

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ
РОЗДІЛУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
„СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ”**

для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 3 від 28.12.09

Харків
НТУ «ХП»
2010

Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту „Синтез кулачкових механізмів” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. М. А. Ткачук, О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко та інш. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – 24 с.

Укладачі: М. А. Ткачук
О. І. Зінченко
Г. А. Кротенко
В. Б. Зеленський

Рецензент В. В. Офій

Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин

ВСТУП

При вивченні теми курсу ТММ „Кулачкові механізми” теоретичні навички закріплюються при виконанні розділу курсового проекту або розрахунково-графічного завдання (згідно з навчальними програмами різних спеціальностей) на тему „Синтез кулачкового механізму”.

У методичних вказівках до виконання цього розділу наведені основні теоретичні визначення і послідовність виконання розрахунків і креслень.

Кулачкові механізми широко використовуються у техніці. Основною їх перевагою є те, що за допомогою них можна забезпечити будь-який закон руху вихідної ланки. Вони є невід’ємною частиною багатьох машинних агрегатів, а тому доцільно розглядати синтез цих механізмів.

Метою даних методичних вказівок є надання студентам навичків проектування різних видів кулачкових механізмів; закріплення та поглиблення теоретичних знань шляхом самостійного розв’язання задачі синтезу кулачкових механізмів.

1. Основні теоретичні визначення розділу

1. 1. Кулачкові механізми

Кулачковими механізмами (КМ) називаються механізми (рисунок 1), до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни. Ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари, і виконану у вигляді поверхні змінної кривизни, називають *кулачком*.

У КМ вхідною ланкою є кулачок, вихідною – *штовхач*, який може здійснювати поступальні (див. рис. 1, *а, б*) або коливальні (обертальні) рухи (див. рис. 1, *в*).

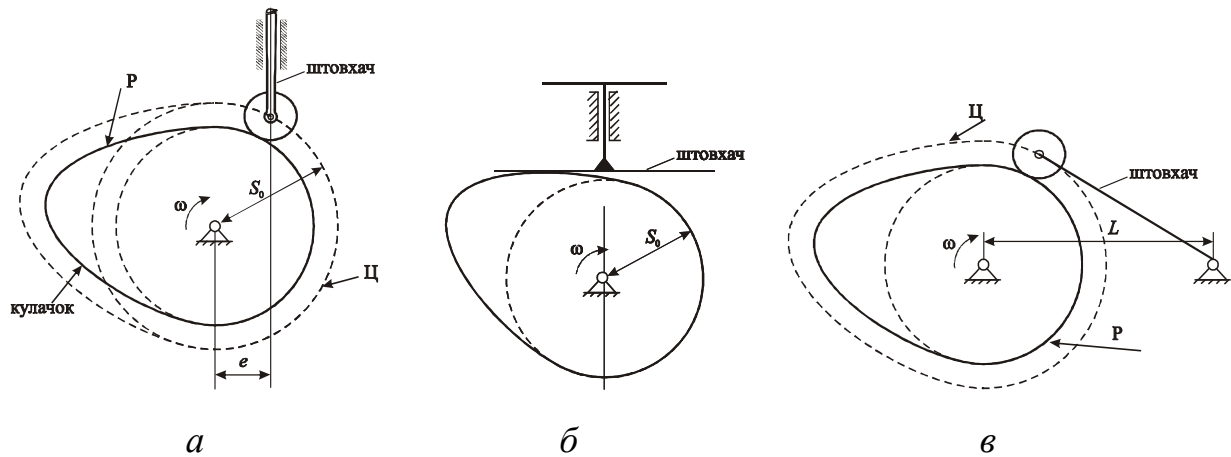


Рисунок 1 – Різновиди КМ: *a* – з роликівим штовхачем (типу РШ); *б* – з плоским штовхачем (типу ПШ); *в* – з коромисловим штовхачем (типу КШ)

1. 2. Теоретичний (центровий) профіль

Теоретичний (центровий) профіль кулачка віддалений від *дійсного (практичного)* профілю на величину радіуса ролика (див. рис. 1, *a*). Ці два профілі утворюють еквідистантні (рівновіддалені) криві. На рис. 1 теоретичний профіль позначений літерою Ц і зображений пунктиром. Це профіль, по якому котиться центр ролика у відносному русі навколо кулачка. Робочий профіль позначений літерою Р і зображений жирною лінією. Робочим профілем називають реальну поверхню кулачка, яка складає із роликом вищу кінематичну пару.

В КМ з плоским штовхачем (див. рис. 1, *б*) виділяють лише робочий профіль.

Профіль кулачка завжди залежить від вобраного закону руху штовхача.

1.3. Фазові кути повороту кулачка

Фазові кути повороту кулачка – це кути, які визначають відповідні періоди руху штовхача (рис. 2). Виділяють: $\varphi_{\text{в}}$ – фазовий кут віддалення (штовхач віддаляється від центру кулачка); $\varphi_{\text{дс}}$ – фазовий кут дальнього стояння (штовхач нерухомий); $\varphi_{\text{н}}$ – фазовий кут наближення (штовхач наближається до центру кулачка); $\varphi_{\text{бс}}$ – фазовий кут ближнього стояння (штовхач нерухомий). Інколи один або два фазові кути стояння можуть бути відсутніми. Фазові кути повороту зв'язані між собою залежністю: $\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{дс}} + \varphi_{\text{н}} + \varphi_{\text{бс}} = 360^\circ$.

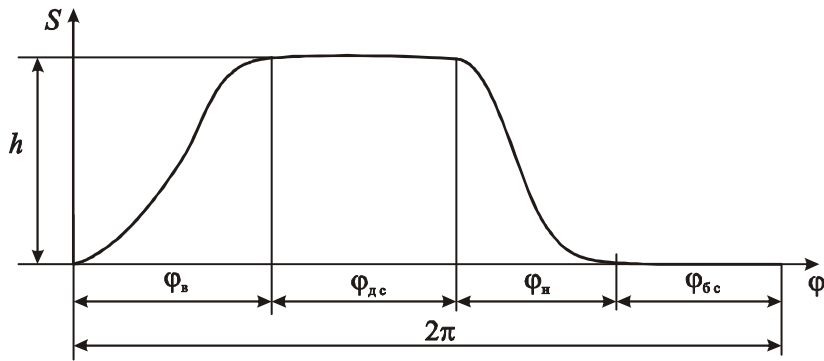


Рисунок 2 – Фазові кути повороту кулачка

1.4. Закони руху вихідної ланки

Відрізняють три основні види законів руху: *безударні*, з “м’якими” та з “жорсткими” ударами. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюється миттєво на скінченну величину, викликають “м’які” удари. Закони, в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на нескінченну величину, викликають “жорсткі” удари. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюється поступово (без стрибків), є безударними.

1.5. Синтез кулачкових механізмів

Задачу синтезу КМ ділять на два етапи. На першому етапі, який називається *динамічним синтезом*, визначають основні розміри: мінімальний радіус кулачка $S_0 (r_0)$, ексцентриситет e , міжосьову відстань L (див. рис. 1). На другому етапі, який називається *кінематичним синтезом*, необхідно за заданими законами руху побудувати профіль кулачка.

1.6. Кут тиску

Кутом тиску θ в КМ називається гострий кут між напрямком дії сили P (реакції з боку кулачка на штовхач) і напрямком переміщення штовхача V_c (швидкості) (рис. 3).

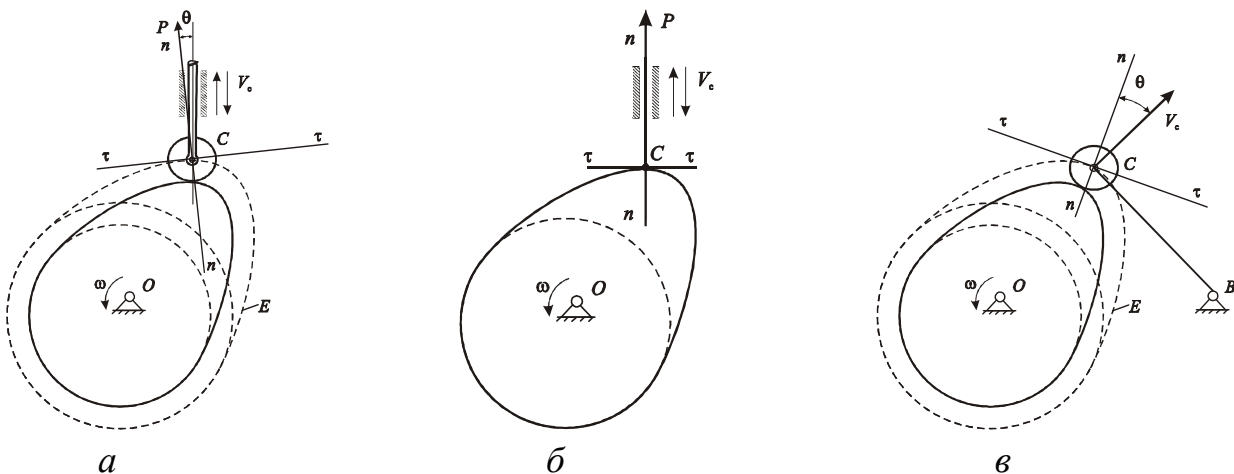


Рисунок 3 – Кути тиску в КМ

2. Послідовність виконання синтезу

У завданні на курсовий проект (або розрахунково-графічному завданні) до розділу “Синтез кулачкового механізму” задано: вигляд кулачкового механізму (КМ типу РШ, див. рис. 1, *a* або КМ типу ПШ, див. рис. 1, *б*; механізми типу КШ (див. рис. 1, *в*) зустрічаються на практиці значно рідше, тому у завданнях не розглядаються); значення фазових кутів ($\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{дс}}$, $\varphi_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{бс}}$); закон зміни аналога прискорення $S'' = S''(\varphi)$ на фазах віддалення та наближення вихідної ланки; h – хід штовхача, $[\theta]$ – допустимий кут тиску. Закон зміни аналога прискорення позначено номером (N), а його конкретний вигляд відповідно до цього номеру наведено у додатку до завдань на курсовий проект.

Необхідно:

1. Задану функцію $S'' = S''(\varphi)$ аналітично проінтегрувати двічі і одержати функції $S' = S'(\varphi)$ та $S = S(\varphi)$, де S' – аналог швидкості штовхача, S – лінійне переміщення штовхача, φ – кут повороту кулачка (відлік починається від початку фази віддалення, див. рис. 2). Побудувати графіки залежностей $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$.

2. Знайти основні параметри КМ ($S_0(r_0), e$). Для цього необхідно побудувати графік залежності $S = S(S')$ для КМ типу РШ і графік залежності $(S'' + S) = (S'' + S)(\varphi)$ для КМ типу ПШ. Із графіків знайти $S_0(r_0)$ і e .

3. Для КМ типу РШ вибрати радіус ролика.

4. Побудувати теоретичний та робочий профілі кулачка для КМ типу РШ або тільки робочий профіль для КМ типу ПШ.

5. Побудувати графік залежності $P = P(S)$, де P – сила інерції штовхача. Із графіка визначити Q_0 – зусилля попереднього стискання пружини та c – жорсткість пружини.

3. Приклади знаходження залежностей $S = S(\varphi)$

Під законом руху вихідної ланки КМ розуміють залежність між переміщеннями вихідної ланки та часом: $S = S(t)$. Інколи закон руху задають залежностями: $V = V(t)$ або $a = a(t)$.

У курсовому проекті (РГЗ) вважається, що кулачок обертається рівномірно ($\omega = const$). Тоді закон руху вихідної ланки можна записати як функ-

цію аналога прискорення від кута повороту φ кулачка, оскільки $\varphi = \omega t$ ($S'' = S''(\varphi)$).

Вибір закону руху вихідної ланки є одним із найвідповідальніших етапів, оскільки закон руху визначає динаміку роботи механізмів. Теоретично КМ можуть забезпечувати різноманітні закони руху, але на практиці користуються лише тими законами, які забезпечують просту технологію обробки профілю кулачка та задовольняють кінематичним і динамічним вимогам.

Найвигіднішим з точки зору ударів в роботі є синусоїдний закон зміни аналогу прискорень ($S'' = a \sin k\varphi$), при якому аналоги швидкості, прискорень, переміщення змінюються плавно (рис. 4). Недолік: повільне наростання переміщень на фазах віддалення і наближення.

Широкого розповсюдження в машинах набув косинусоїдний закон зміни аналога прискорень ($S'' = a \cos k\varphi$), коли прискорення змінюється раптово на початку і в кінці руху штовхача, що є його недоліком, оскільки виникають “м’які” удари. Переваги: на проміжках віддалення і наближення прискорення і сили інерції P змінюються дуже плавно (рис. 5, 15, б).

Розглянемо чотири закони руху:

$$N = 1 \quad S'' = a \cdot \sin k\varphi;$$

$$N = 2 \quad S'' = a \cdot \cos k\varphi;$$

$$N = 3 \quad S'' = a(1 - k);$$

$$N = 4 \quad S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B \end{cases}.$$

Проінтегруємо двічі ці залежності, знайдемо закон руху штовхача у вигляді: $S = S(\varphi)$.

- $N = 1$.

$$S'' = a \cdot \sin k\varphi, \tag{1}$$

де

$$k = \frac{2\pi}{\varphi_B}. \tag{2}$$

$$S' = \int a \cdot \sin k\varphi d\varphi = -\frac{a}{k} \cos k\varphi + C_1.$$

Константу C_1 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S' = 0$. Тоді $C_1 = \frac{a}{k}$. Має-

$$\text{мо: } S' = \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi), \quad S = \int \frac{a}{k}(1 - \cos k\varphi)d\varphi = \frac{a}{k}\varphi - \frac{a}{k^2}\sin k\varphi + C_2.$$

Константу C_2 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S = 0$. Тоді $C_2 = 0$. Маємо

$$S = \frac{a}{k}\varphi - \frac{a}{k^2}\sin k\varphi.$$

Знайдемо константу a із умови: при $\varphi = \varphi_B$ $S = S_{\max} = h$, де h – хід штовхача (задана величина). Тоді $h = \frac{a}{k}\varphi_B - \frac{a}{k^2}\sin k\varphi_B$, звідки $a = \frac{kh}{\varphi_B}$.

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{kh}{\varphi_B}\sin k\varphi; \quad (3)$$

$$S' = \frac{h}{\varphi_B}(1 - \cos k\varphi); \quad (4)$$

$$S = \frac{h}{\varphi_B}\varphi - \frac{h}{k\varphi_B}\sin k\varphi. \quad (5)$$

Щоб порахувати значення k , можна у формулу (2) підставляти значення 2π і φ_B як у градусах, так у радіанах. Якщо кут φ буде стояти під знаком тригонометричної функції, то його варто підставляти у формули (3) – (5) у градусах, якщо ні – у радіанах (як у (5): $\frac{h\varphi}{\varphi_B}$). Це саме стосується і кута φ_B

($\frac{h}{\varphi_B}$ – у радіанах; $\sin k\varphi_B$ – у градусах), h – підставляємо в метрах.

- $N = 2$.

$$S'' = a \cdot \cos k\varphi, \quad (6)$$

де

$$k = \frac{\pi}{\varphi_B}. \quad (7)$$

$$S' = \int a \cdot \cos k\varphi d\varphi = \frac{a}{k}\sin k\varphi + C_1.$$

Константу C_1 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S' = 0$. Тоді $C_1 = 0$. Маємо: $S' = \frac{a}{k} \sin k\varphi$. $S = \int \frac{a}{k} \sin k\varphi d\varphi = -\frac{a}{k^2} \cdot \cos k\varphi + C_2$.

Константу C_2 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S = 0$. Тоді $C_2 = \frac{a}{k^2}$. Маємо $S = \frac{a}{k^2}(1 - \cos k\varphi)$.

Знайдемо константу a із умови: при $\varphi = \varphi_B$ $S = S_{\max} = h$. Тоді $h = \frac{a}{k^2}(1 - \cos k\varphi_B)$, звідки $a = \frac{k^2 h}{2}$.

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{k^2 h}{2} \cos k\varphi; \quad (8)$$

$$S' = \frac{kh}{2} \sin k\varphi; \quad (9)$$

$$S = \frac{h}{2}(1 - \cos k\varphi). \quad (10)$$

У формули (8) – (10) значення кутів φ підставляємо у градусах.

- $N = 3$.

$$S'' = a \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right). \quad (11)$$

$$S' = \int a \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right) d\varphi = a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} + C_1.$$

Константу C_1 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S' = 0$. Тоді $C_1 = 0$. Маємо: $S' = a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} = a\varphi \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_B} \right)$. $S = \int \left(a\varphi - \frac{a\varphi^2}{\varphi_B} \right) d\varphi = \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi^3}{3\varphi_B} + C_2$.

Константу C_2 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S = 0$. Тоді $C_2 = 0$. Маємо $S = \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi^3}{3\varphi_B} = a\varphi^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{3} \frac{\varphi}{\varphi_B} \right)$.

Знайдемо константу a із умови: при $\varphi = \varphi_B$ $S = S_{\max} = h$. Тоді $h = \frac{a\varphi_B^2}{2} - \frac{a\varphi_B^3}{3\varphi_B}$, звідки $a = \frac{6h}{\varphi_B^2}$.

Таким чином, маємо такі залежності:

$$S'' = \frac{6h}{\varphi_B^2} \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B} \right); \quad (12)$$

$$S' = \frac{6h\varphi}{\varphi_B^2} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_B} \right); \quad (13)$$

$$S = \frac{6h\varphi^2}{\varphi_B^2} \left(\frac{1}{2} - \frac{\varphi}{3\varphi_B} \right). \quad (14)$$

У формули (12) – (14) значення кутів φ і φ_B підставляємо у радіанах.

Формула переведення градусів у радіани:

$$\varphi(\text{рад}) = \frac{\varphi(\text{град}) \cdot 3,14}{180}.$$

- $N = 4$.

$$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B, & \text{I} \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B. & \text{II} \end{cases} \quad (15)$$

Для першої ділянки ($0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B$) маємо:

$$S'_I = \int a d\varphi = a\varphi + C_1.$$

Константу C_1 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S'_I = 0$. Тоді $C_1 = 0$.

$$\text{Маємо } S'_I = a\varphi. \quad S_I = \int S'_I d\varphi = a\varphi d\varphi = \frac{a\varphi^2}{2} + C_2.$$

Константу C_2 знаходимо із умови: при $\varphi = 0$ $S_I = 0$. Тоді $C_2 = 0$.

$$\text{Маємо: } S_I = \frac{a\varphi^2}{2}.$$

Для другої ділянки ($0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B$) маємо: $S'_{II} = \int -a d\varphi = -a\varphi + C_3$.

Константу C_3 знаходимо із умови: при $\varphi = 0,5\varphi_B$ $S'_{II} = S'_I$. Тоді:

$$-0,5a\varphi_B + C_3 = 0,5a\varphi_B, \quad C_3 = a\varphi_B.$$

$$\text{Маємо: } S'_{II} = -a\varphi + a\varphi_B = a(\varphi_B - \varphi).$$

$$S_{II} = \int S'_{II} d\varphi = \int a(\varphi_B - \varphi) d\varphi = a\varphi_B \varphi - \frac{a\varphi^2}{2} + C_4.$$

Константу C_4 знаходимо із умови: при $\varphi = 0,5\varphi_B$ $S_{II} = S_I$. Тоді:

$$0,5a\varphi_B^2 - \frac{a\varphi_B^2}{8} + C_4 = \frac{a\varphi_B^2}{8}, \quad C_4 = \frac{-a\varphi_B^2}{4}.$$

$$\text{Маємо: } S_{II} = a\varphi_{\hat{a}}\varphi - \frac{a\varphi^2}{2} - \frac{a\varphi_{\hat{a}}^2}{4} = a\left(\varphi_{\hat{a}}\varphi - \frac{\varphi^2}{2} - \frac{\varphi_{\hat{a}}^2}{4}\right).$$

Константу a визначимо із умови: при $\varphi = \varphi_B$ $S_{II} = S_{II\max} = h$.

$$\text{Тоді: } h = a\varphi_B^2 - \frac{a\varphi_B^2}{2} - \frac{a\varphi_B^2}{4}, \text{ звідки } a = \frac{4h}{\varphi_B^2}.$$

Таким чином, маємо такі залежності на двох ділянках:

$$S_I'' = \frac{4h}{\varphi_B^2}, \quad (16) \quad S_{II}'' = -\frac{4h}{\varphi_B^2}, \quad (19)$$

$$S_I' = \frac{4h}{\varphi_B^2}\varphi, \quad (17) \quad S_{II}' = \frac{4h}{\varphi_B^2}(\varphi_B - \varphi), \quad (20)$$

$$S_I = \frac{2h}{\varphi_B^2}\varphi^2 \quad (18) \quad S_{II} = \frac{h}{\varphi_B^2}(4\varphi_B\varphi - 2\varphi^2 - \varphi_B^2). \quad (21)$$

У формули (16) – (21) φ і φ_B підставляються у радіанах.

Розглянемо приклади розрахунків для:

$N = 1$: $S'' = a \sin k\varphi$. Для наступних вхідних даних: $\varphi_B = \varphi_H = 60^\circ$; $\varphi_{dc} = 5^\circ$; $\varphi_{bc} = 235^\circ$; $h = 0,04$ м після подвійного інтегрування функції

$$S'' = S''(\varphi) \quad \text{знаходимо:} \quad k = \frac{2\pi}{\varphi_B} = 6; \quad a = 0,229; \quad S'' = 0,229 \sin 6\varphi;$$

$$S' = 0,038(1 - \cos 6\varphi); \quad S = 0,038\left(\varphi - \frac{\sin 6\varphi}{6}\right).$$

Крок розрахунку $\Delta\varphi \leq 10^\circ$. Це визначає число крапок для побудови профілю. Результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$ заносимо у таблицю 1.

Таблиця 1. – $N = 1$: результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$

φ , град	0°	10°	15°	20°	25°
S'' , м	0	0,198	0,229	0,198	0,115
S' , м	0	0,019	0,038	0,057	0,071
S , м	0	0,0012	0,0036	0,0078	0,013
φ , град	30°	35°	40°	45°	50°
S'' , м	0	-0,115	-0,198	-0,229	-0,198
S' , м	0,076	0,071	0,057	0,038	0,019
S , м	0,02	0,026	0,0322	0,036	0,0388
φ , град	60°				
S'' , м	0				
S' , м	0				
S , м	0,04				

Для побудови графіків вибираємо масштаб $\mu_\varphi = \frac{\varphi_B + \varphi_{дс} + \varphi_H}{L}$, де L – відрізок на осі φ , мм (рис.4).

Графіки будуть мати вигляд:

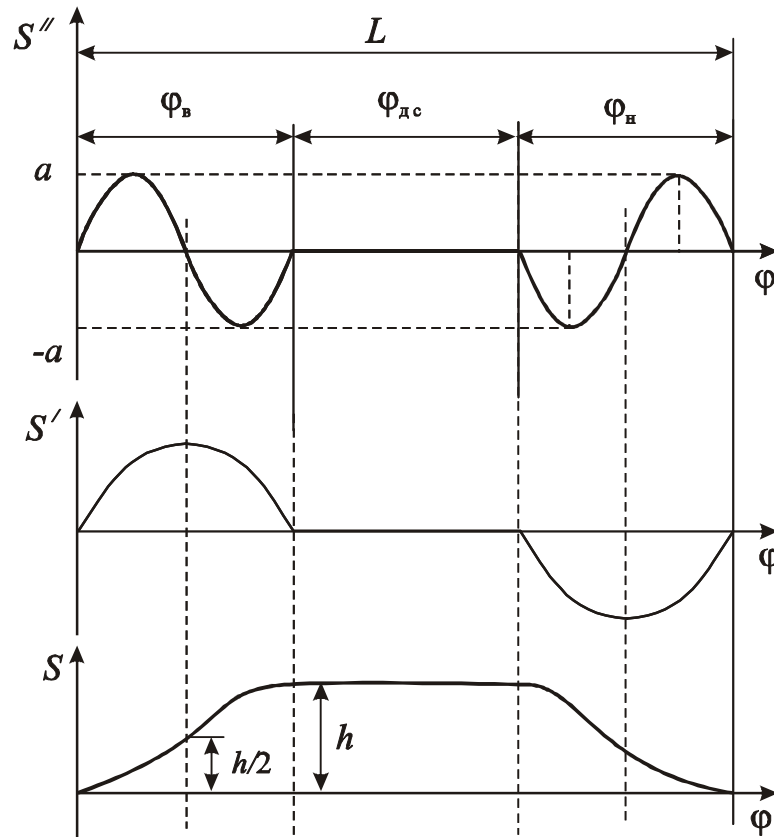


Рисунок 4 – Графіки функцій $S''(\varphi)$, $S'(\varphi)$, $S(\varphi)$ для $N = 1$

$N = 2$: $S'' = a \cos k\varphi$. Для наступних вхідних даних: $\varphi_B = \varphi_H = 70^\circ$; $\varphi_{дс} = 50^\circ$; $\varphi_{\sigma_c} = 170^\circ$; $h = 0,025$ м після подвійного інтегрування функції $S'' = S''(\varphi)$ знаходимо: $k = \frac{\pi}{\varphi_B} = 2,571$; $a = 0,0826$; $S'' = 0,0826 \cos 2,571\varphi$; $S' = 0,0321 \sin 2,571\varphi$; $S = 0,0125(1 - \cos 2,571\varphi)$. Результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$ заносимо у таблицю 2.

Таблиця 2 – $N = 2$: результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$

φ, град	0°	10°	20°	30°	35°	40°	50°	60°	70°
S'' , м	0,0826	0,0744	0,0515	0,0184	0	-0,0184	-0,0515	-0,0744	-0,0826
S' , м	0	0,0139	0,0251	0,0313	0,0321	0,0313	0,0251	0,0139	0
S , м	0	0,0012	0,0047	0,0097	0,0125	0,0153	0,0203	0,0238	0,025

Графіки будуть мати вигляд:

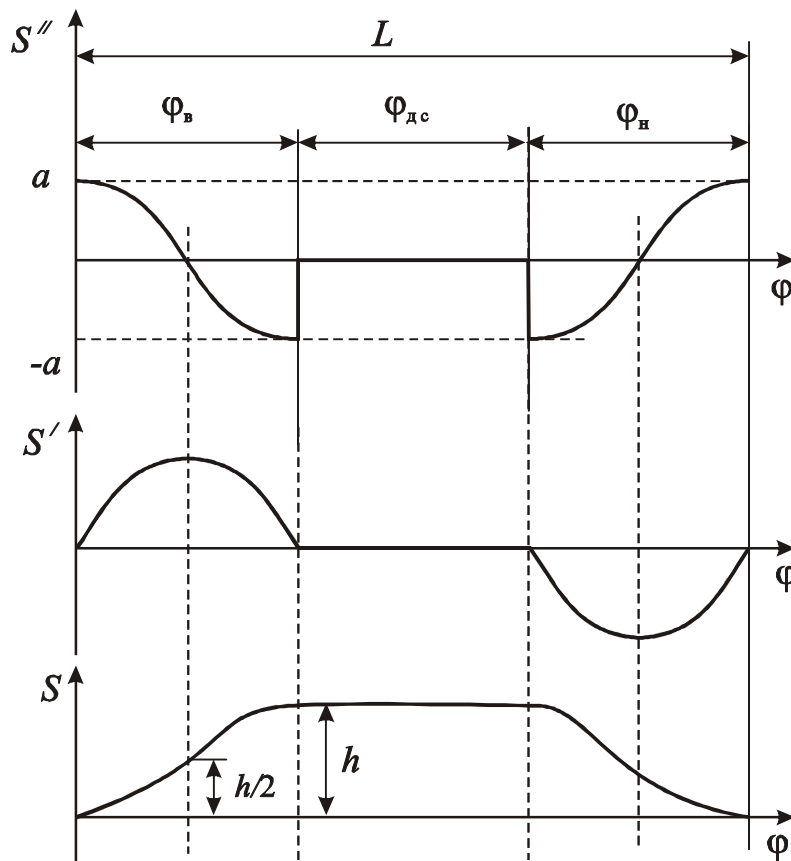


Рисунок 5 – Графіки функцій $S''(\varphi)$, $S'(\varphi)$, $S(\varphi)$ для $N=2$

$N=3$: $S'' = a(1 - 2\frac{\varphi}{\varphi_в})$. Для наступних вхідних даних: $\varphi_в = \varphi_н = 60^\circ$;

$\varphi_{дс} = 20^\circ$; $\varphi_{бс} = 220^\circ$; $h = 0,03$ м після подвійного інтегрування функції

$S'' = S''(\varphi)$ знаходимо: $k = \frac{2}{\varphi_в} = 1,9108$; $\varphi_в = \frac{60^\circ \cdot 3,14}{180^\circ} = 1,0467$; $a = 0,1643$;

$S'' = 0,1643(1 - 1,91084\varphi)$; $S' = 0,1643\varphi(1 - 0,9554\varphi)$; $S = 0,0274\varphi^2(3 - 1,9108\varphi)$.

Результати розрахунків заносимо у таблицю 3.

Таблиця 3 – $N=3$: результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$

φ , град	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
S'' , м	0,1643	0,1095	0,0548	0	-0,0548	-0,1095	-0,1643
S' , м	0	0,0239	0,0382	0,043	0,0382	0,0239	0
S , м	0	0,0022	0,0078	0,015	0,022	0,0278	0,03

Графіки будуть мати вигляд:

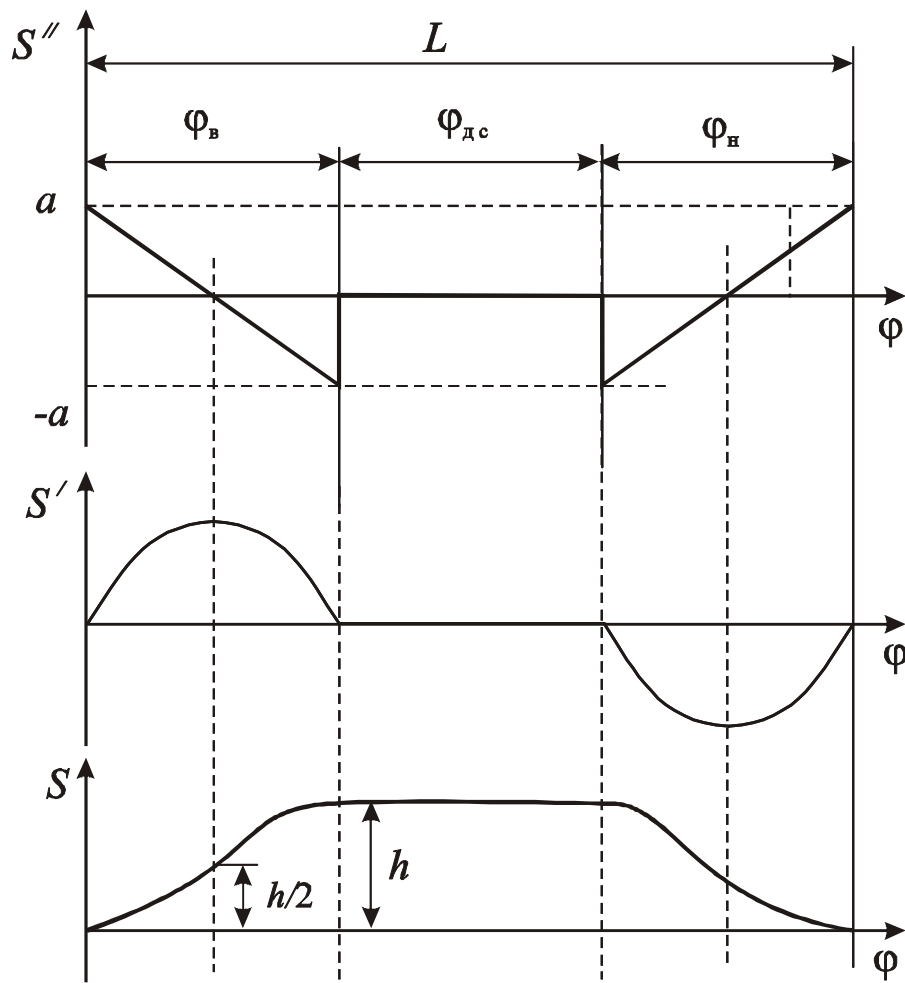


Рисунок 6 – Графіки функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$ для $N = 3$

$$N = 4: S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B, & \text{I} \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B. & \text{II} \end{cases}$$

Для наступних вхідних даних: $\varphi_B = \varphi_H = 50^\circ$; $\varphi_{dc} = 70^\circ$; $\varphi_{bc} = 190^\circ$;
 $h = 0,025$ м після подвійного інтегрування функції $S'' = S''(\varphi)$ знаходимо:

$$\varphi_B = \frac{50^\circ \cdot 3,14}{180^\circ} = 0,8722; \quad a = 0,13146; \quad S'_I = 0,13146; \quad S''_{II} = -0,13146;$$

$$S'_I = 0,13146\varphi; \quad S'_{II} = 0,11466 - 0,13146\varphi; \quad S_I = 0,0657\varphi^2;$$

$$S_{II} = 0,1147\varphi - 0,0657\varphi^2 - 0,025.$$

Результати розрахунків заносимо у таблицю 4.

Таблиця 4 – $N = 4$: результати розрахунків функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$

φ , град	0°	10°	20°	25°	30°	40°	50°
S'' , м	0,13146	0,13146	0,13146	0,13146; -0,13146	-0,13146	-0,13146	-0,13146
S' , м	0	0,0229	0,0459	0,0573	0,0459	0,0229	0
S , м	0	0,002	0,008	0,0125	0,017	0,023	0,025

Графіки будуть мати вигляд:

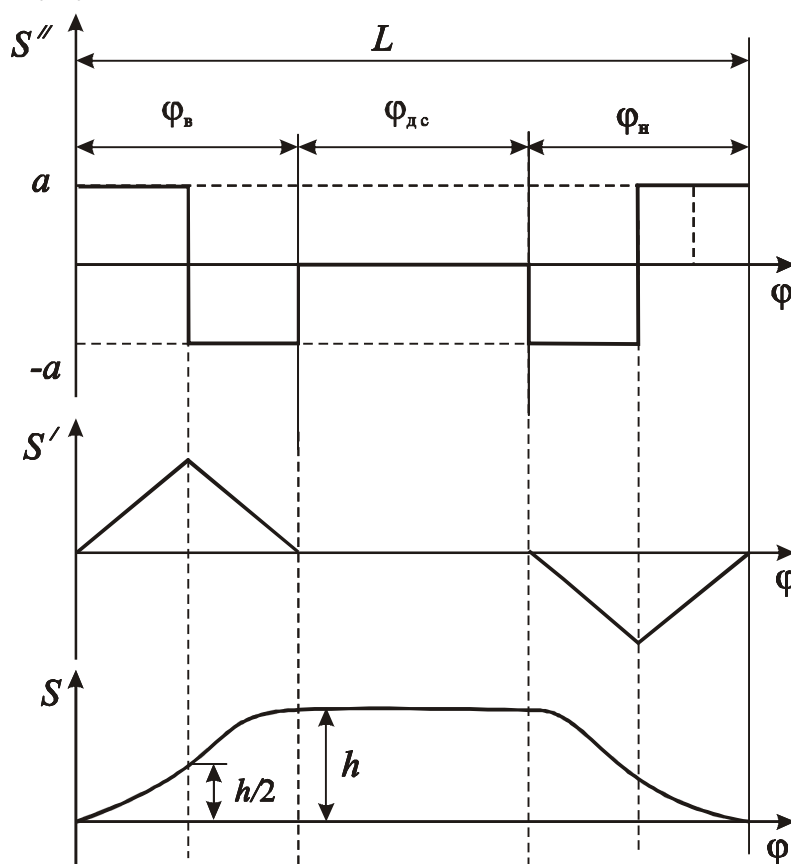


Рисунок 7 – Графіки функцій $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$ для $N = 4$

4. Визначення основних параметрів кулачкових механізмів

До основних параметрів КМ відносять: мінімальний радіус кулачка S_0 або r_0 та ексцентриситет e (див. рис. 1). Якщо центр обертання кулачка лежить на продовженні прямолінійної траєкторії точки штовхача, то такий КМ називають центральним (рис. 1, б); якщо центр обертання штовхача відстоїть на величину e від осі штовхача, то такий КМ називають механізмом з ексцентриситетом (рис. 1, а).

Рівність кутів віддалення і наближення дає $e = 0$.

Для КМ, упоряджених роликком, параметри S_0 і e визначаються із умови $\theta_{\max} \leq [\theta]$, де $[\theta]$ – допустиме значення кута тиску. Для КМ із штовхачем, який здійснює поступальний рух, на практиці приймають $[\theta] = 20^\circ - 30^\circ$; із штовхачем, який здійснює коливальний (обертальний) рух – $[\theta] = 35^\circ - 45^\circ$.

Необхідно зобразити в масштабі $\mu_S = \mu_{S'}$ залежність $S = S(S')$ (рис.8). Величини S і S' необхідно взяти із таблиці залежностей: $S'' = S''(\varphi)$, $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$. Якщо кулачок обертається проти годинникової стрілки, то S' відкладають вліво на фазі віддалення і вправо – на фазі наближення. Якщо кулачок обертається за годинниковою стрілкою, то навпаки. У всіх завданнях на курсовий проект, за винятком завдання 3 (“Судова силова установка”), $\varphi_B = \varphi_H$, тобто ліва і права частини графіка рис. 4 симетричні відносно осі S .

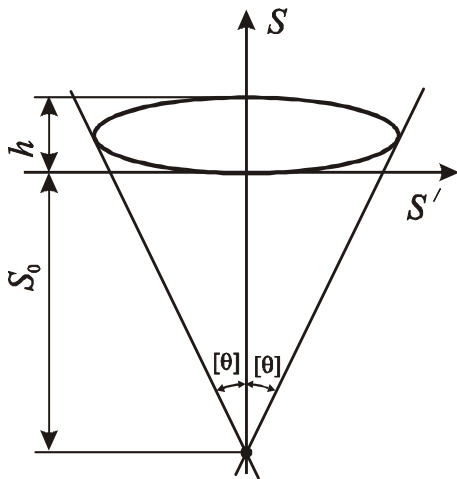


Рисунок 8 – Визначення параметру S_0 для центрального КМ типу РШ ($\varphi_B = \varphi_H$)

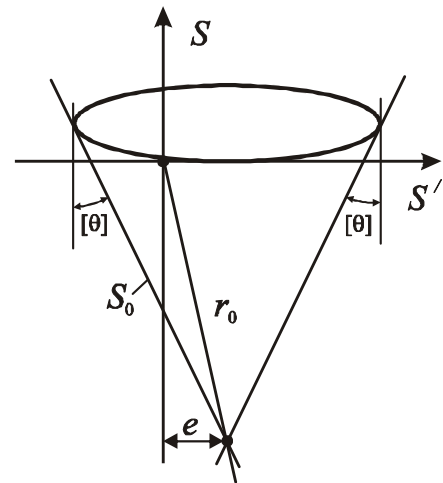


Рисунок 9 – Визначення параметрів S_0 , r_0 і e для КМ з ексцентриситетом типу РШ ($\varphi_B \neq \varphi_H$).

Необхідно провести дві дотичні до графіку під кутом $[\theta]$ до осі S . Кут $[\theta]$ задається. У випадку, коли $\varphi_B = \varphi_H$, точка перетину дотичних буде лежати на осі S . Одержимо параметр S_0 (рис. 8). У випадку, коли $\varphi_B \neq \varphi_H$, точка перетину дотичних не лежатиме на осі S (рис. 9). Одержимо параметри S_0 , r_0 і e .

В КМ з плоским штовхачем, у яких кути тиску сталі, мінімальний радіус кулачка вибирають так, щоб профіль кулачка завжди був опуклим.

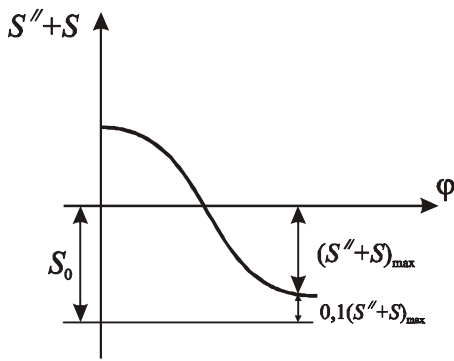


Рисунок 10 – Визначення S_0 для КМ типу ПШ

Для КМ типу ПШ (рис. 1, б) для знаходження параметру S_0 необхідно зобразити в масштабі $\mu_{S''} = \mu_S$ графік залежності $(S'' + S) = (S'' + S)(\varphi)$ (рис. 10). Після побудови цього графіку до максимальної від'ємної ординати слід додати 10 % від цього максимуму. Одержана відстань до осі φ визначить величину S_0 .

Якщо побудований по результатам обчислень графік не буде містити від'ємних значень величини $(S'' + S)$, то S_0 можна прийняти рівним 30 – 50 мм.

5. Побудова профілю кулачка

Для побудови профілю КМ використовують метод оберненого руху, який дозволяє при проектуванні розглядати замість абсолютного руху штовхача його рух відносно кулачка; сам кулачок стає як би нерухомою ланкою. Розв'язання задачі з використанням цього методу значно спрощується.

5.1. Побудова центрального і робочого профілю кулачкового механізму з

роликів штовхачем.

5.1.1. Осьовий механізм.

1. Описуємо навколо центру O коло радіусом S_0 (рис. 11) і ділимо це коло на n частин, які відповідають кутам φ у таблиці, наприклад, 3. Одержуємо фазовий кут віддалення. Нумерація точок ділення кола ведеться у напрямку, протилежному обертанню кулачка. На фазовому куті наближення відкладаємо таку ж кількість точок. Крок повинен бути не більш $10^\circ \Delta\varphi \leq 10^\circ$.

2. Початок відліку кутів починаємо з довільної точки на

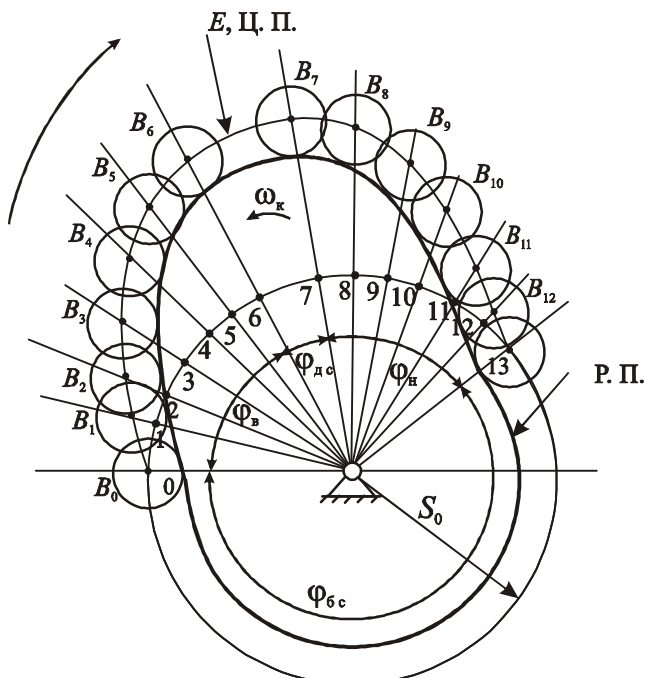


Рисунок 11 – Побудова центрального і робочого профілю кулачкового механізму з роликів штовхачем без ексцентриситету

колі.

3. Проводимо через центр O і точки ділення кола прямі лінії.

4. Відкладаємо на прямих відрізки $\overline{OB_0} = S_0$; $\overline{1B_1} = S_1$; $\overline{2B_2} = S_2$ і т.д., які беруться із діаграми $[S; \varphi]$. Таким чином знаходимо точки $B_0, B_1, B_2 \dots B_6$ і т.д. Точки $B_7, B_8, B_9 \dots B_{13}$ відкладаємо симетрично точкам $B_6 \dots B_0$ на фазовому куті наближення.

5. Об'єднуємо всі точки B плавною кривою – одержуємо еквідистантну криву E – центровий профіль (Ц.П.). На фазових кутах вистою ($\varphi_{dc}; \varphi_{bc}$) профіль описується колами радіусів OB_6 і OB_0 відповідно.

6. Вибираємо радіус ролика r .

7. Будуємо на відстані r від кривої E нову еквідистантну криву, яка є робочим профілем кулачкового механізму (Р.П.).

5.1.2. Механізм з ексцентриситетом.

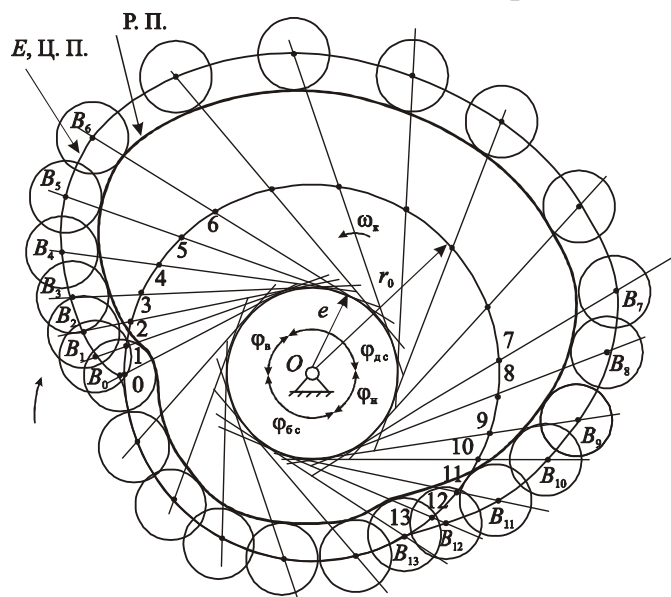


Рисунок 12 – Побудова центрального і робочого профілю кулачкового механізму з роликовим штовхачем з ексцентриситетом

$\overline{OB_0} = S_0$; $\overline{1B_1} = S_1$; $\overline{2B_2} = S_2$ і т.д., де S_i відкладаємо від кола радіуса r_0 і беремо із діаграми $[S; \varphi]$.

5. Одержуємо точки $B_0, B_1, B_2 \dots$ і знаходимо центровий і робочий профілі, як показано у п. 5 – 7 підрозділу 5.1.1.

1. Навколо центру O описуємо два кола: радіусом e і радіусом r_0 (рис. 12).

2. Коло радіуса r_0 ділимо на n частин, які відповідають кутам φ у таблиці, наприклад, 3. Нумерація точок ділення кола ведеться у напрямку, протилежному обертанню кулачка.

3. Через точки ділення проводимо лінії, дотичні до кола радіуса e .

4. На цих лініях від точок 0, 1, 2, 3... відкладаємо відрізки

5.2. Побудова робочого профілю кулачкового механізму з плоским штовхачем (ПШ).

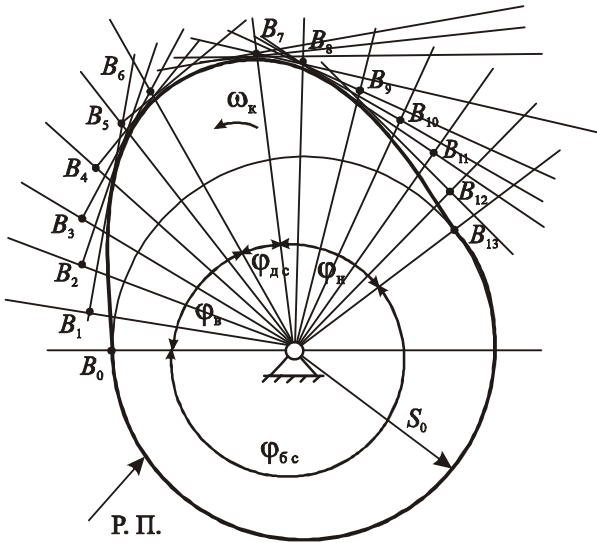


Рисунок 13 – Побудова робочого профілю кулачкового механізму з плоским штовхачем

меншим мінімального радіусу кривизни еквідистантної кривої в її випуклій частині [1]. У протилежному випадку профіль кулачка буде перетинатися.

Крім того, бажано, щоб радіус ролика був меншим, ніж найменший радіус кулачка.

Таким чином, радіус ролика будемо визначати як найменший, визначений із системи нерівностей:

$$\begin{cases} r \leq 0,8\rho_{\min E}, \\ r \leq 0,4r_{\min E}, \end{cases}$$

де $r_{\min E}$ – найменший радіус кола, описаного навколо центру O , яке дотикається усередині до еквідистантної кривої (S_0 або r_0); $\rho_{\min E}$ – мінімальний радіус кривизни еквідистантного профілю.

Якщо для еквідистантної кривої E складено рівняння, то величину $\rho_{\min E}$ можна знайти аналітично. Якщо ні, то поступимо таким чином: виберемо на випуклій частині кривої E (на фазі віддалення) таку точку B , в якій кривизна кривої здається на «око» найбільшою. Потім виберемо поблизу цієї точки ще дві точки B' і B'' і знайдемо центр кола M , яке буде проходити через три точки: B , B' , B'' (рис. 14). Радіус цього кола можна прийняти за $\rho_{\min E}$.

1. Побудова профілю кулачка з ПШ починається також, як і з РШ (див. п. 1, 2, 3, 4, п. п. 5.1.1).

2. Через кожну точку B під прямим кутом до ліній, які проходять через центр O , проводимо нові лінії. Профіль кулачка повинен бути дотичним до останніх ліній (рис. 13).

5.3. Вибір радіусу ролика кулачкового механізму типу РШ.

Радіус ролика визначається після побудови еквідистантної кривої E .

Радіус ролика r повинен бути

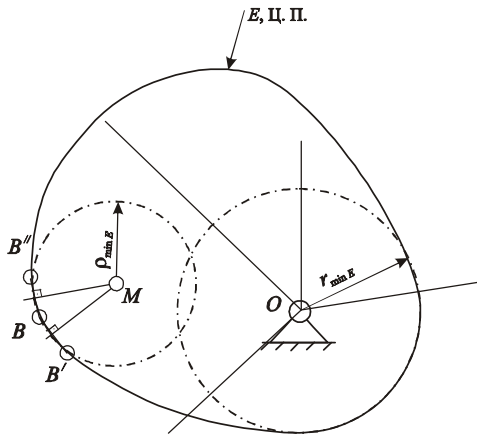


Рисунок 14 – Визначення мінімального радіусу кривизни центрального профілю

5.4. Розрахунок параметрів замикаючої пружини.

Жорсткість пружини визначається із умови:

$$Q_0 + c \cdot S \geq -1,3m_{шт} \cdot a_{max},$$

де Q_0 – зусилля попереднього стискання пружини, Н; $m_{шт}$ – маса штовхача, кг (якщо не задана, то прийняти $m_{шт} = 2$ кг); S – переміщення штовхача, м; a_{max} – прискорення штовхача, м/с²; c – жорсткість пружини, Н/м.

Оскільки кулачок розміщено на валу кривошипу шарнірно-важільного механізму, то приймаємо $\omega_k = \omega_1$, $1/c$ (ω_k – кутова швидкість кулачка, ω_1 – кутова швидкість кривошипу).

Побудуємо графік функції $P_i^{шт} = P_i^{шт}(S)$, де $P_i^{шт}$ – сила інерції штовхача, використовуючи масштабні коефіцієнти μ_S і $\mu_{P_i^{шт}}$, одиниці вимірювання яких [м/мм] і [Н/мм] відповідно.

$$P_i^{шт} = -m_{шт} \cdot a; a = S'' \cdot \omega_k^2.$$

Із початку координат цього графіка проведемо дотичну до графіка, а потім пряму, яка їй паралельна на відстані $0,3m_{шт} \cdot a_{max}$, де a_{max} – прискорення штовхача у точці дотику M . Одержимо графік для визначення характеристик пружини.

Для залежностей, розглянутих у п. 3, вигляд графіків $P_i^{шт} = P_i^{шт}(S)$ буде наступним (рис. 15):

а) $N = 1: S'' = a \cdot \sin k\varphi;$

б) $N = 2: S'' = a \cdot \cos k\varphi;$

в) $N = 3: S'' = a(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_B});$

г) $N = 4: S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_B, \\ -a, & 0,5\varphi_B \leq \varphi \leq \varphi_B. \end{cases}$

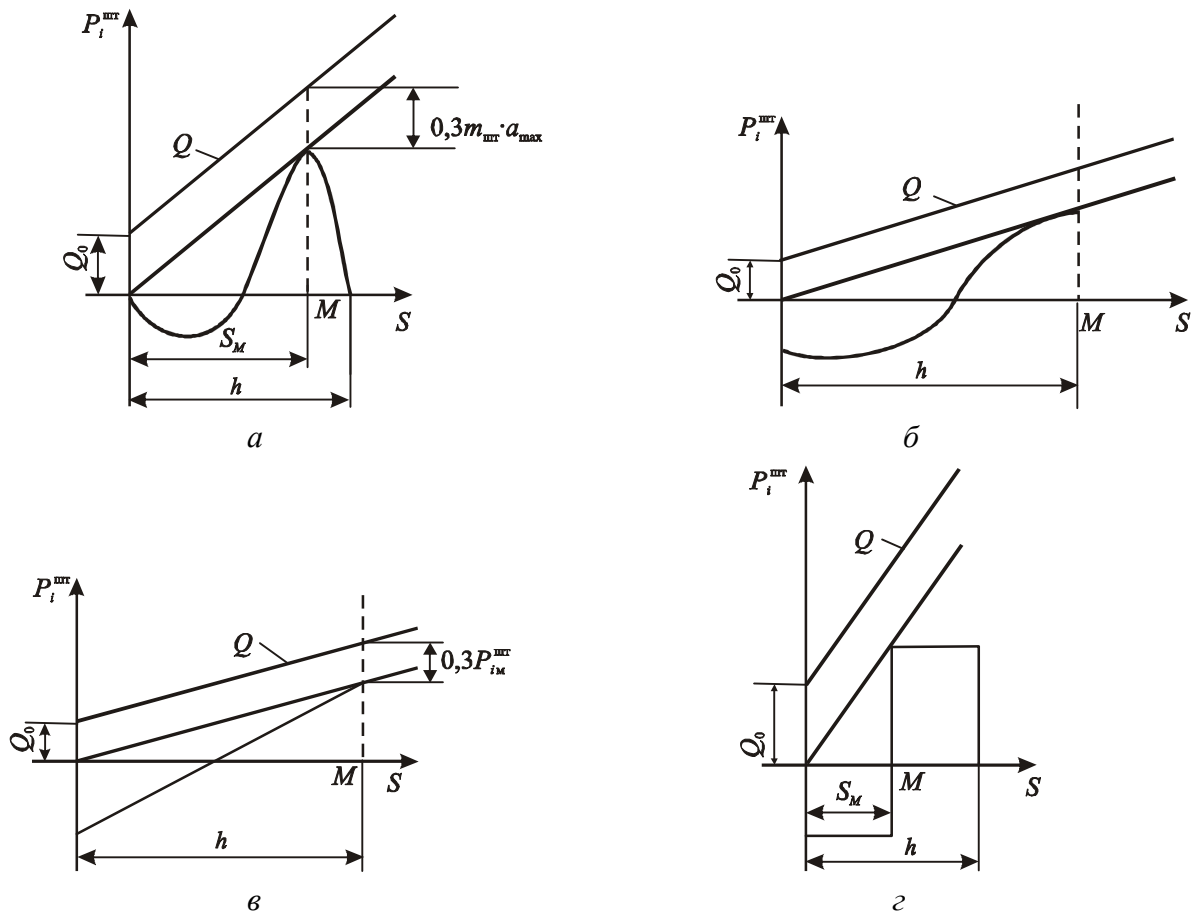


Рисунок 15 – Вигляд графіку функції сили інерції штовхача для $N = 1, 2, 3, 4$

θ – сила пружності пружини, яка відповідає переміщенню штовхача на величину S .

Зусилля попереднього стискання пружини:

$$\theta_0 = 0,3m_{шт} \cdot S_M'' \cdot \omega_k^2.$$

Жорсткість пружини:

$$c = \frac{m_{шт} \cdot a_M}{S_M} = \frac{m_{шт} \cdot S_M'' \cdot \omega_k^2}{S_M}.$$

Використовуючи дані табл. 1, для $\omega_k = 9$ (1/с), одержимо:

$$\theta_0 = 0,3 \cdot 2 \cdot 0,229 \cdot 9^2 = 11,13 \text{ (Н)};$$

$$c = \frac{2 \cdot 0,229 \cdot 9^2}{0,036} = 1030,5 \text{ (Н/м)}.$$

Використовуючи дані табл. 2, одержимо:

$$\theta_0 = 0,3 \cdot 2 \cdot 0,0826 \cdot 9^2 = 4,014 \text{ (Н)};$$

$$c = \frac{2 \cdot 0,0826 \cdot 9^2}{0,025} = 535,25 \text{ (Н/м)}.$$

Використовуючи дані табл. 3, одержимо:

$$\theta_0 = 0,3 \cdot 2 \cdot 0,1643 \cdot 9^2 = 7,985 \text{ (Н)};$$

$$c = \frac{2 \cdot 0,1643 \cdot 9^2}{0,03} = 887,22 \text{ (Н/м)}.$$

Використовуючи дані табл. 4, одержимо:

$$\theta_0 = 0,3 \cdot 2 \cdot 0,13146 \cdot 9^2 = 6,39 \text{ (Н)};$$

$$c = \frac{2 \cdot 0,13146 \cdot 9^2}{0,025} = 851,86 \text{ (Н/м)}.$$

Список літератури

1. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин / Г. Г. Баранов. – М.: Машиностроение, 1967, 508 с.
2. Кореняко А. С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Кореняко, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с
3. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів: Афіша, 2002, 453 с.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Основні теоретичні визначення розділу.....	3
1.1. Кулачкові механізми	3
1.2. Теоретичний (центровий) профіль.....	4
1.3. Фазові кути повороту кулачка.....	4
1.4. Закони руху вихідної ланки.....	5
1.5. Синтез кулачкових механізмів.....	5
1.6. Кут тиску.....	5
2. Послідовність виконання синтезу.....	6
3. Приклади знаходження залежностей $S = S(\varphi)$	6
4. Визначення основних параметрів кулачкових механізмів.....	15
5. Побудова профілю кулачка.....	17
Список літератури.....	22

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту „Синтез кулачкових механізмів” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання

Укладачі: **Ткачук** Микола Анатолійович
Зінченко Олена Іванівна
Кротенко Галина Анатоліївна
Зеленський Володимир Борисович

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу до видання рекомендував В. К. Белов

В авторській редакції

Комп’ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2009 р., п. 56/

Підп. до друку	р.	Формат 60x84 1/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.		Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 0,8.
Обл. – вид. арк. 1,0.		Наклад 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.
61002 Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ „ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21