можна записати:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{pa_2 - e}{Ok},$$

або

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{S + \sqrt{R_{\min}^2 - e^2}}. \quad (10.7)$$

Для центрального механізму ($e = 0$):

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{S + R_{\min}}. \quad (10.8)$$

Розглянемо методику визначення мінімального радіуса кулачка, яка базується на геометричному розв'язку рівнянь (10.7) і (10.8).

Заданими в цій задачі мають бути закони руху штовхача $S - \varphi$ і $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$, його максимальний хід h_{\max} та допустимі кути тиску θ_{\max} або передачі руху γ_{\min} .

1. Будують циклограму руху штовхача у координатах $S - \frac{dS}{d\varphi}$,

виключаючи з діаграм руху штовхача $S - \varphi$ і $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ параметр φ (рис.

10.15). При цьому величини масштабних коефіцієнтів μ_S і $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$ циклограми (рис. 10.15 б) мають бути однаковими.

При силовому замиканні можна обмежитись побудовою циклограми тільки для кута віддалення $\varphi_{вд}$ (рис. 10.15), а при геометричному замиканні будувати циклограму треба для повного кута повороту кулачка (рис. 10.16).

2. Визначають мінімальний радіус кулачка R_{\min} , задаючись допустимою величиною кута тиску θ_{\max} . Для цього потрібно під кутом θ_{\max} до осі S провести дотичну до циклограми $S - \frac{dS}{d\varphi}$. Для центрального механізму ($e = 0$) точка її перетину з віссю S визначає величину R_{\min} . Дійсно, з трикутника BB_1B_2

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{B_1B_2}{BB_2} = \frac{\frac{ds}{d\varphi}}{s + OB}.$$

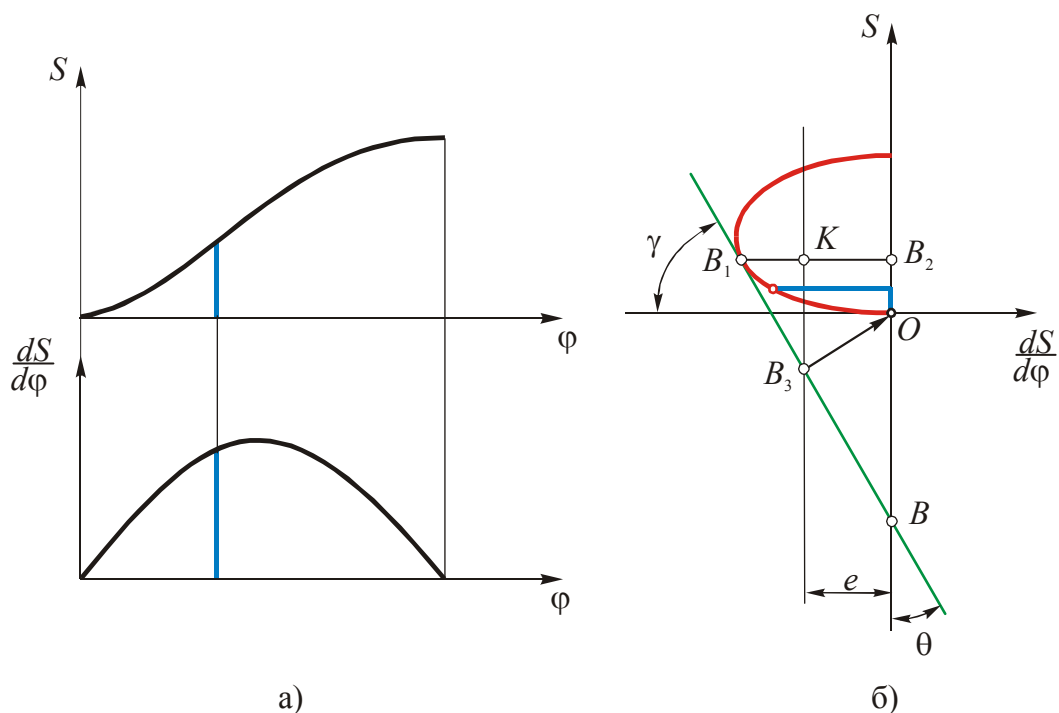


Рис. 10.15 Визначення мінімального радіуса кулачка:

а – кінематичні діаграми руху штовхача;
б – циклограма руху

Порівнюючи отриманий вираз з (10.8), знаходимо, що $\mu_l \cdot OB = R_{\min}$. Тут потрібно покласти $\theta = \theta_{\max}$.

Якщо задано ексцентриситет, то, проводячи пряму, паралельну до осі S на відстані e (рис.10.15), отримаємо з трикутника B_3B_1K

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{\frac{ds}{d\varphi} - e}{s + \sqrt{B_3O^2 - e^2}}.$$

Таким чином, при $\theta = \theta_{\max}$ $\mu_l \cdot B_3O = R_{\min}$.

В обох випадках

$$\mu_l = \mu_s = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}.$$

З рис. 10.15 видно, що за однакових кутів $\theta = \theta_{\max}$ мінімальний радіус кулачка центрального механізму більший, ніж у механізму з ексцентриситетом.

Введення ексцентриситету зменшує габарити кулачкового механізму.

При геометричному замиканні мінімальний радіус кулачка вибирають таким чином, щоб початок радіуса-вектора \bar{R}_{\min} знаходився в заштрихованій області (рис. 10.16).

Як і для механізму з силовим замиканням, введення ексцентриситету в цьому випадку також зменшує габарити механізму.

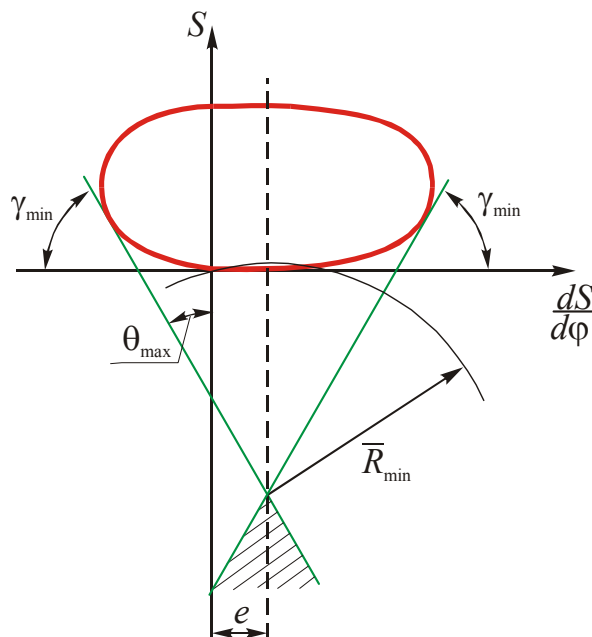


Рис. 10.16 Визначення мінімального радіуса кулачка при геометричному замикання

10.6.2.2. Механізм з обертальним штовхачем

Для даного типу кулачкових механізмів, як і для механізмів з поступально рухомих штовхачем, мінімальні розміри кулачка визначаються допустимими значеннями кутів тиску у вищій кінематичній парі (рис. 10.17).

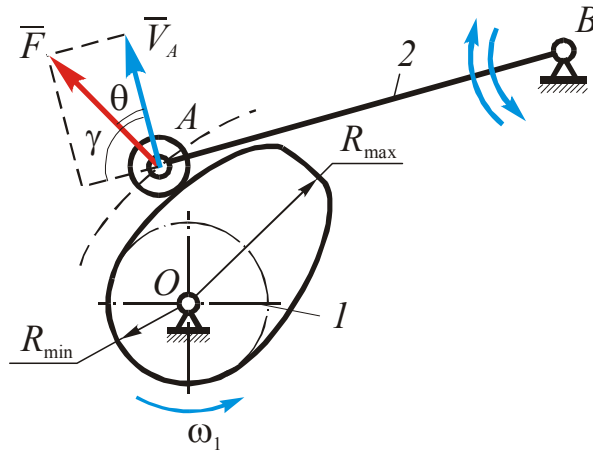


Рис. 10.17 Механізм з коромисловим штовхачем

Рекомендовані значення допустимих кутів тиску та кутів передачі руху для механізмів з обертальним штовхачем

$$\theta_{\max} = 45^\circ; \quad \gamma_{\min} = 45^\circ.$$

Методика визначення мінімального радіуса кулачка принципово не відрізняється від описаної вище. Особливістю є те, що циклограма руху штовхача будується в полярних координатах.

Заданими мають бути закони руху коромисла, його довжина та максимальний кут хитання ψ_{\max} і допустимі кути тиску θ_{\max} або передачі руху γ_{\min} .

Динамічний синтез проводять у такій послідовності.

1. Будують циклограму руху штовхача, виключаючи з діаграм руху штовхача $\psi - \varphi$ і $\frac{d\psi}{d\varphi} - \varphi$ параметр φ . Для цього розмічають траєкторію

руху точки A коромисла, яка є дугою кола радіуса l_{BA} (рис. 10.18) у відповідності з діаграмою $\psi - \varphi$. Через точки поділу A_1, A_2, A_3, \dots проводять положення коромисла і відкладають відрізки

$$A_i C_i = \left(l_{BA} \cdot |i i^*| \mu_{\frac{d\psi}{d\varphi}} \right) \frac{1}{\mu_l}. \text{ Тут } \mu_l - \text{ масштабним коефіцієнтом побудови}$$

коромисла BA . Слід відзначити, що ці відрізки відкладають від точки A_i до центру B обертання коромисла, якщо напрямки обертання коромисла і кулачка збігаються. Якщо ж напрямки обертання протилежні, відкладати відрізки слід на продовженні BA .

2. Через отримані точки C_i проводять замкнену криву, яка і є циклограмою руху коромисла.
3. При точках C_i на сторонах BC_i будують кути γ_{\min} .
4. Виділяють область, яка обмежена сторонами побудованих кутів, що відповідають віддаленню та наближенню коромисла (на рис. 10.18 ця область заштрихована). В цій області будь-яка точка може слугувати центром обертання кулачка. Мінімальним його радіус буде тоді, коли центром обертання буде вибрана точка O .

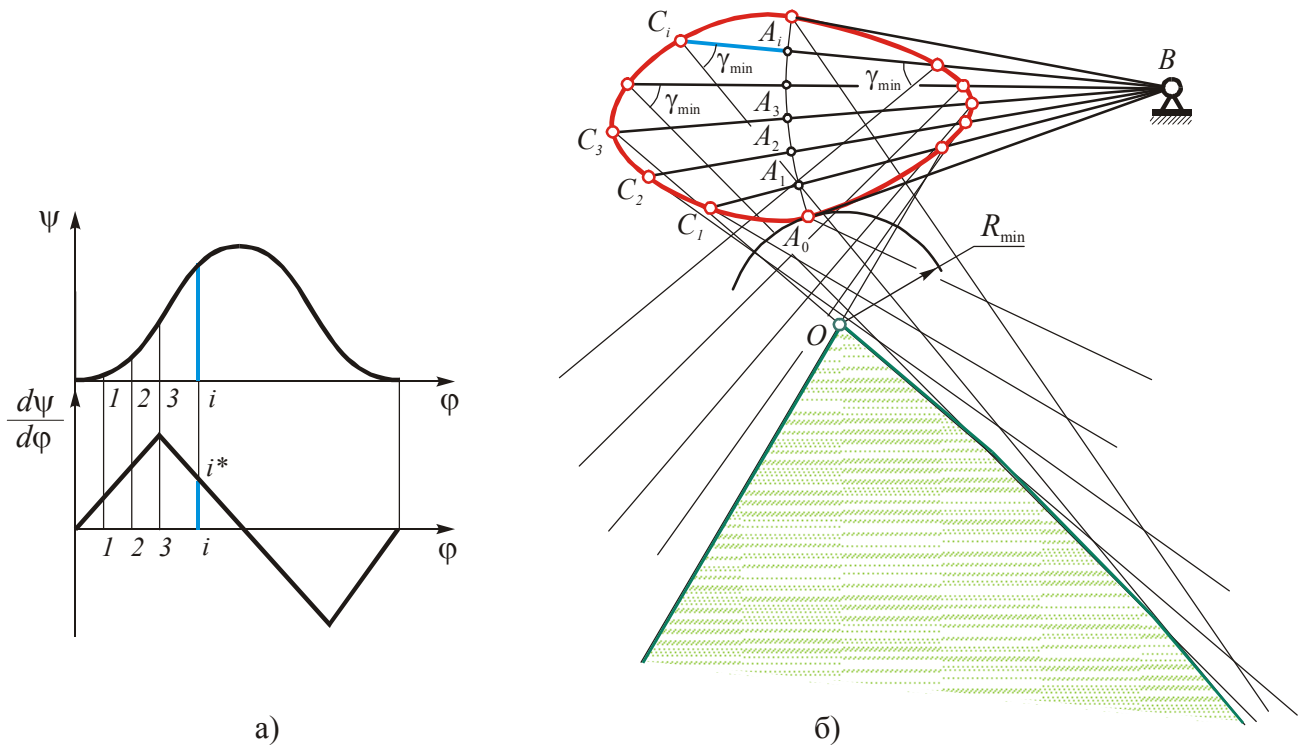


Рис. 10.18 Визначення мінімального радіуса кулачка:

а – кінематичні діаграми руху штовхача;
б – циклограма руху