

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

**Н. В. Чоста,
В. Є. Шолєнінов,
В. О. Загудаєв**

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН
ПРОЕКТУВАННЯ
ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

Навчальний посібник
до курсового проектування
для студентів машинобудівних спеціальностей

Затверджено
на засіданні вченої ради
Протокол № 2 від 05.10.2017

Краматорськ
ДДМА
2017

УДК 621.835.2
Ч-75

Рецензенти:

Владіміров Е. О., канд. техн. наук, доц. каф. електромеханічних систем, ННППІ УПА (м. Бахмут);

Берестовий А. М., зав. каф. електроніки та комп'ютерних технологій систем управління, канд. фіз.-мат. наук, приват-професор, доцент, ННППІ УПА (м. Бахмут).

Чоста, Н. В.

Ч-75 Теорія механізмів і машин. Проектування плоских кулачкових механізмів : навчальний посібник до курсового проектування для студентів машинобудівних спеціальностей / Н. В. Чоста, В. Є. Шоленінов, В. О. Загудаєв. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – 65 с.

ISBN 978-966-379-809-7.

У навчальному посібнику розглянуто основні етапи проектування плоских кулачкових механізмів, наведено рекомендації з вибору й розрахунку законів руху веденої ланки, викладено загальну методику визначення основних розмірів механізму й профілювання кулачків з використанням графоаналітичних методів.

ISBN 978-966-379-809-7

УДК 621.835.2
© Н. В. Чоста, В. Є. Шоленінов,
В. О. Загудаєв, 2017
© ДДМА, 2017

ЗМІСТ

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ Й ТИПИ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ	4
2 ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ Й ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ	5
3 ВИБІР ЗАКОНІВ РУХУ ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ.....	12
4 РОЗРАХУНОК ЗАКОНІВ І ПОБУДОВА ДІАГРАМ РУХУ ШТОВХА- ЧА.....	16
5 ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА-ВЕКТОРА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА.....	21
5.1 Кулачковий механізм із роликовим штовхачем, що поступально рухається.....	21
5.2 Кулачковий механізм із коромисловим роликовим штовхачем з силовим замиканням.....	28
5.3 Кулачковий механізм із плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається.....	29
6 ПРОФІЛЮВАННЯ КУЛАЧКІВ.....	34
6.1 Побудова профілю кулачка механізму з роликовим штовхачем, що поступально рухається, з геометричним і силовим замиканням.....	35
6.2 Побудова профілю кулачка механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням.....	36
6.3 Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається.....	37
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	40
ДОДАТОК А. Опис законів руху штовхача.....	41
ДОДАТОК Б. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ: синтез кулачкового механізму з роликовим штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням.....	46
ДОДАТОК В. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ: синтез кулачкового механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням.....	53
ДОДАТОК Г. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ: синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням.....	60

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ Й ТИПИ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Кулачковим механізмом називається триланковий механізм, що складається зі стояка й двох рухомих ланок, сполучених між собою за допомогою вищої кінематичної пари. Він служить для відтворення заданого періодичного закону руху веденої ланки. Ведуча ланка механізму, що має профіль змінної кривизни, називається кулачком. Вибираючи той або інший закон зміни радіуса-вектора кривої, що окреслює профіль кулачка, можна одержати найрізноманітніші комбінації рухів веденої ланки. Легкість відтворення заданого закону руху веденої ланки стала причиною широкого розповсюдження кулачкових механізмів в якості виконавчих механізмів різного роду машин-автоматів. Кулачкові механізми застосовуються в механізмах подачі металообробних верстатів-автоматів, у механізмах переміщення робочих органів промислових роботів і маніпуляторів, у двигунах внутрішнього згоряння для регулювання подачі палива й виведення відпрацьованих газів, у лічильно-вирішальних приладах, електромеханічних приладах і т.п.

Основні типи схем плоских кулачкових механізмів показані на рисунку 1, де прийняті наступні позначення: 1 – кулачок (ведуча ланка, що забезпечує одержання заданого закону руху веденої ланки); 2 – ведена ланка (штовхач або коромисло); 3 – ролик; 4 – елемент, що забезпечує силове (рис. 1, *а; б; в; г; ж*) або геометричне (рис. 1, *д; е*) замикання вищої кінематичної пари (вантаж, пружина, паз, рамка й т.п.). За допомогою кулачкових механізмів можна перетворювати обертовий рух кулачка 1 або в поступальний рух штовхача 2 з максимальним лінійним ходом h (див. рис. 1, *а; б; в; д; е*), або в обертовий рух коромисла 2 з максимальним кутовим ходом β (див. рис. 1, *ж*), а також поступальний рух кулачка або в поступальний рух штовхача (див. рис. 1, *г*), або в обертовий рух коромисла. Застосовують як центральні аксіальні кулачкові механізми, у яких ексцентриситет $e = 0$ (див. рис. 1, *в*), так і дезаксіальні, коли $e \neq 0$ (див. рис. 1, *а; б; д*), де e – це зміщення траєкторії штовхача щодо центра обертання кулачка. За формою елемента вищої пари розрізняють кулачкові механізми з загостреним штовхачем (див. рис. 1, *а*), з роликовим штовхачем (див. рис. 1, *б; г; д*), з плоским тарілчастим штовхачем (див. рис. 1, *в*) та ін. Якщо ведена ланка обладнана роликом, то крива, що описує центр ролика у відносному русі веденої ланки, називається центровим або теоретичним профілем кулачка (див. рис. 1, *б; д; ж*). Дійсним або практичним профілем кулачка, по якому котиться ролик, є еквідистантна, стосовно теоретичного профілю, крива, що відстоїть від останнього по нормалі на відстані, рівній радіусу r_p ролика.

Плоский відкритий кулачок має один практичний профіль, обкреслений внутрішньою еквідистантою теоретичного профілю (див. рис. 1, *б; г*;

жс). Плоский закритий (пазовий) кулачок має два практичних профілі, обкреслених внутрішньою й зовнішньою еквідистантами теоретичного профілю (див. рис. 1, д).

2 ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ Й ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

У курсовому проектуванні з дисциплін «Теорія механізмів і машин» й «Прикладна механіка» доводиться вирішувати завдання синтезу кулачкових механізмів. Під синтезом розуміють проектування кінематичної схеми механізму, що відповідає поставленим вимогам й, зокрема, заданим кінематичним характеристикам руху веденої ланки, як можна меншим габаритам механізму, динамічним вимогам, відповідності технологічних і конструктивних умов.

Рішення завдання синтезу кулачкового механізму включає наступні етапи:

- вибір принципової схеми механізму;
- вибір закону руху веденої ланки;
- визначення основних розмірів, що характеризують габарити механізму;
- визначення координат центрового профілю кулачка;
- вибір розмірів ролика або тарілки веденої ланки;
- профілювання кулачка;
- розрахунок пружного елемента, що замикає вищу кінематичну пару.

Результати синтезу є основою для остаточного конструктивного й технологічного пророблення кулачкового вузла даної машини або приладу. Вихідними даними для проектування кулачкового механізму є наступні:

- максимальний хід веденої ланки;
- фазові кути повороту кулачка або циклограма роботи механізму;
- закон руху кулачка;
- закон руху веденої ланки;
- допустимий кут тиску (або кут передачі руху);
- габарити механізму.

Кінематична схема механізму, величина ходу веденої ланки й фазові кути повороту кулачка визначаються вимогами технологічних операцій, що виконуються машиною у виробничому процесі.

Вибір тієї або іншої кінематичної схеми кулачкового механізму здійснюється, у першу чергу, з конструктивних міркувань (залежно від його призначення, умов роботи, розташування в проектованій машині) і у зв'язку з необхідністю відтворення необхідного закону руху веденої ланки.

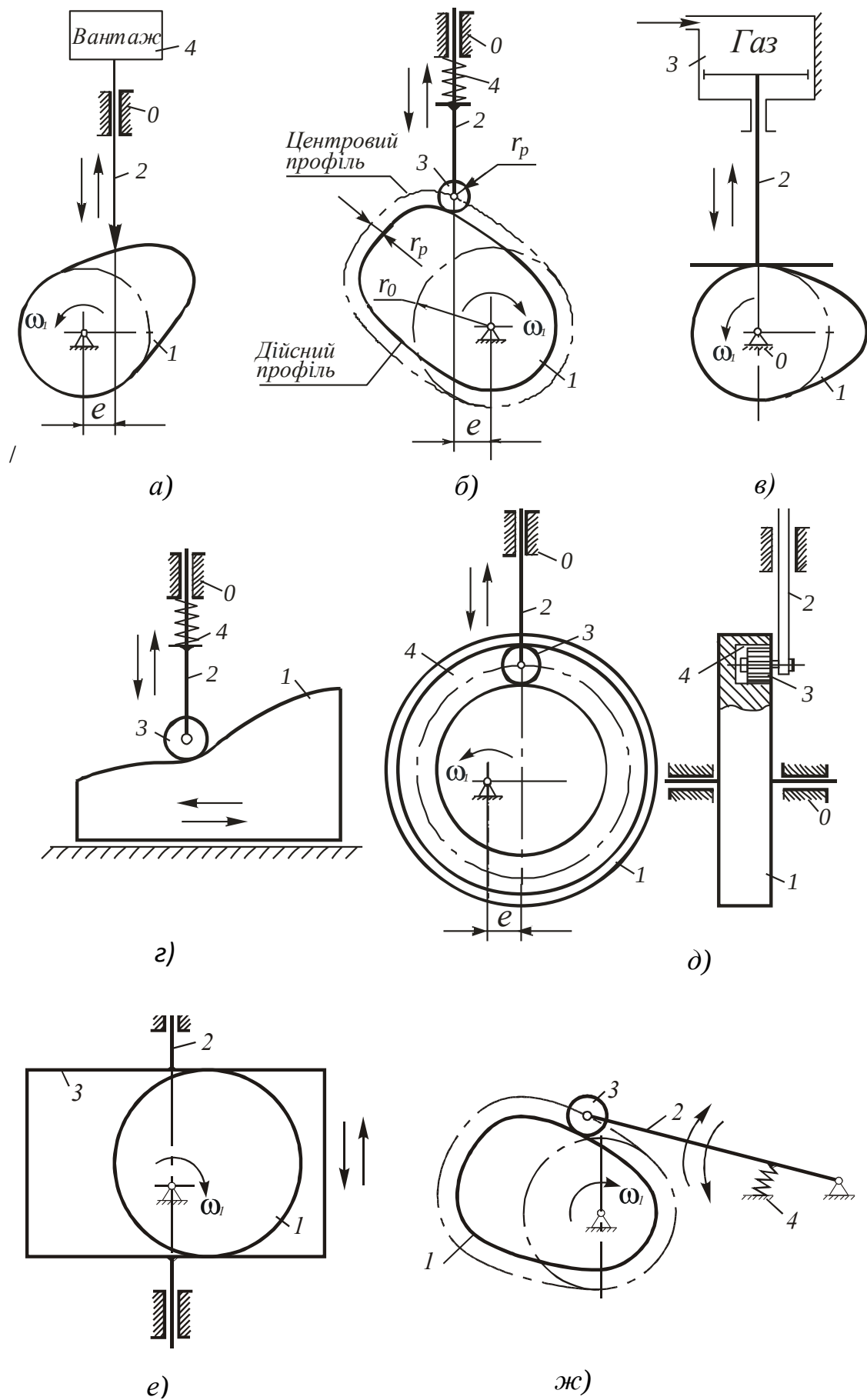


Рисунок 1 – Основні типи плоских кулачкових механізмів

Найбільше поширення одержали механізми з обертовим кулачком двох типів, схеми яких показані на рисунку 2: із штовхачем, що поступально рухається (рис. 2, а; в) або з коромисловим штовхачем, що коливається (рис. 2, б; г), які, в свою чергу, можуть або мати ролик (див. рис. 2, а; б), або бути плоскими (див. рис. 2, в; г).

Закон руху кулачка при обраній схемі механізму також визначається умовами роботи машини. У більшості випадків проектування, допускається приймати закон рівномірного обертання кулачка із заданою кутовою швидкістю $\omega_1 = \text{const}$. Тому кінематичні характеристики веденої ланки можна задавати у вигляді функції узагальненої координати механізму, якою є кут повороту кулачка.

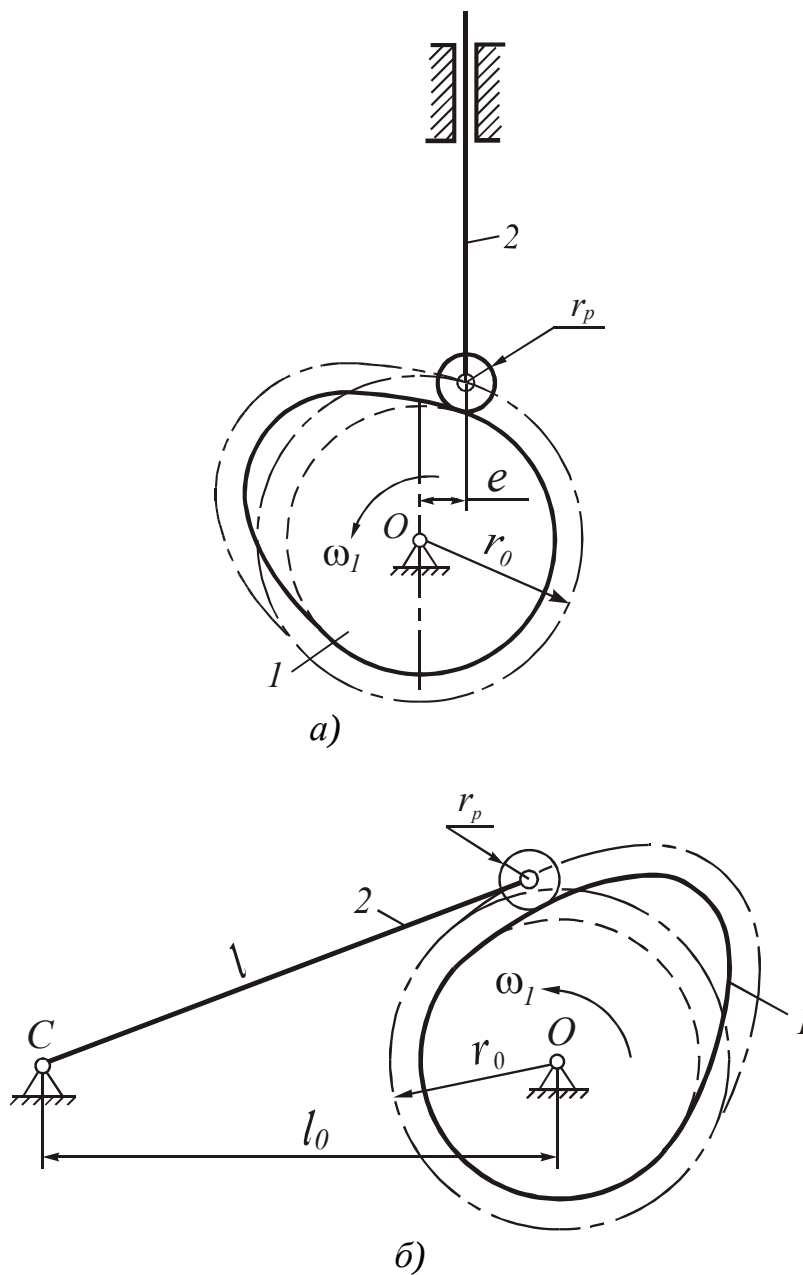


Рисунок 2 – Найпоширеніші типи плоских кулачкових механізмів

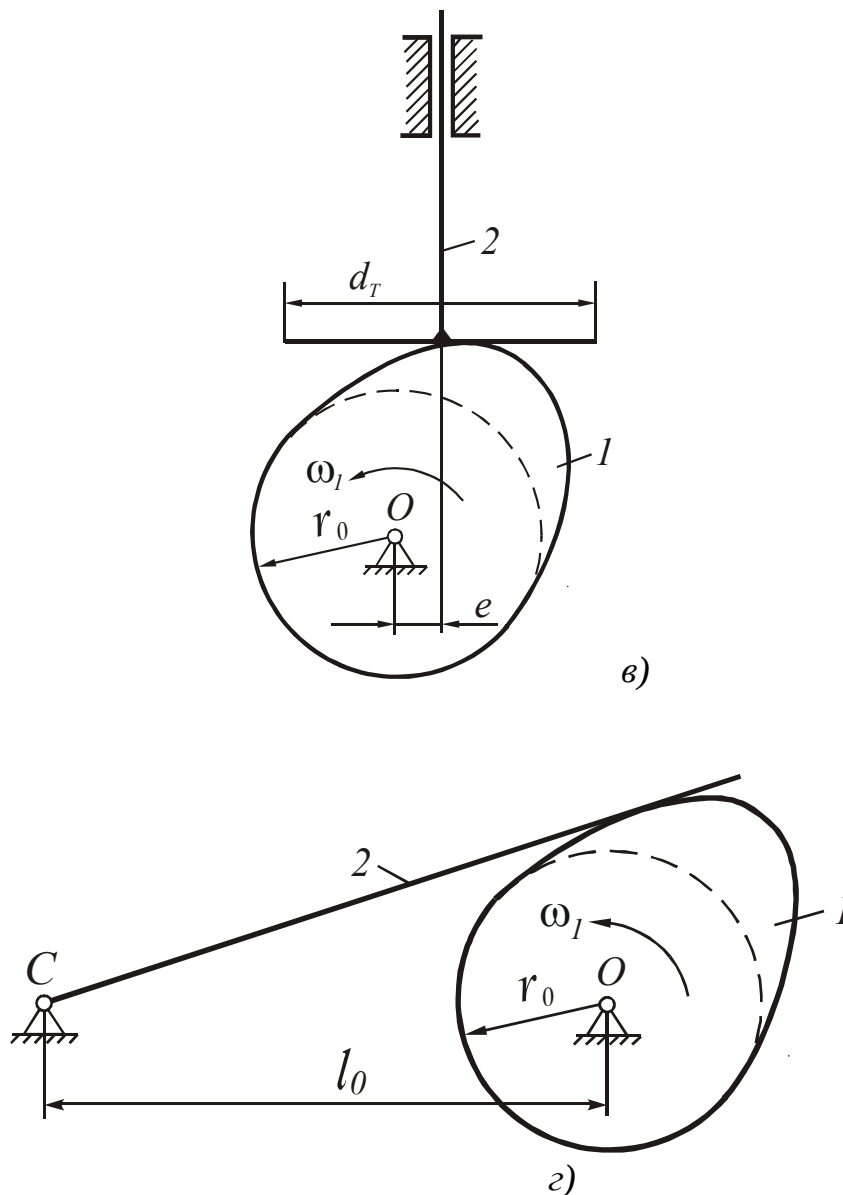


Рисунок 2, аркуш 2

Величина лінійного h або кутового β ходу веденої ланки визначається виходячи з конкретного цільового призначення механізму для реалізації того або іншого виду руху.

Побудову кінематичної циклової діаграми розглянемо на прикладі роботи механізму, зображеного на рисунку 3, а, враховуючи, що повний кінематичний цикл кулачкового механізму, як правило, відбувається за один оберт кулачка.

Частина кінематичного циклу, що характеризується певним рухом веденої ланки, називається фазою циклу, а кут повороту кулачка за час будь якої фази називається відповідним фазовим кутом кулачкового механізму. Ці кути мають наступні позначення й назви:

φ_v – кут віддалення;	φ_d – кут дальнього вистою;
φ_n – кут наближення;	φ_b – кут ближнього вистою (рис. 3, б).

The diagram illustrates a cam-follower mechanism and its corresponding displacement diagram.

Diagram (a): Mechanism Schematic

- A cam with profile r_{max} rotates with constant angular velocity $\omega_1 = const$ around pivot O_1 .
- The cam has a base radius r_0 and a pivot offset e from the vertical axis.
- The follower is a vertical bar pivoted at K' with a contact point K_i on the cam profile.
- The follower has a length l and a contact radius r .
- The follower's position is defined by the angle ϑ and the distance s from the pivot to the contact point.
- The cam profile is defined by the angle γ and the distance τ from the pivot to the contact point.
- The follower's position is also defined by the angle τ and the distance s from the pivot to the contact point.
- The follower's position is also defined by the angle τ and the distance s from the pivot to the contact point.

Diagram (b): Displacement Diagram

- The vertical axis is displacement s and the horizontal axis is time t or angle φ .
- The cam profile is shown as a curve starting at 0 , rising to a peak r , and returning to 0 .
- The cam profile is divided into four segments: φ_i (rise), φ_d (dwell), φ_n (fall), and φ_b (dwell).
- The cam profile is divided into four segments: φ_i (rise), φ_d (dwell), φ_n (fall), and φ_b (dwell).
- The cam profile is divided into four segments: φ_i (rise), φ_d (dwell), φ_n (fall), and φ_b (dwell).

Кут повороту кулачка	0°	90°	180°	270°	360°
Фаза руху веденої ланки	Віддалення	Дальн. вист.	Наближення	Ближн. вист.	

При побудові діаграми $S = S(\varphi)$, переміщення S штовхача 2 і кут повороту φ кулачка 1 відраховують від моменту початку фази віддалення (підйому) штовхача, тобто від крайнього ближнього до центра O_1 обертання кулачка положення точки його контакту з кулачком – точки K_0 (див. рис. 3, а), що є точкою перетину лінії руху штовхача з колом радіуса r_0 , описаним із центра обертання кулачка. Параметр r_0 називається мінімальним радіусом-вектором профілю кулачка (або радіусом основної кулачкової шайби), на відміну від максимального радіуса-вектора профілю r_{max} , що визначає крайнє дальнє положення K' кінця штовхача. Відстань $K_0 K'$ визначає максима-

льне переміщення S_{max} або хід h штовхача.

З побудованої на рисунку 3, б діаграми руху штовхача видно, що функції його положення на різних фазах руху будуть мати такий вигляд:

- на фазі віддалення $S_e = S_e(\varphi)$;
- на фазі дальнього вистою $S_d = h = const$;
- на фазі наближення $S_n = S_n(\varphi)$;
- на фазі ближнього вистою $S_b = 0$.

Фазові кути кулачкового механізму φ_e , φ_d , φ_n й φ_b варто відрізнати від профільних кутів кулачка α_e , α_d , α_n й α_b . Ділянки профілю кулачка, у межах яких штовхач контактує з кулачком за час віддалення, дальнього вистою й т.д. називаються, відповідно, профілем віддалення, дальнього вистою й т.д., а центральні кути, що відповідають цим профілям, мають наступні позначення й назви:

- α_e – кут профілю віддалення;
- α_d – кут профілю дальнього вистою;
- α_n – кут профілю наближення;
- α_b – кут профілю ближнього вистою,

причому $\alpha_e + \alpha_d + \alpha_n + \alpha_b = 2\pi$.

У центральних (аксіальних) кулачкових механізмах (при $e = 0$), як видно з рисунка 4, а, фазові кути (кути повороту кулачка) збігаються з відповідними профільними кутами: $\alpha_e = \varphi_e$; $\alpha_d = \varphi_d$; $\alpha_n = \varphi_n$; $\alpha_b = \varphi_b$.

Крім того, $h = r_{max} - r_0$.

У дезаксіальних кулачкових механізмах (при $e \neq 0$), як видно з рисунка 4, б, доки вістря штовхача 2 контактує з ділянкою профілю $a_0 a_d$ і переміщується із крайнього ближнього положення K_0 у крайнє дальнє положення K' , кулачок повертається на кут $\angle a_0 O_1 K_0 = \varphi_e$, що не збігається з кутом α_e профілю кулачка, причому

$$\varphi_e = \alpha_e + \varphi_e,$$

де $\varphi_e = \angle K_0 O_1 K'$ – кут, обумовлений ексцентриситетом e . У цьому випадку $\varphi_e > \alpha_e$.

При подальшому повороті кулачка, під вістря штовхача проходить дуга $a_d a'_d$ радіуса r_{max} , і штовхач залишається в спокої в крайньому дальньому положенні, причому $\varphi_d = \alpha_d$. У період наближення, вістря штовхача контактує з ділянкою профілю $a_d a'_0$. За аналогією з попереднім

$$\varphi_n = \alpha_n - \varphi_e,$$

тобто у цьому випадку $\varphi_n < \alpha_n$.

При подальшому повороті кулачка, вістря штовхача ковзає по дузі $a'_0 a_0$ постійного радіуса r_0 , і штовхач залишається в спокої в крайньому ближньому положенні, причому $\varphi_b = \alpha_b$. Таким чином, для будь-якої схеми

механізму $\varphi_{\partial} = \alpha_{\partial}$, $\varphi_{\bar{\partial}} = \alpha_{\bar{\partial}}$ й $\varphi_{\partial} + \varphi_{\Pi} = \alpha_{\partial} + \alpha_{\Pi}$. Позначивши $\angle O_1 K' K_0 = \beta$ (див. рис. 4, б), з $\Delta K_0 O_1 K'$, за теоремою синусів, маємо:

$$\frac{\sin \varphi_e}{\sin \beta} = \frac{h}{r_0}, \text{ где } \sin \beta = \frac{O_1 B}{O_1 K'} = \frac{e}{r_{\max}}.$$

Отже,

$$\sin \varphi_e = \frac{eh}{r_0 r_{\max}}, \text{ і тоді } \varphi_e = \arcsin \frac{eh}{r_0 r_{\max}}.$$

За відомим кутом φ_e з $\Delta K_0 O_1 K'$ можна визначити хід штовхача:

$$h = \sqrt{r_0^2 + r_{max}^2 - 2r_0r_{max}\cos\varphi_e}.$$

У кулачкових механізмах рух ведених ланок повинен повністю визначатися профілем кулачка. Для виконання цієї вимоги необхідно забезпечити постійний контакт штовхача й кулачка, щоб він не порушувався в процесі руху. Тому при проектуванні кулачкового механізму потрібно передбачити спеціальне замикання вищої кінематичної пари «кулачок – штовхач».

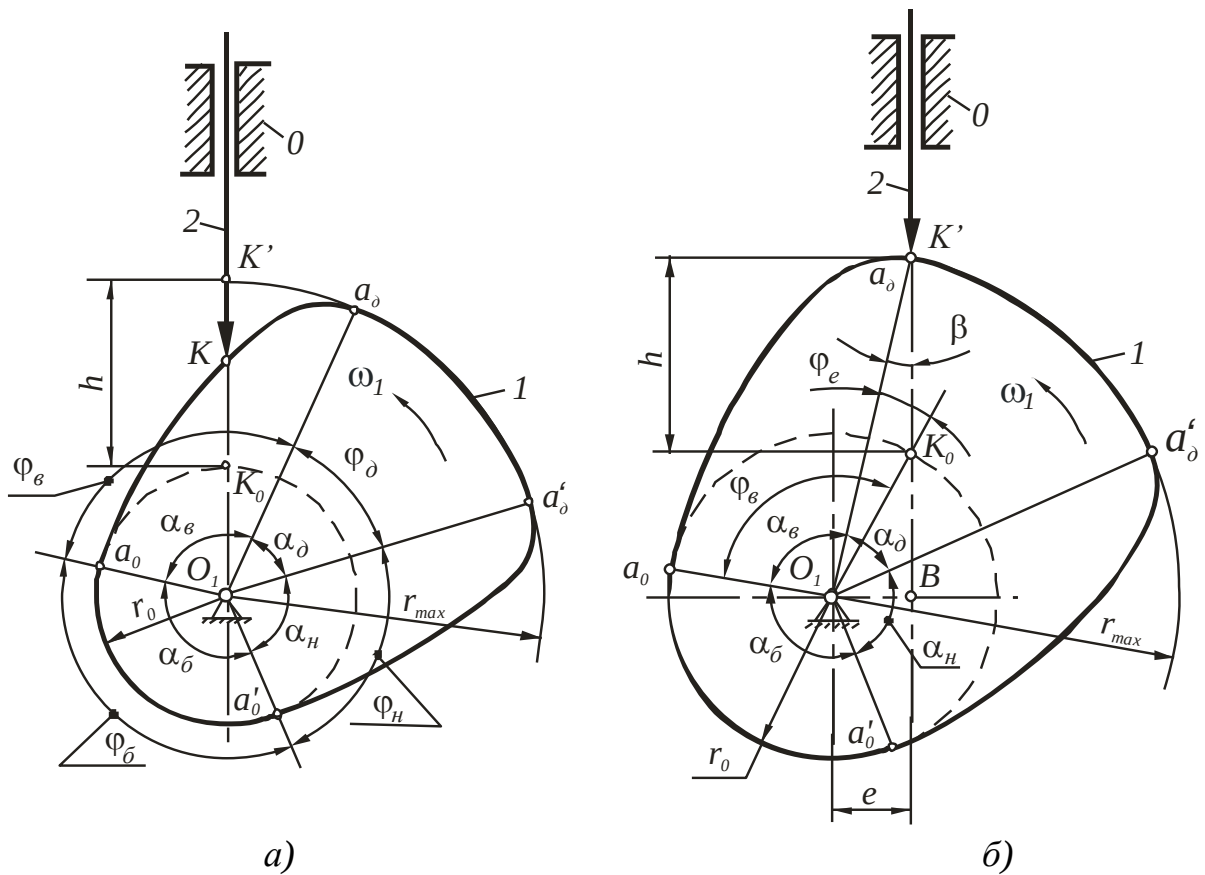


Рисунок 4 – Схеми центрального (а) і дезаксіального (б) кулачкових механізмів із загостреним штовхачем, що поступально рухається

Якщо в завданні характер замикання не обговорений, то необхідно самостійно прийняти один з найпоширеніших способів: або силове замикання, що здійснюється за допомогою пружини або вантажу, або геометричне – виготовленням пазового кулачка або спеціальною конструкцією штовхача (див. рис. 1, *д*; *е*).

Основні розміри кулачкового механізму (r_0 , e й ін.) звичайно визначають із умови одержання механізму з найменшими габаритами. Головним завданням цього етапу проектування є аналітичне або графічне визначення основних розмірів механізму на основі виконання деяких заданих обмежень (додаткових умов синтезу), з яких, у першу чергу, слід зазначити обмеження за кутом тиску ϑ на ведену ланку або кутом передачі руху γ (див. рис. 3, *а*), які зв'язані між собою співвідношенням

$$\vartheta + \gamma = 90^\circ.$$

Для виключення явища заклинювання кулачкового механізму необхідно, щоб у процесі його роботи поточні значення кутів тиску ϑ_i або передачі руху γ_i перебували в допустимих межах, тобто виконувалися нерівності:

$$\vartheta_i \leq \vartheta_{don} \text{ або } \gamma_i \geq \gamma_{don}, \quad (2)$$

де $\vartheta_{don} = \vartheta_{max} = 30^\circ$ або $\gamma_{don} = \gamma_{min} = 60^\circ$ – для механізмів із штовхачем, що поступально рухається;

$\vartheta_{don} = \gamma_{don} = 45^\circ$ – для механізмів із коромисловим штовхачем.

При виборі основних розмірів кулачкового механізму бажано одержати його найменші габарити, високий коефіцієнт корисної дії (ККД), оптимальний радіус ролика або діаметр плоскої тарілки, високу міцність і надійність роботи механізму та ін.

3 ВИБІР ЗАКОНІВ РУХУ ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ

Вибір законів руху веденої ланки є одним з основних етапів у проектуванні кулачкового механізму. Під законом руху розуміється залежність $S = S(t)$ або $\beta = \beta(t)$ між переміщенням веденої ланки й часом (див. рис. 2, *а*; *б*). При $\omega_1 = const$ ця залежність може бути також у вигляді функції кута повороту кулачка $S = S(\varphi)$ або $\beta = \beta(\varphi)$ (див. рис. 3, *б*).

При виборі закону руху необхідно, щоб цей закон, насамперед, задовольняв вимогам того технологічного процесу, для виконання якого проектується кулачковий механізм. Основними характеристиками, що впливають на вибір закону руху веденої ланки й на визначення основних розмірів ланок

механізму, є наступні:

- максимальна швидкість веденої ланки;
- її максимальне прискорення;
- коефіцієнт динамічності навантаження;
- коефіцієнт жорсткості замикаючої пружини;
- кут тиску;
- максимальний тиск кулачка на ведену ланку;
- максимальний обертаючий момент на валу кулачка;
- максимальний ККД механізму;
- мінімальний радіус кривизни профілю кулачка.

Виходячи з аналізу виразів (1), закони руху потрібно вибирати тільки для фаз віддалення й наближення, причому в межах кожної з фаз залежність переміщення веденої ланки від кута повороту кулачка може вибиратися різною, відповідно до додаткових умов синтезу.

Закони руху, що задовольняють одним й тим самим граничним умовам, порівнюють за допомогою безрозмірних коефіцієнтів, що виражають кінематичні й динамічні характеристики механізму. Наприклад, якщо для закону руху штовхача кулачкового механізму $S = S(t)$ задано граничні умови: на початку фази віддалення $t = 0$ й $S = 0$, наприкінці фази $t = t_e$ й $S = h$, то величини максимальних швидкостей V_{max} і прискорень a_{max} штовхача характеризуються безрозмірними коефіцієнтами:

$$X_v = \frac{V_{max}}{h/t_e}, \quad X_a = \frac{a_{max}}{h/t_e^2}.$$

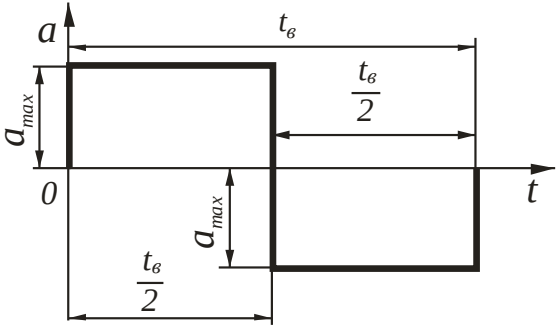
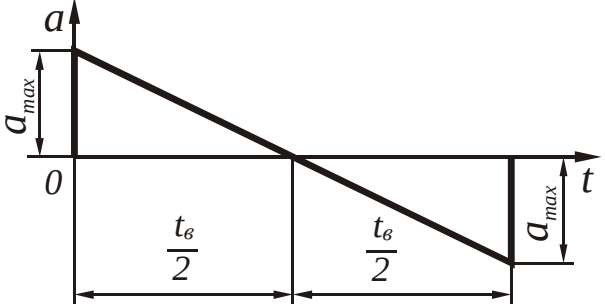
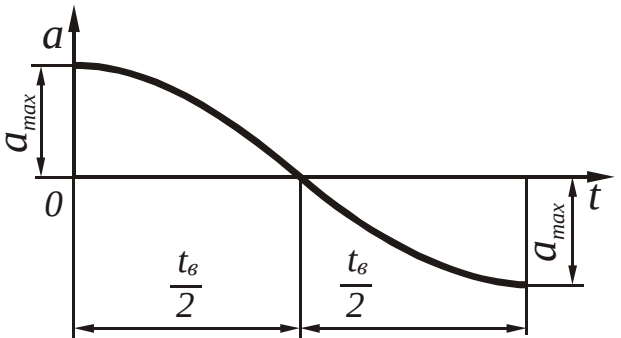
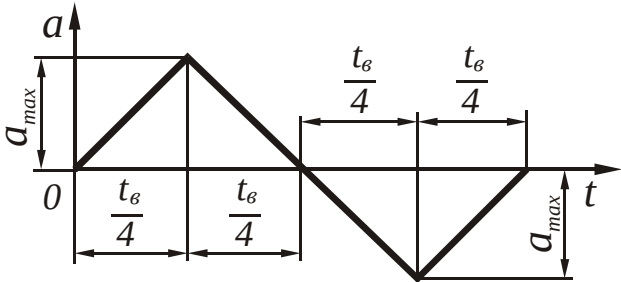
Значення цих коефіцієнтів для деяких найпоширеніших законів руху веденої ланки наведені в таблиці 1.

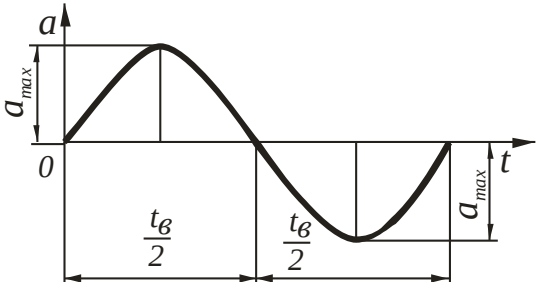
Всі закони руху ведених ланок можна розділити на три основні групи:

- закони руху, що викликають жорсткі удари;
- закони руху, що викликають м'які удари (див. табл. 1, п. п. 1; 2; 3);
- закони руху без ударів (див. табл. 1, п. п. 4; 5).

Про характер закону руху можна судити за діаграмами кінематичних характеристик веденої ланки. Наприклад, якщо діаграма швидкості має точки розриву (рис. 5, *a*), то в місці стрибкоподібної зміни швидкості, прискорення теоретично досягає нескінченності, нескінченно великими повинні бути й динамічні навантаження. Таке явище називається жорстким ударом. Удару піддається й кулачок, й штовхач. Однак, внаслідок пружності ланок, на практиці нескінченно великого динамічного навантаження не відбувається, але величина його виявляється все ж таки дуже значною. Тому закони руху штовхача, при яких одержуються жорсткі удари, можна застосовувати тільки в тихохідних механізмах.

Таблиця 1 – Приклади законів руху веденої ланки

№ з/п	Назва закону й вид діаграми прискорень	X_a	X_V	Число м'яких ударів за час віддалення t_θ
1	2	3	4	5
1	<i>Параболічний</i> 	4	2	3
2	<i>Похила пряма</i> 	6	1,5	2
3	<i>Косинусоїдний</i> 	4,93	1,57	2
4	<i>Трикутний</i> 	8	2	0

Продовження таблиці 1				
1	2	3	4	5
5	Синусоїдний 	6,28	2	0

При стрибкоподібній кінцевій зміні діаграми прискорень штовхача (рис. 5, б) спостерігається м'який удар, що відбувається через різку зміну динамічних навантажень, що викликають пружні коливання. У випадку м'якого удару, при силовому розрахунку кулачкового механізму, потрібно величину сили, що діє в момент м'якого удару, помножити на коефіцієнт динамічності, величину якого приймають рівною 2 при стрибкоподібній зміні прискорення без зміни його напрямку, і рівною 3, коли прискорення змінює свій напрямок.

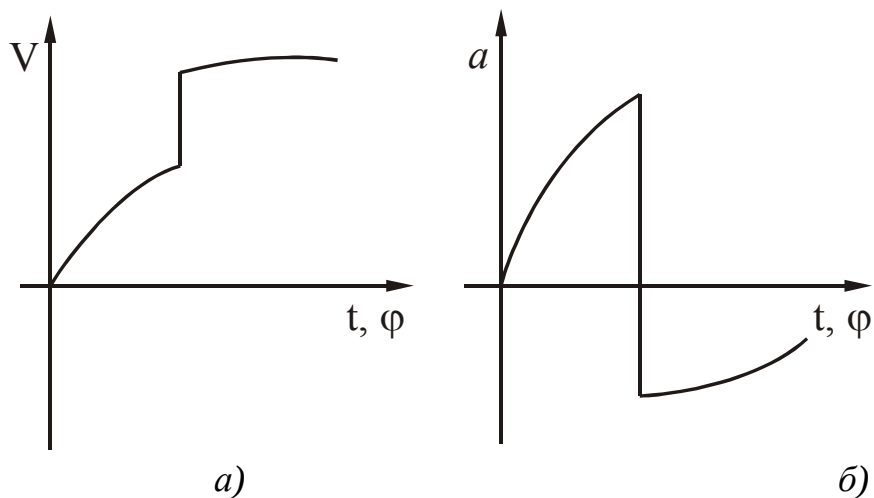


Рисунок 5 – Діаграми кінематичних характеристик руху веденої ланки із жорстким (а) і м'яким (б) ударами

При плавній зміні діаграм швидкостей і прискорень веденої ланки та за умови, що швидкості й прискорення її на початку й наприкінці руху дорівнюють нулю, динамічні навантаження виявляються мізерно малими, і коефіцієнт динамічності в цьому випадку можна приймати рівним 1.

Закон руху веденої ланки є вихідним при профілюванні кулачка. Він впливає не тільки на технологічну операцію, що виконується, але й на динаміку кулачкового механізму. Теоретично кулачковий механізм може

здійснити будь-який закон руху веденої ланки, але на практиці в основному використовуються такі закони руху, які забезпечують більш просту технологію виготовлення кулачка й задовольняють поставленим до механізму кінематичним і динамічним вимогам.

Головними з них є:

- відповідність характеру руху веденої ланки робочому процесу машини, для виконання якого проектується кулачковий механізм;
- відсутність жорсткого удару, забезпечення плавності роботи механізму, при якій обмежуються величини сил інерції, що виникають.

З огляду на останню обставину, для реалізації заданого режиму роботи кулачкового механізму, як правило, пред'являються певні вимоги до закону зміни прискорення веденої ланки (або його аналога). Тому закон руху веденої ланки найчастіше задається у вигляді функції прискорення або його аналога чи в аналітичній формі, чи у вигляді графіка (див. табл. 1).

4 РОЗРАХУНОК ЗАКОНІВ І ПОБУДОВА ДІАГРАМ РУХУ ШТОВХАЧА

Для побудови профілю кулачка необхідно мати функцію положення веденої ланки у вигляді: $S = S(\varphi)$ – при поступальному русі штовхача або $\beta = \beta(\varphi)$ – при обертовому русі коромисла.

Швидкість і прискорення веденої ланки, при кутовій швидкості кулачка $\omega_1 = \text{const}$, можна визначити за наступними формулами:

для схем рисунка 1, а; б; в; д; е:

$$V = \frac{dS}{dt} = \omega_1 \frac{dS}{d\varphi}; \quad a = \frac{d^2 S}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2 S}{d\varphi^2}; \quad (3)$$

для схеми рисунка 1, ж:

$$\omega = \frac{d\beta}{dt} = \omega_1 \frac{d\beta}{d\varphi}; \quad \varepsilon = \frac{d^2 \beta}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2}. \quad (4)$$

З формул (3) і (4) видно, що швидкість штовхача пропорційна першій похідній від його переміщення за кутом повороту кулачка ($\frac{dS}{d\varphi}$ або $\frac{d\beta}{d\varphi}$), а прискорення – другій похідній ($\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ або $\frac{d^2 \beta}{d\varphi^2}$), які в курсі теорії механізмів і машин прийнято називати, відповідно, аналогом швид-

кості й аналогом прискорення штовхача.

Як вже відзначалось, в якості закону руху веденої ланки звичайно задається закон зміни аналога її прискорення. Шляхом аналітичного або графічного інтегрування заданого закону, послідовно визначаються закони зміни аналога швидкості й переміщення штовхача. Хід рішення цієї задачі розглянемо на прикладі: нехай закон зміни прискорення штовхача, що поступально рухається, на фазах віддалення й наближення заданий у вигляді синусоїди (див. табл. 1, п. 5) з періодом T , рівним часу віддалення t_e або наближення t_n штовхача:

$$a = A \sin \frac{2\pi}{T} t. \quad (5)$$

Виконаємо розрахунок для фази віддалення ($T = t_e$). Якщо S , V і a виражати у функції кута φ повороту кулачка, то, враховуючи, що $t = \frac{\varphi}{\omega}$ й $\omega_1 t_e = \varphi_e$, з формул (3) і (5) маємо:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{a}{\omega_1^2} = A_e \sin \frac{2\pi}{\varphi_e} \varphi. \quad (6)$$

Послідовно інтегруючи, одержимо:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{V}{\omega_1} = -A_e \frac{\varphi_e}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{\varphi_e} \varphi + C_1; \quad (7)$$

$$S = -A_e \frac{\varphi_e^2}{4\pi^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_e} \varphi + C_1 \varphi + C_2. \quad (8)$$

Постійні інтегрування C_1 й C_2 визначаємо з початкових умов. При зміні кута φ у межах $0 < \varphi < \varphi_e$ початковими умовами будуть наступні: при $\varphi = 0$, $V = 0$ ($\frac{dS}{d\varphi} = 0$) і $S = 0$. Ці умови при підстановці їх у формули (7) і (8) дають:

$$C_1 = A_e \frac{\varphi_e}{2\pi}; \quad C_2 = 0.$$

Підставляючи знайдені значення C_1 і C_2 у формули (7) і (8), одержимо:

$$\frac{dS}{d\varphi} = A_e \frac{\varphi_e}{2\pi} (1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_e} \varphi); \quad (9)$$

$$S = A_{\phi} \frac{\phi_{\phi}^2}{2\pi} \left(\frac{\phi}{\phi_{\phi}} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\phi_{\phi}} \phi \right). \quad (10)$$

Оскільки прискорення, швидкість і переміщення веденої ланки в межах кута ϕ_{ϕ} є безперервними функціями, то невідому амплітуду A_{ϕ} аналога прискорення визначаємо з наступних кінцевих умов: при $\phi = \phi_{\phi}$, $S = h$.

Підставляючи ці умови у формулу (10), маємо:

$$h = \frac{A_{\phi} \phi_{\phi}^2}{2\pi}, \text{ звідки } A_{\phi} = \frac{2\pi h}{\phi_{\phi}^2}.$$

Підставивши отриманий для A_{ϕ} вираз у формули (6), (9) і (10), остаточно одержимо:

$$\frac{d^2 S}{d\phi^2} = \frac{2\pi h}{\phi_{\phi}^2} \sin \frac{2\pi}{\phi_{\phi}} \phi; \quad (11)$$

$$\frac{dS}{d\phi} = \frac{h}{\phi_{\phi}} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\phi_{\phi}} \phi \right); \quad (12)$$

$$S = h \left(\frac{\phi}{\phi_{\phi}} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\phi_{\phi}} \phi \right). \quad (13)$$

Для фази наближення у випадку синусоїдного закону руху веденої ланки можна використати ці ж рівняння, роблячи відлік кута ϕ_n від кінця фази у від'ємному (зворотному) напрямку осі абсцис.

Підставляючи в знайдені рівняння (11), (12) і (13) поточні значення кута повороту кулачка, можна обчислити значення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень штовхача. Для спрощення обчислень, при розрахунку діаграм руху штовхача доцільно фазові кути віддалення й наближення ділити на однакову кількість рівних інтервалів.

Рівняння (12) і (13) показують, що швидкість веденої ланки $V = \omega_1 \frac{dS}{d\phi}$ й прискорення $a = \omega_1^2 \frac{d^2 S}{d\phi^2}$ залежать не тільки від ходу h , але й від фазових кутів ϕ_{ϕ} й ϕ_n : швидкість обернено пропорційна ϕ_{ϕ} (ϕ_n), а прискорення обернено пропорційно ϕ_{ϕ}^2 (ϕ_n^2). Це потрібно мати на увазі при виборі величин фазових кутів ϕ_{ϕ} й ϕ_n .

При побудові профілів кулачків кожену з функцій (11), (12) і (13) також можна одержати, використовуючи графічні методи. Побудова цих функцій для розглянутого синусоїдного закону загальновідома й показана на рисунку 6. Для інших, найбільш часто використовуваних законів руху штовхача, побудова аналогічних функцій наведена в додатку А. Там же

дані формули для обчислення кінематичних параметрів та їх екстремальних значень.

Якщо аналог прискорення штовхача не може бути представлений аналітичним виразом, а заданий графічно, то для нього необхідно застосувати метод графічного інтегрування, сутність якого полягає в наступному. Фазу руху, для якої ведеться інтегрування, розбивають на малі ділянки (кроки): $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ і т.д. (див. додаток А). Отримані трикутники або криволінійні трапеції замінюють рівновеликими їм по площам прямокутниками, основи яких продовжують до перетину з віссю ординат. На продовженні осі абсцис 0φ на відстані H_1 (звичайно 40...60 мм) ліворуч від початку координат вибирають полюс p і з нього проводять промені в усі зазначені точки перетину на осі ординат. Потім паралельно кожному із цих променів в інтервалах відповідних ділянок $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ і т.д., отриманих на осі абсцис діаграми аналога швидкості, послідовно проводять відрізки.

З'єднуючи кінці цих відрізків (вузлові точки) плавною кривою, одержують першу інтегральну криву, що представляє собою діаграму аналога швидкості. Таким же способом за діаграмою аналога швидкості будують другу інтегральну криву – діаграму переміщень.

Масштабні коефіцієнти отриманих діаграм визначають із рівностей:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} \mu_{\varphi} H_1; \quad (14)$$

$$\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} \mu_{\varphi} H_2, \quad (15)$$

де H_1 і H_2 – полюсні відстані;

$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{L_{\varphi}}$ (L_{φ} – відрізок осі 0φ , що зображує поворот кулачка на кут 2π).

Часто виявляється більш зручним заздалегідь задаватися значеннями всіх зазначених масштабних коефіцієнтів, тоді полюсні відстані H_1 й H_2 розраховуються з рівностей (14) і (15). Так, наприклад, якщо будувати всі три діаграми руху штовхача в одному масштабі, то при $\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}$

виявляється, що

$$H_1 = H_2 = \frac{1}{\mu_{\varphi}}.$$

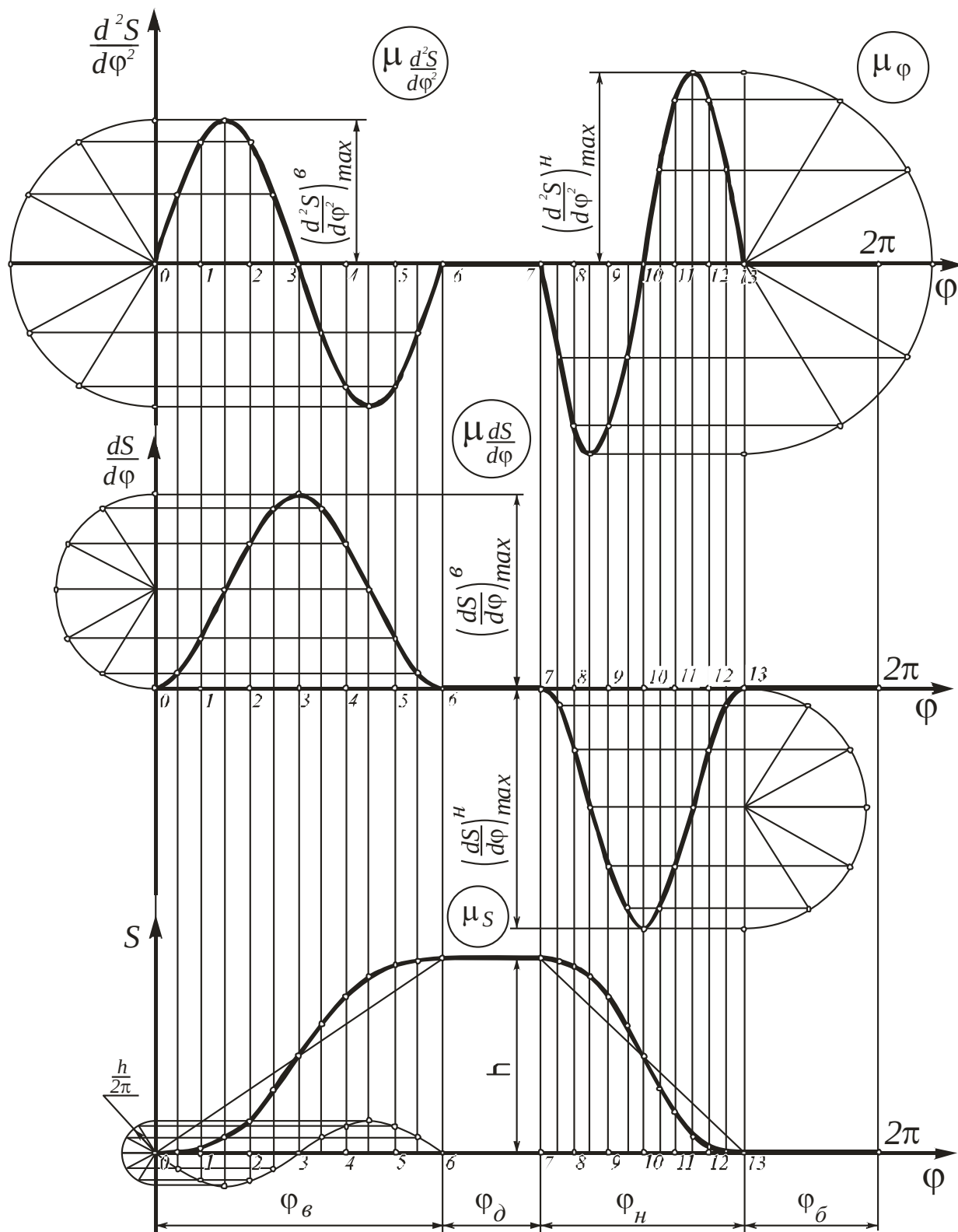


Рисунок 6 – Діаграми руху штовхача

Знаючи зазначені масштабні коефіцієнти, легко одержати масштаби часу, швидкості й прискорення штовхача:

$$\mu_t = \frac{\mu_\varphi}{\omega_1};$$

$$\mu_v = \omega_1 \mu_{dS} \frac{dS}{d\varphi};$$

$$\mu_a = \omega_1^2 \mu_{d^2S} \frac{d^2S}{d\varphi^2}.$$

Ці співвідношення свідчать про те, що крива, яка зображує зміну аналога прискорення, у той же час є й кривою прискорення штовхача, тільки при різних масштабних коефіцієнтах. Це ж зауваження стосується діаграм аналога швидкості й швидкості штовхача.

5 ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА-ВЕКТОРА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

Розглянемо визначення мінімального радіуса-вектора r_0 профілю кулачка для схем плоских кулачкових механізмів, які найбільше використовуються. Почнемо з докладного розгляду кулачкового механізму з роликотим штовхачем, що поступально рухається (див. рис 1, б; д).

5.1 Кулачковий механізм із роликотим штовхачем, що поступально рухається

У більшості випадків мінімальний радіус-вектор r_0 центрового профілю кулачка знаходять із умови незаклинювання, яка для розглянутого кулачкового механізму полягає в наступному. Якщо зневажити тертям ролика об кулачок, то рушійна сила $\bar{N}$ (рис. 7), що діє з боку кулачка на штовхач, спрямована по загальній нормалі $n-n$ до спряжених профілів кулачка й ролика, проведеної через точку їх контакту K .

На рисунку 7 прийняті позначення: D – точка перетину нормалі $n-n$ з перпендикуляром до осі штовхача, проведеним із центра обертання кулачка O_1 ; M – точка перетину цього перпендикуляра із продовженням осі штовхача; B_0 – ближнє до осі O_1 положення центра ролика B ; $(B_0B) = S$ – переміщення штовхача; y_B – координата центра ролика в розглянутому положенні кулачкового механізму.



Рисунок 7 – Кути тиску й передачі руху в кулачковому механізмі

Гострий кут між напрямком рушійної сили, що діє на вихідну ланку механізму й напрямком швидкості точки її прикладення, називають кутом тиску ϑ . Кут, що доповнює ϑ до 90° , називають кутом передачі руху γ . Для розглянутого кулачкового механізму кутом тиску ϑ буде гострий кут між напрямком сили $\overline{N}$ й віссю штовхача, а кутом передачі руху γ – гострий кут між напрямком сили $\overline{N}$ й перпендикуляром до осі штовхача, проведеним через центр ролика.

Силу $\bar{N}$ розкладемо на дві складові: $\bar{F}$, спрямовану уздовж осі штовхача, і $\bar{Q}$, перпендикулярну до осі штовхача.

Тоді

$$F = N \cos \mathcal{G};$$

$$Q = N \sin \vartheta.$$

Корисною є складова $\bar{F}$, що безпосередньо переміщує штовхач, а також переборює його силу ваги й діючу на нього силу виробничого опору $\bar{F}_{\omega}$. Складова $\bar{Q}$ є шкідливою, вона викликає перекіс і притиснення штовхача до його нерухомої напрямної (рис. 8), у результаті чого різко зростає

сила тертя $\overline{F}_T$, що діє з боку напрямної на штовхач і перешкоджає його руху. Зі збільшенням кута ϑ і зменшенням кута γ зменшується корисна складова $\overline{F}$ й збільшується шкідлива $\overline{Q}$. При $\vartheta > \vartheta_{don}$ ($\gamma < \gamma_{don}$), корисна складова, навіть при відсутності сили виробничого опору $\overline{F}_{\omega}$, не може перебороти силу тертя $\overline{F}_T$ в опорі штовхача. При збільшенні ж сили $\overline{N}$ пропорційно збільшуються її складові $\overline{F}$ й $\overline{Q}$, а отже ніяка по величині сила $\overline{N}$ не зможе перемістити штовхач – механізм заклинить.

ϑ_{don} й γ_{don} – гранично допустимі за умовою незаклинювання значення кута тиску й кута передачі руху, що залежать від коефіцієнта тертя в поступальній парі «штовхач – нерухома напрямна».

Щоб кулачковий механізм не заклинило, необхідно у всіх його положеннях виконання умови незаклинювання (2).

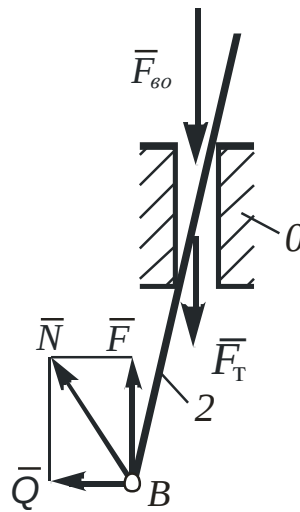


Рисунок 8 – Схема сил, що діють на штовхач

Для розглянутого кулачкового механізму побудуємо замінюючий механізм. Із цією метою вищу кінематичну пару IV класу «кулачок – ролик» замінимо умовною ланкою 3, що входить у дві обертальні пари V класу, центри яких помістимо в центрах кривизни ролика (точка B) і профілю кулачка (точка C) для всіх точок їх контакту (див. рис. 7). Замінюючим буде кривошипно-повзунний механізм, показаний на рисунку 9, а. Для замінюючого механізму побудуємо план швидкостей (рис. 9, б), використовуючи векторне рівняння, що зв'язує швидкості точок B і C:

$$\overline{V_B}_{//y-y} = \overline{V_C}_{\perp O_1C} + \overline{V_{BC}}_{\perp BC}$$

або у відрізках плану швидкостей:

$$\overline{pb}_{//y-y} = \overline{pc}_{\perp O_1C} + \overline{cb}_{\perp BC},$$

де $V_C = \omega_1 l_{O_1C}$; $(pc) = \frac{V_C}{\mu_V}$; $V_B = (pb)\mu_V$.

Трикутники pcb й O_1CD (див. рис. 9 і 7) подібні як трикутники, що мають взаємно перпендикулярні сторони, отже,

$$\frac{(O_1D)}{(O_1C)} = \frac{(pb)}{(pc)},$$

де (O_1D) і (O_1C) – відрізки схеми механізму, що має масштабний коефіцієнт μ_l ;

(pb) і (pc) – відрізки плану швидкостей з масштабним коефіцієнтом μ_V .

$$(O_1D) = (O_1C) \frac{(pb)}{(pc)} = \frac{l_{O_1C}}{\mu_l} \frac{V_B/\mu_V}{V_C/\mu_V} = \frac{1}{\mu_l} \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right), \text{ оскільки } \frac{V_C}{l_{O_1C}} = \omega_1.$$

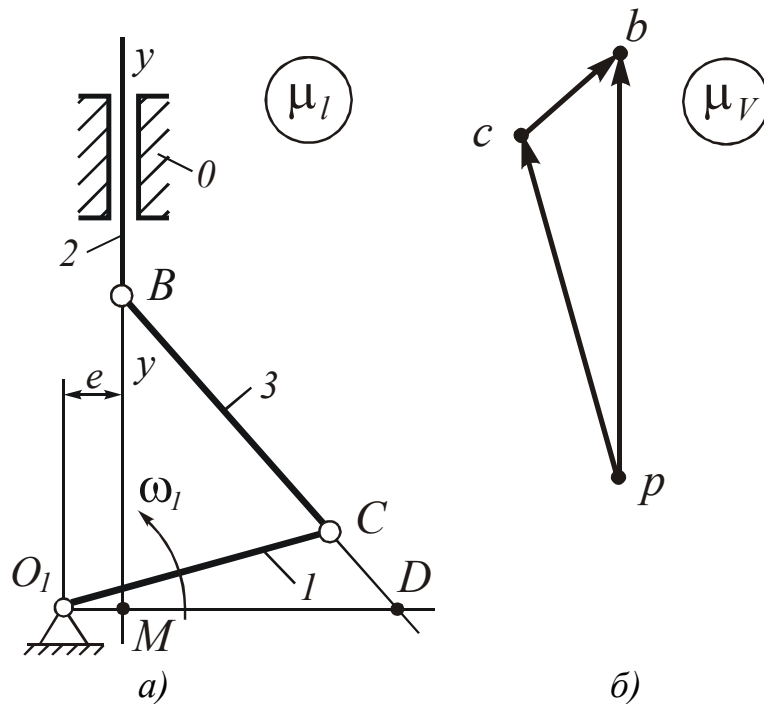


Рисунок 9 – Схема (а) й план швидкостей (б) замінюючого механізму

Враховуючи, що $\frac{V_B}{\omega_1} = \frac{dS}{d\varphi}$ – аналог швидкості штовхача в розглянутому положенні кулачкового механізму, маємо:

$$(O_1D) = \frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dS}{d\varphi} \right),$$

тобто відрізок (O_1D) у масштабі μ_l схеми (див. рис. 7) зображує аналог швидкості штовхача в розглянутому положенні механізму, де $\angle MBD = \vartheta$, $\angle BDM = \gamma$.

Із вищевикладеного випливає, що якщо на прямій, що проходить через точку B і перпендикулярній осі штовхача, відкласти відрізок $(BE) = \frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)$ і точку E з'єднати із центром обертання кулачка O_1 , то кут між відрізками (BE) і (EO_1) буде дорівнювати куту передачі руху в даному положенні механізму. Відрізок (BE) від точки B варто відкладати у бік поверненого на 90° , за напрямком ω_1 , вектора швидкості штовхача на відповідній фазі (віддалення або наближення). З рисунка 7 видно, що

$$(O_1D) = (O_1M) + (MD) = (O_1M) + (MB)tg\vartheta,$$

або

$$\frac{\frac{dS}{d\varphi}}{\mu_l} = \frac{e}{\mu_l} + \frac{y_B tg\vartheta}{\mu_l},$$

$$\text{де з } \triangle O_1B_0M \quad y_B = S + \sqrt{r_0^2 - e^2}.$$

Тоді

$$tg\vartheta = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{S + \sqrt{r_0^2 - e^2}}. \quad (16)$$

З формули (16) випливає, що за інших рівних умов ексцентриситет e впливає на величину кута тиску. Домовившись вважати ексцентриситет додатним у тому випадку, якщо вісь штовхача щодо центра обертання кулачка зміщена у бік його обертання, можна відзначити, що від'ємний ексцентриситет зменшує кут тиску, а додатний – збільшує. Тому, якщо за конструктивними міркуваннями необхідно ввести зміщення, то бажано приймати його від'ємним, як, наприклад, на рисунку 7.

Формула (16) показує, що чим менше радіус-вектор основної кулачкової шайби r_0 й, отже, менше габарити кулачка, тим більше кут тиску ϑ . Тому значення r_0 потрібно вибирати так, щоб у будь-якому положенні кулачкового механізму виконувалася умова незаклинювання (2).

Таким чином, якщо задано закон руху штовхача й допустимий кут тиску, то, користуючись залежністю (16), можна визначити мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й зміщення (ексцентриситет) e . Замість складних аналітичних розрахунків розроблені графічні прийоми визна-

чення r_0 і e , які й розглянемо більш докладно.

Для кулачкових механізмів з геометричним замиканням (див. рис 1, д), у яких кулачок є ведучою ланкою як на фазі віддалення, так і на фазі наближення, значення r_0 й e можуть бути знайдені графічно наступним способом (рис. 10, а).

1 Використовуючи вже побудовані в якомусь (краще в одному) масштабі діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, шляхом виключення з них параметра φ , будуємо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_S$. Для цього про-

водимо осі координат: вісь S – паралельно осі штовхача у бік його переміщення на фазі віддалення (вертикально нагору), а додатний напрямок осі $\frac{dS}{d\varphi}$ одержуємо шляхом повороту осі S на 90° у бік обертання кулачка. По-

тім по осі S від початку координат B_0 відкладаємо переміщення штовхача, відповідно до побудованого графіка $S = f(\varphi)$, у вигляді відрізків $(B_0 B_i) = \frac{S_i}{\mu_S}$. З отриманих точок B_i проводимо прямі, паралельні осі $\frac{dS}{d\varphi}$, і на

цих прямих відкладаємо у відповідну сторону відрізки $(B_i F_i) = \frac{(dS/d\varphi)_i}{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}$, що

зображують аналоги швидкостей штовхача відповідно до графіка $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$: для фази віддалення ці відрізки відкладаються у бік додатного

напрямку осі $\frac{dS}{d\varphi}$, а для фази наближення – у бік від’ємного. З’єднавши

плавною лінією кінці відкладених відрізків (точки F_i), одержимо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$.

2 Під кутом $\gamma_{don} = \gamma_{min}$ до осі $\frac{dS}{d\varphi}$ проводимо дві дотичні до отриманої кривої. Заштрихована зона між цими дотичними, що розташована нижче точки їх перетину O'_1 , є зоною можливих положень центра обертання кулачка, при яких для всіх положень механізму виконується умова незаклинювання: $\gamma_1 \geq \gamma_{don}$. Гранично мінімальному значенню радіуса-вектора r_0 центрального профілю відповідає положення центра обертання кулачка в точці перетину O'_1 зазначених дотичних.

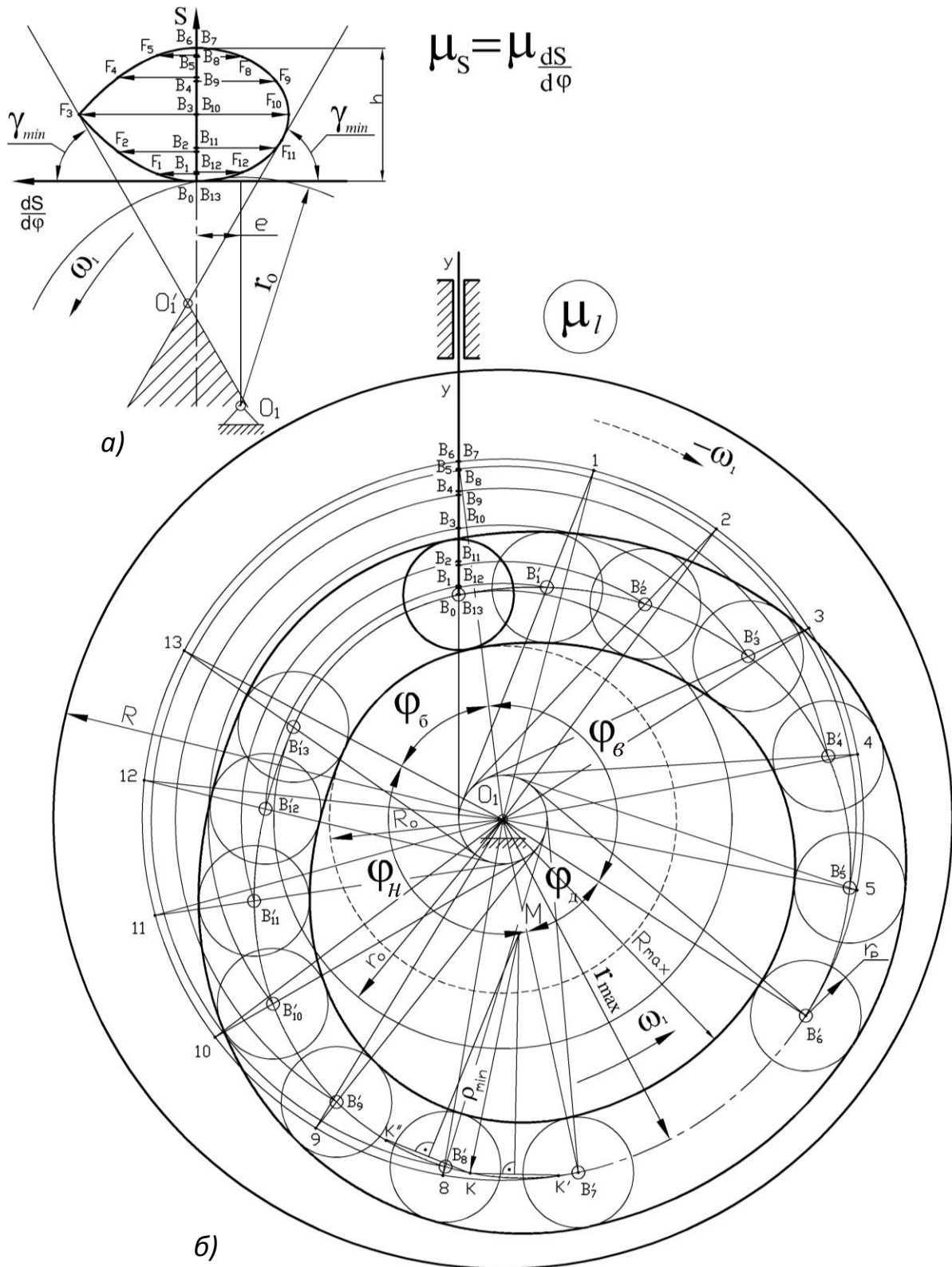


Рисунок 10 – Визначення мінімального радіуса-вектора центрального профілю кулачка (а) і побудова профілю кулачка (б) механізму з роликовим што-вхачем, що поступально рухається, з геометричним (і силовим) замиканням

Положення центра обертання кулачка O_1 визначається також обраним значенням ексцентриситету e , який дозволяє поліпшити умови передачі руху штовхачу. При цьому $r_0 = (O_1B_0)\mu_s$. Необхідно звернути увагу на те, що не треба без особливих підстав збільшувати r_0 , а відповідно й габарити механізму.

Кулачковий механізм із силовим замиканням (див. рис. 1, б), у якого кулачок є ведучою ланкою тільки на фазі віддалення, заклинити може тільки на фазі віддалення. Однак при монтажі механізму завжди може виникнути необхідність реверса (зміни напрямку обертання кулачка), для якого також потрібно виключити заклинювання. При реверсі профільні кути й ділянки діаграм руху штовхача, що відповідають фазам віддалення й наближення, міняються місцями. При цьому графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$, побудований для

фази віддалення, при реверсі збігається з аналогічним графіком для фази наближення при робочому напрямку ω_1 . Звідси випливає, що для графічного визначення r_0 у кулачкових механізмах із силовим замиканням, повинні бути виконані ті ж побудови, що й для кулачкових механізмів з геометричним замиканням. При цьому, оскільки при реверсі під час монтажу на штовхач може не діяти сила виробничого опору, можна прийняти $\gamma_{\text{дон}}^H < \gamma_{\text{дон}}^6$.

Все викладене вище для кулачкового механізму з роликівим штовхачем може бути використано й для кулачкового механізму із загостреним штовхачем, що поступально рухається (див. рис. 1, а). При цьому під центровим профілем повинен розумітися дійсний профіль кулачка.

5.2 Кулачковий механізм із коромисловим роликівим штовхачем з силовим замиканням

Використовуючи методику, викладену в п. 5.1, для зазначеного механізму (див. рис. 1, ж) визначимо графічним методом мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й міжцентрову відстань l_0 також з умови незаклинювання механізму (рис. 11, а).

1 Довільно вибираємо центр обертання коромисла C и зображуємо коромисло в початковому (ближньому до центра обертання кулачка O_1) положенні в обраному масштабі μ_l у вигляді відрізка $(CB_0) = \frac{l_{BC}}{\mu_l}$. Проводимо

дугу кола радіуса (CB_0) і відкладаємо максимальний кут розмаху коромисла β_{max} . На цій дузі, що представляє собою максимальний дуговий хід центра

ролика, намічаємо точки B_i , відкладаючи дуги $\left(B_0 \overset{\cup}{B_i} \right) = \frac{S_i}{\mu_l}$, або простіше

кути β_i , відповідно до раніше побудованого графіка залежності дугового пе-

реміщення центра ролика від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$, що у той же час є й графіком залежності кута повороту коромисла від кута повороту кулачка $\beta = f(\varphi)$. З'єднавши отримані точки B_i із центром C , будуємо відповідні положення коромисла при його повороті на кути β_i на фазах віддалення й наближення. Потім уздовж кожного із цих положень від точок B_i (центра ролика) у масштабі $\mu_{dS} = \mu_S = \mu_l$ відкладаємо відповідні відрізки

$$(B_i F_i) = \frac{(dS/d\varphi)_i}{\mu_{dS}} \text{ в напрямку, що кожний раз визначається поворотом вектора швидкості точки } B_i \text{ (кінця коромисла) на } 90^\circ \text{ у бік обертання кулачка.}$$

Кінці відкладених відрізків (точки F_i) з'єднуємо плавною лінією й одержуємо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$.

2 Через кінці F_i кожного із цих відрізків проводимо промені під кутом $\gamma_{don} = \gamma_{min}$ до відповідного напрямку коромисла, які перетинаючись утворюють зону можливого розташування центра обертання кулачка.

За центр обертання кулачка O_l можна взяти будь-яку точку, що лежить усередині заштрихованої зони, при цьому для всіх положень механізму виконується умова: $\gamma_i \geq \gamma_{don}$. Варто звернути увагу на те, що для кращої роботи кулачкового механізму бажано, щоб траєкторія руху центра ролика проходила через центр обертання кулачка або поблизу нього. При цьому мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й міжцентрова відстань l_0 визначаються рівностями:

$$r_0 = (O_l B_0) \mu_l;$$

$$l_0 = (O_l C) \cdot \mu_l.$$

5.3 Кулачковий механізм із плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається

У механізмі із плоским тарілчастим штовхачем (див. рис. 1, в) кут передачі руху $\gamma = const$ (у нашому випадку $\gamma = 90^\circ$). Отже, умова $\gamma_i \geq \gamma_{don}$ у цьому випадку виконується при всіх положеннях кулачка незалежно від його розмірів. Але наявність плоского штовхача висуває додаткову вимогу до профілю кулачка, котрий, щоб забезпечити точне виконання заданого закону руху штовхача, повинен бути випуклим на всьому контурі, тобто не мати точок перегину. Кулачок буде мати випуклий профіль, якщо його радіус кривизни ρ_i у кожному положенні механізму буде задовольняти умові:

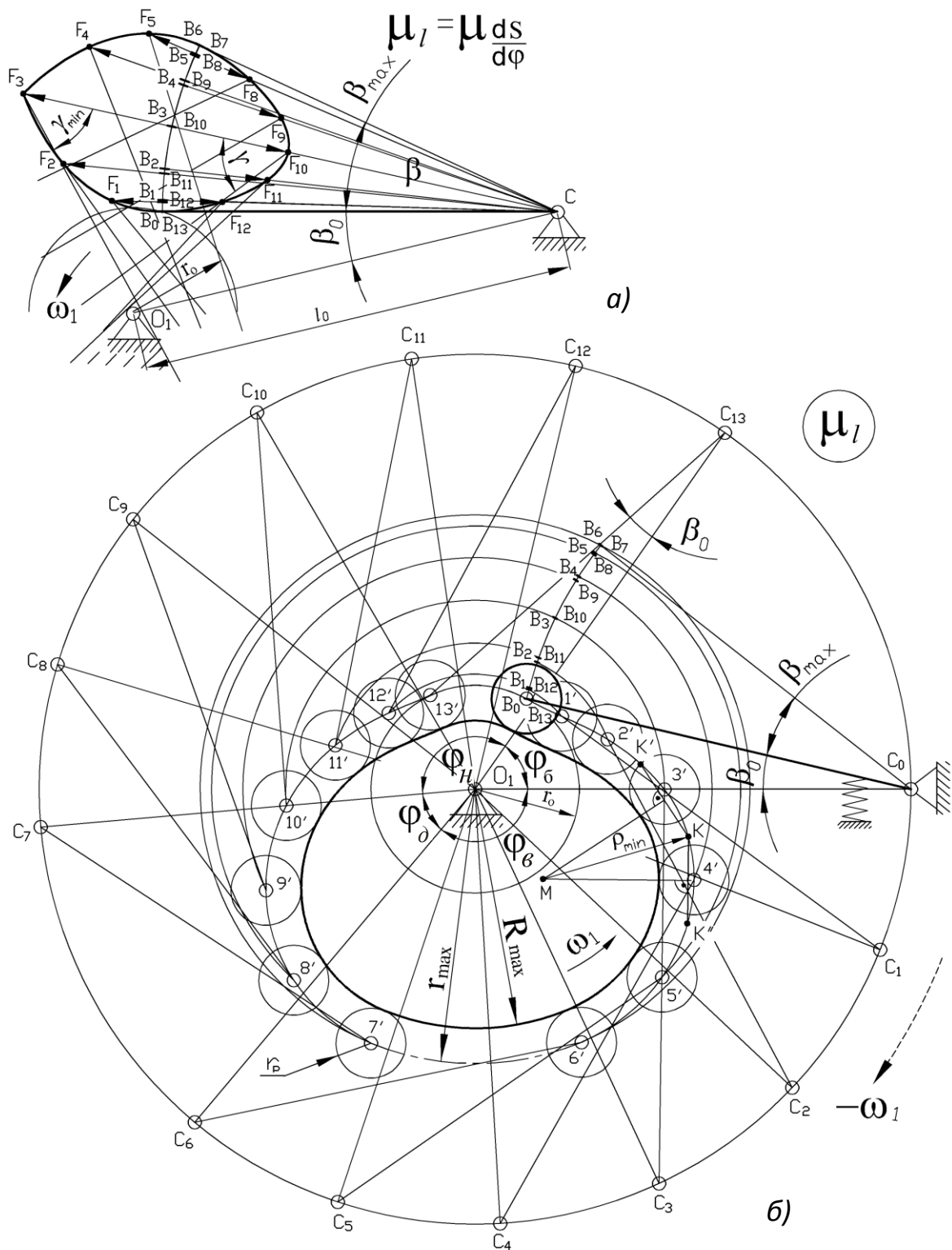


Рисунок 11 – Визначення мінімального радіуса-вектора центрального профілю кулачка (а) і побудова профілю кулачка (б) механізму з роликовим коромисловим штовхачем із силовим замиканням

$$\rho_i = r_o + S_i + \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i > 0, \quad (17)$$

де $\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i < 0$, оскільки при додатних значеннях аналога прискорень

штовхача нерівність (17) виконується завжди.

Тому мінімальний радіус r_o кулачка із плоским штовхачем визначається з умови випуклості профілю кулачка (рис. 12) за допомогою наступних двох методів.

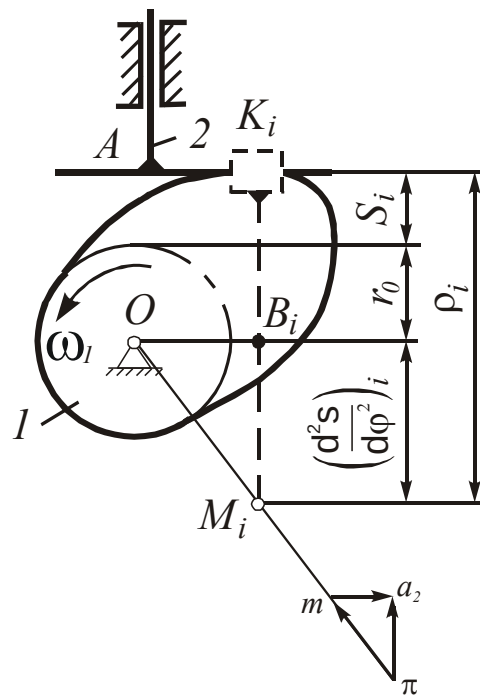


Рисунок 12 – До визначення умови випуклості профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем

Перший метод – метод Геронімуса (рис. 13, а). Нерівність (17) приведемо до наступного виду:

$$1 > \frac{\left| \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right|_i}{S_i + r_o}.$$

Прийнявши $1 = \operatorname{tg} 45^\circ$, остаточно одержимо

$$\operatorname{tg} 45^{\circ} > \frac{\left| \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right|_i}{S_i + r_0}.$$

Ця умова дозволяє провести наступні графічні побудови, завдяки яким можна визначити r_0 (див. рис. 13, *a*). Проводимо осі координат: вісь переміщень штовхача S – вертикально нагору (див. п. 5.1), а вісь аналогів

прискорень штовхача $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ – горизонтально, причому вибір напрямку

останньої не має значення. Потім, виключивши параметр φ з попередньо побудованих (бажано в однаковому масштабі) графіків залежностей $S = f(\varphi)$

і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, будуємо графік залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(S)$, при $\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = \mu_S$ (на

рис. 12 й 13 – точки A_i – це точки з'єднання штока штовхача з його тарілкою).

При цьому переміщення штовхача відкладаємо у вигляді відрізків $(A_0 A_i) = \frac{S_i}{\mu_S}$, а аналоги прискорень – у вигляді відрізків

$(A_i F_i) = \frac{\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i}{\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}}}$. Потім проводимо під кутом 45° до будь-якої осі до-

тичну до побудованої кривої на тій її ділянці, де значення $\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i < 0$, тоб-

то дотичну до від'ємної вітки цієї кривої, причому до тієї її частини, де абсолютні значення аналога прискорень максимальні.

Варто звернути увагу, що як приклад на рисунку 13, *a* взяті закони зміни аналога прискорення $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ на фазі віддалення – трикутний, а на фазі наближення – параболічний. За центр обертання кулачка O_1 можна вибрати будь-яку точку, що лежить нижче точки O_1' перетину цієї дотичної з віссю S (звичайно на 10 мм нижче точки O_1'), тоді

$$r_0 = (O_1 A_0) \mu_S.$$

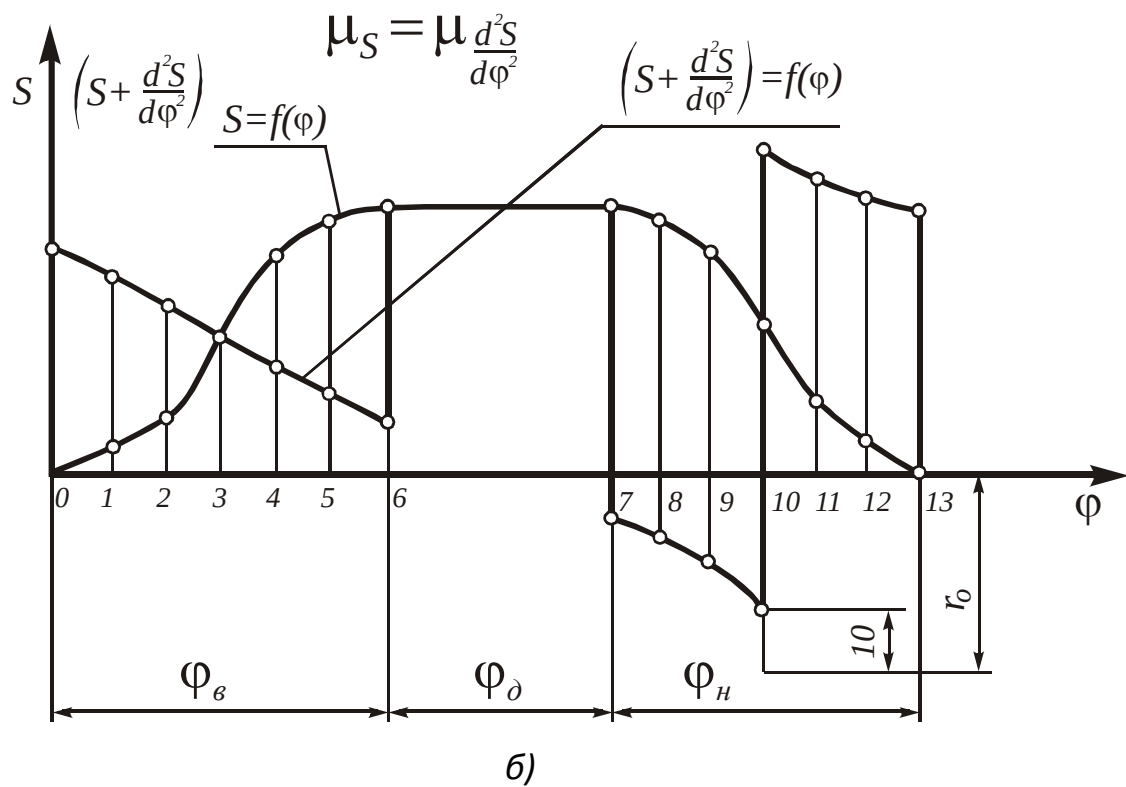
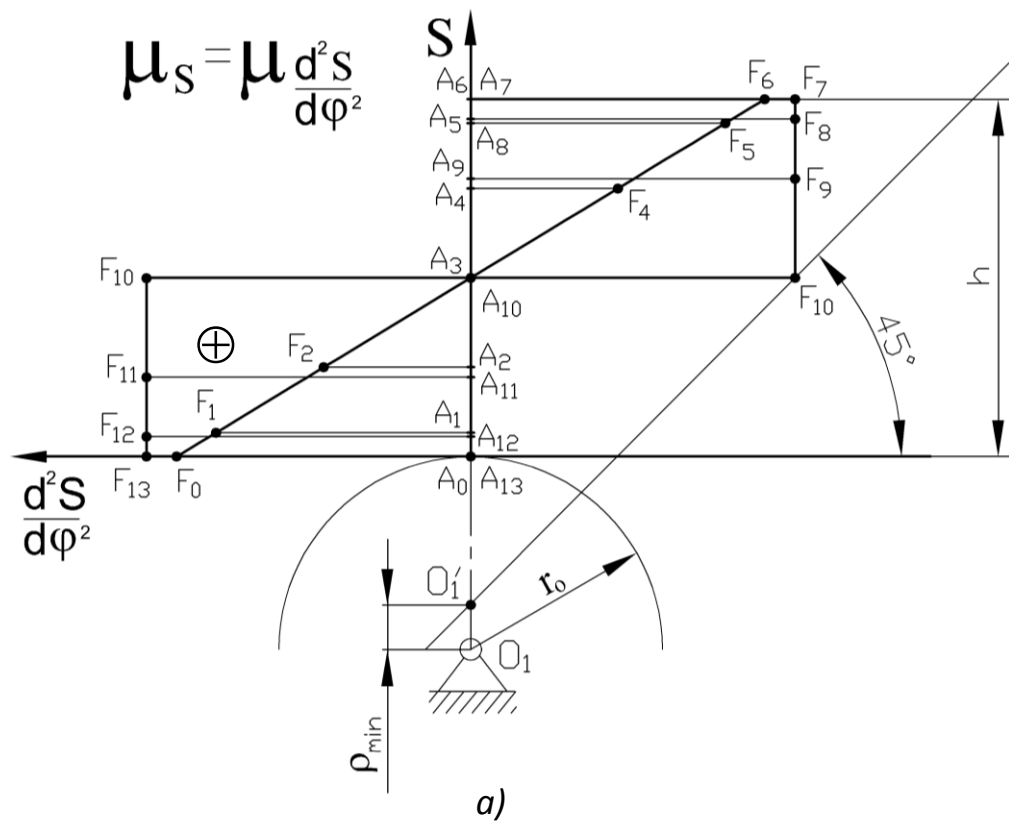


Рисунок 13 – Визначення мінімального радіуса-вектора профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається

Якщо $\gamma \neq 90^\circ$, то $r_0 \geq (O_1A_6)\mu_S \sin \gamma$.

Другий метод (рис. 13, б) полягає в тому, що нерівність (17) можна привести до виду

$$r_0 > - \left(S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i,$$

звідки випливає, що r_0 повинен бути більше найбільшої від'ємної ординати сумарного графіка залежності:

$$\left(S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right) = f(\varphi).$$

Таким чином, для знаходження r_0 побудуємо зазначений сумарний графік шляхом графічного додавання діаграм $S = f(\varphi)$ і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, попередньо побудованих у однаковому масштабі $\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = \mu_S$, або приведемо їх до одного масштабу. Тоді

$$r_0 > (y_{\max}) \mu_S,$$

де $(y_{\max})$ – найбільше абсолютне значення від'ємної ординати сумарного графіка.

Звичайно r_0 беруть на 10 мм більше $(y_{\max})\mu_S$ (див. рис. 13, б).

6 ПРОФІЛЮВАННЯ КУЛАЧКІВ

При проектуванні кулачкових механізмів основним завданням є визначення форми профілю кулачка за заданими законами руху самого кулачка й веденої ланки. До профілювання кулачка приступають після розрахунку діаграм руху штовхача (розд. 4) і визначення основних розмірів механізму (розд. 5).

При побудові профілів кулачків використовується метод обертання руху (інверсії), сутність якого полягає в тому, що всьому механізму в цілому подумки надається обертання з кутовою швидкістю $(-\omega_1)$, тобто рівною за величиною кутовій швидкості кулачка, але зворотною за напрямком. Завдяки цьому кулачок як би зупиняється, а напрямна (або стояк) ра-

зом з веденою ланкою приходить в обертовий рух навколо осі O_1 у бік, протилежний обертанню кулачка. Крім переносного обертального руху разом з напрямною, штовхач робить ще й рух щодо напрямної за законом, що визначається профілем кулачка. При цьому взаємне розташування ланок залишається таким же, як і при дійсному русі механізму.

6.1 Побудова профілю кулачка механізму з роликовим штовхачем, що поступально рухається, з геометричним і силовим замиканням

Побудова виконується в наступному порядку. Вибираємо масштабний коефіцієнт довжини μ_l . Проводимо вертикальну лінію у-у (див. рис. 10, б), що зображує траєкторію руху центра B ролика штовхача (тобто вісь S), від якої на відстані e/μ_l (праворуч або ліворуч, залежно від знака e) вибираємо центр обертання кулачка O_1 . Із цього центра проводимо коло радіуса e/μ_l й коло радіуса r_0/μ_l , яке у перетині з вертикаллю у-у дає точку B_0 , що відповідає крайньому нижньому положенню центра ролика. Потім по вертикалі нагору від точки B_0 , як по осі S , в обраному масштабі μ_l відзначаємо положення B_i центра ролика, що відповідають переміщенню штовхача при повороті кулачка на задані кути $\varphi_i: (B_0B_i) = \frac{S_i}{\mu_l}$ (див. п. 5.1). Точка B_6 визначає положення центра ролика, що відповідає кінцю фази віддалення.

Від променя O_1B_6 у напрямку, протилежному дійсному обертанню кулачка, відкладаємо послідовно фазові кути $\varphi_e = \angle B_6O_1B'_6$, $\varphi_o = \angle B'_6O_1B'_7$, $\varphi_n = \angle B_7O_1B_8$, $\varphi_o = \angle B_8O_1B_9$. Кути φ_e й φ_n ділимо на прийняте раніше в діаграмі $S = f(\varphi)$ число рівних частин (наприклад, як на рисунку 6 – на 6 частин (кроків) кожний). Через отримані на колі радіуса $r_{max} = (O_1B_6)$ точки розподілу 1, 2, 3 і т.д. проводимо дотичні до кола радіуса e/μ_l , які зображують послідовні положення штовхача при його оберненому русі навколо нерухомого кулачка зі швидкістю $(-\omega_1)$. При цьому необхідно стежити за тим, щоб всі дотичні розташовувалися по той же бік від центра O_1 , що й вісь B_0S , тобто у всіх положеннях механізму зберігалася однакове взаємне розташування кулачка й штовхача. Із центра обертання кулачка O_1 через кожну точку B_i проводимо дуги радіусів (O_1B_i) до перетину з відповідними дотичними. Отримані точки перетину B'_1, B'_2, B'_3 і т.д. являють собою послідовні положення центра ролика в оберненому русі механізму. З'єднавши ці точки плавною кривою, одержуємо центровий профіль кулачка. Ділянки профілю, що відповідають кутам φ_o й φ_o , є дугами кіл радіусів r_{max} й r_0 , відповідно.

Практичний (дійсний) профіль кулачка є огинаючою послідовних положень кіл ролика, центр якого переміщується по центровому (теоретичному) профілю. Тому, для одержання практичного профілю, радіусом ролика r_p проводиться безліч кіл із центрами в точках центрального профілю.

Криві, що обгинають (зовнішня й внутрішня) сімейства цих кіл дають профілі пазового кулачка (див. рис. 10, б) механізму з геометричним замиканням (R – радіус диска кулачка).

У кулачковому механізмі із силовим замиканням порядок побудови центрального профілю аналогічний викладеному. Дійсний же профіль кулачка представляється тільки внутрішньою кривою, що обгинає сімейство кіл радіуса r_p із центрами в точках центрального профілю.

Радіус r_p ролика, якщо спеціально не обговорений у завданні, вибирається таким, щоб він задовольняв двом умовам:

$$1) r_p \leq 0,7\rho_{min};$$

$$2) r_p \leq 0,4r_0,$$

де ρ_{min} – мінімальний радіус кривизни центрального профілю кулачка.

Перша умова дозволяє уникнути перетину окремих частин дійсного профілю кулачка, а друга – прийнята з конструктивних міркувань. Розраховуються значення $0,7\rho_{min}$ й $0,4r_0$, і величина радіуса r_p приймається менше меншого із цих двох значень.

Для наближеного визначення ρ_{min} робимо таким чином: візуально вибираємо на випуклій частині центрального профілю кулачка таку точку K , у якій кривизна профілю здається найбільшою. Потім поблизу від точки K , по обидві сторони від неї, вибираємо на профілі ще дві точки K' і K'' таким чином, щоб хорди $KK' = KK'' = 10...20$ мм. Через середини отриманих хорд проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину цих перпендикулярів є центром кривизни профілю в точці K , а відрізок (MK) – шуканим радіусом кривизни $\rho_{min} = (MK)\mu_l$ (див. рис. 10, б).

У випадку центрального кулачкового механізму (при $e = 0$) всі побудови виконуються аналогічно, за винятком того, що дотичні до кола радіуса e , що зображують лінію руху штовхача, перетворюються в промені, які виходять із центра O_1 обертання кулачка.

6.2 Побудова профілю кулачка механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням

Вибираємо центри обертання кулачка O_1 і коромисла C_0 , відклавши відстань l_{O_1C} в обраному масштабі μ_l (див. рис. 11, б). Із центра кулачка O_1 проведемо кола радіусами, рівними $\frac{r_0}{\mu_l}$ й $\frac{l_{O_1C}}{\mu_l}$. Знайдемо початкове (ближче до центра кулачка) положення центра B_0 ролика коромисла. Для цього із точки C_0 радіусом, рівним довжині коромисла l_{CB} (з урахуванням масштабу μ_l), проведемо дугу до перетину з колом радіуса

r_0 . Ця точка B_0 дасть положення центра ролика коромисла, що відповідає початку фази віддалення. Від точки B_0 у бік обертання коромисла відкладемо переміщення центра ролика коромисла відповідно до графіка $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$ (див. п. 5.2). Одержимо точки B_1, B_2, B_3 і т.д.

Від лінії центрів O_1C_0 у бік, протилежний обертання кулачка, послідовно відкладемо фазові кути $\varphi_\epsilon = \angle C_0O_1C_6$, $\varphi_\delta = \angle C_6O_1C_7$, $\varphi_\eta = \angle C_7O_1C_{13}$, $\varphi_\theta = \angle C_{13}O_1C_0$. Дуги максимального радіуса O_1C_0 , що стягують фазові кути φ_ϵ й φ_η (або самі кути), розділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$. Отримані точки C_1, C_2, C_3 і т.д. дадуть положення центра коливання коромисла в оберненому русі механізму.

При цьому друга точка коромисла (центр ролика B) буде описувати траєкторію, що представляє собою центровий профіль кулачка. Для пошуку положень центра ролика B_i в оберненому русі механізму, зробимо наступні побудови: із центра обертання кулачка O_1 радіусами, рівними O_1B_1, O_1B_2, O_1B_3 і т.д. проведемо дуги концентричних кіл, а із точок C_1, C_2, C_3 і т.д. радіусом, рівним довжині коромисла l_{CB} (з урахуванням масштабу μ), зробимо засічки на відповідних дугах й одержимо точки B_1', B_2', B_3' і т.д. З'єднавши всі отримані точки B_i' плавною кривою, одержимо центровий профіль кулачка. Вибір радіуса ролика r_p і побудова дійсного профілю кулачка проводиться способом, аналогічним наведеному в п. 6.1.

6.3 Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається

З довільно обраного центра обертання кулачка O_1 (рис. 14) проводимо кола радіусів r_0 й $r_{max} = (r_0 + h)$ (спочатку приймаючи ексцентриситет $e = 0$). Через центр обертання O_1 проводимо вертикальну лінію руху штовхача $y-y$. Точки перетину лінії $y-y$ з колами радіусів r_0 й r_{max} визначають положення точки A штовхача (точки з'єднання штока штовхача з його тарілкою), що відповідають початку й кінцю фази віддалення (точки A_0 й A_6).

У бік, протилежний обертання кулачка, від прямої O_1A_6 відкладаємо послідовно фазові кути $\varphi_\epsilon = \angle A_6O_1A_6'$, $\varphi_\delta = \angle A_6'O_1A_7'$, $\varphi_\eta = \angle A_7'O_1A_{13}'$, $\varphi_\theta = \angle A_{13}'O_1A_6'$. Дуги максимального радіуса, що стягують фазові кути φ_ϵ й φ_η (або самі кути), ділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$, і із центра O_1 проводимо через точки розподілу радіальні промені O_1-1, O_1-2, O_1-3 і т.д. Ці промені (O_1-i) являють собою положення штовхача в оберненому русі механізму.

Від точки A_0 , уздовж лінії $y-y$ відкладаємо переміщення штовхача $(A_0A_i) = \frac{S_i}{\mu_1}$, використовуючи розмітку ходу штовхача, що відповідає по-

будованому раніше графікові $S = f(\varphi)$ (див. п. 5.3). Через отримані точки A_1, A_2, A_3 і т.д. із центра O_1 проводимо дуги концентричних кіл до перетину з відповідними i -тими променями. Отримані точки перетину A_1', A_2', A_3' і т.д. являють собою положення точки A штовхача в оберненому русі механізму. Через кожну із цих точок A_i' проводимо перпендикуляри до відповідних променів (O_1-i) , тому що площина тарілки перпендикулярна штоку штовхача. Внутрішня лінія, що обгинає і дотикається всіх цих перпендикулярів, і буде являти собою дійсний профіль кулачка.

Діаметр тарілки штовхача d_T , що виключає можливість його заклинювання як на фазі віддалення, так і на фазі наближення (при можливому реверсі кулачка), для центрального механізму (коли $e = 0$) можна спрощено визначити з рівності:

$$d_T = 2 \left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} + 10 \text{ мм},$$

де $\left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max}$ — абсолютно більше значення аналога швидкості штовхача,

яке можна визначити із графіка залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$ (див. рис. 6).

У додатках Б, В, Г наведені приклади пояснювальної записки до розділу «Синтез кулачкового механізму» курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

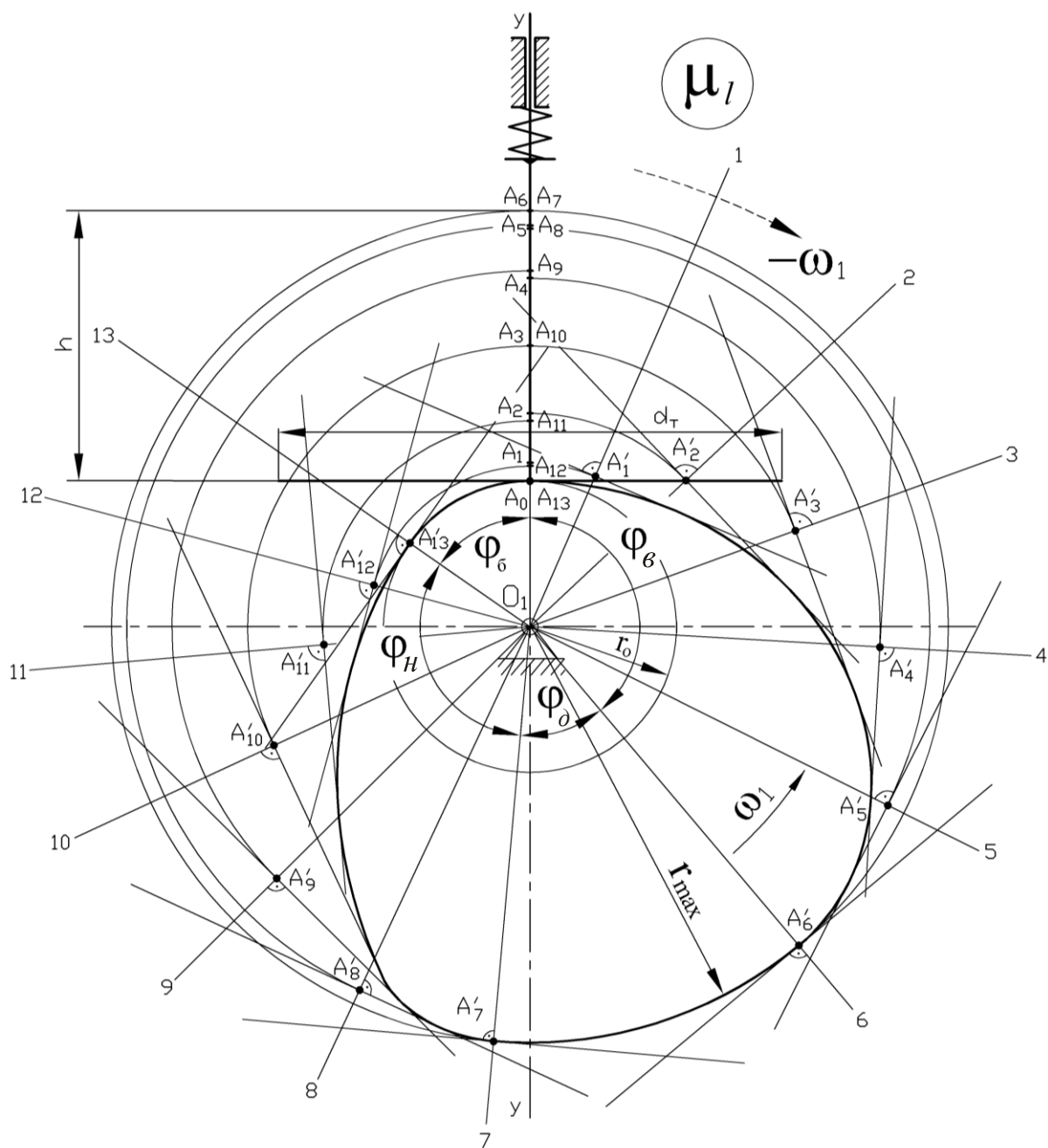


Рисунок 14 – Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається

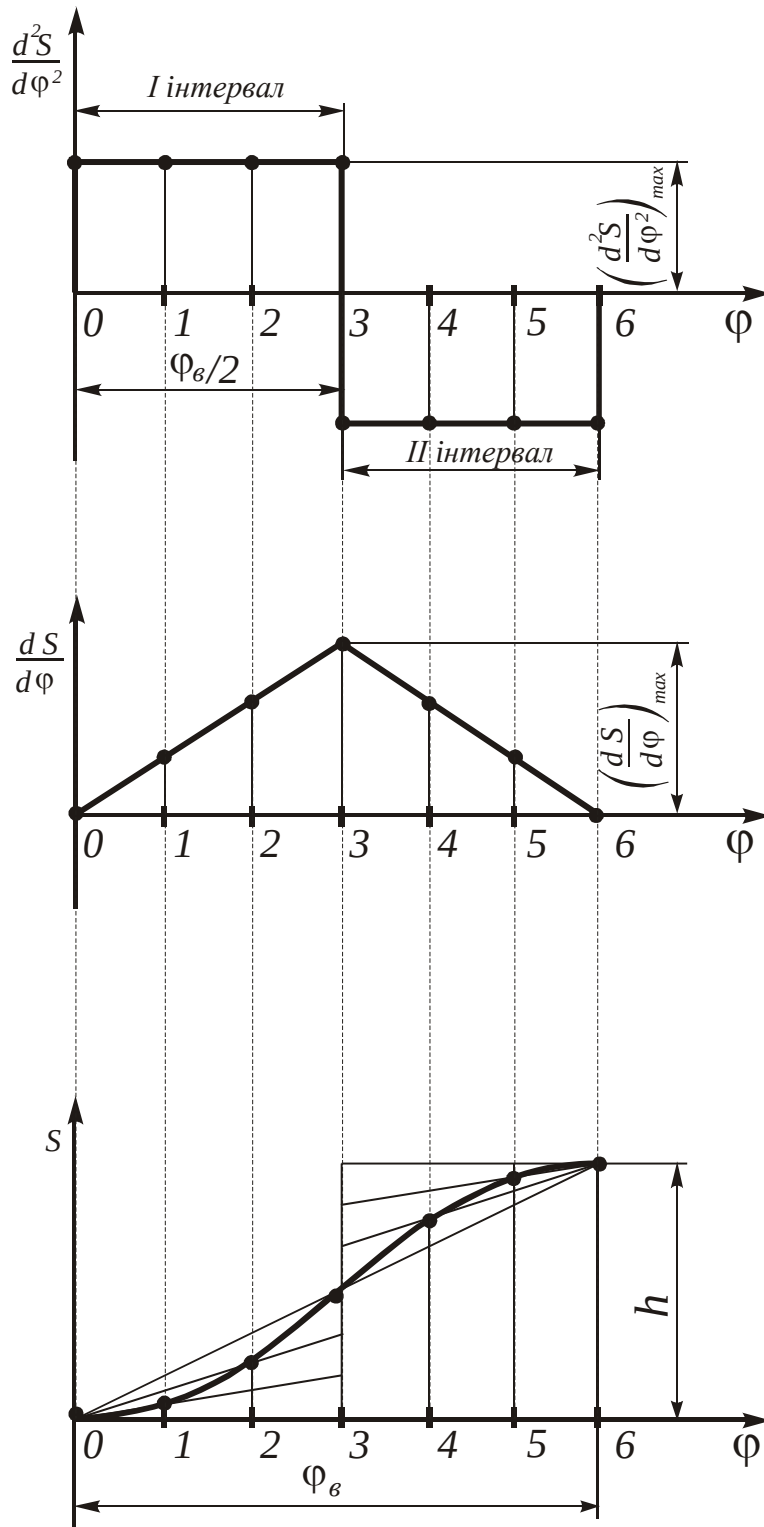
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
- 2 **Баранов, Г. Г.** Курс теории механизмов и машин / Г. Г. Баранов. – М. : Машиностроение, 1975. – 494 с.
- 3 **Попов, С. А.** Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. – М. : Высшая школа, 2002. – 412 с.
- 4 **Кіницький, Я. Т.** Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 454 с. – ISBN 966-7760-41-3.
- 5 **Кіницький, Я. Т.** Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Київ. : Наукова думка, 2002. – 662 с. – ISBN 966-00-0740-X.
- 6 **Кореняко, А. С.** Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А. С. Кореняко. – Киев : Вища школа, 1970. – С. 328.
- 7 Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов, [и др.]; под ред. К. В. Фролова. – 3-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2001. – 496 с. – ISBN 506-00-3118-7.

ДОДАТОК А

Опис законів руху штовхача

Параболічний



$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{\max} = 4 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}^2}$$

I інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 4 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max} = 2 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}}$$

II інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 4 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}\right)$$

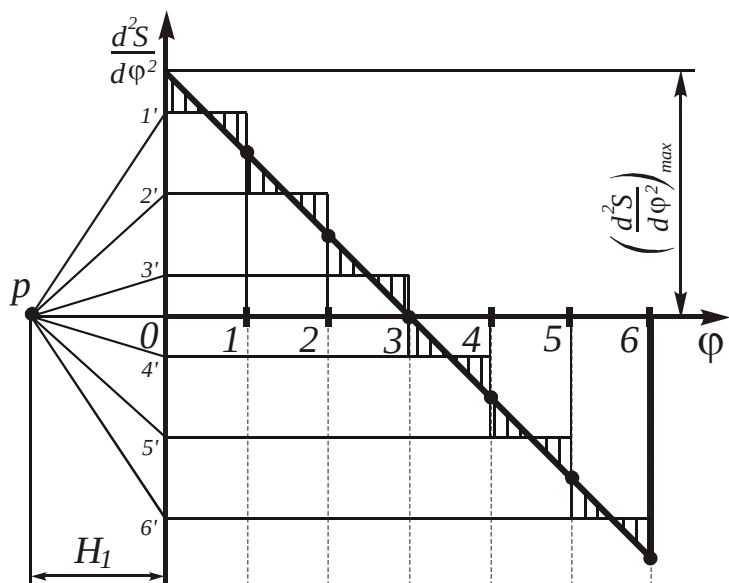
I інтервал:

$$S = 2h \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}\right)^2$$

II інтервал:

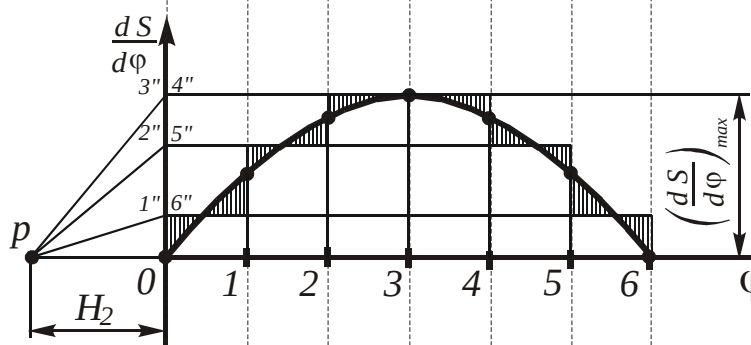
$$S = h \left[4 \frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}} - 1 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}\right)^2 \right]$$

Похила пряма



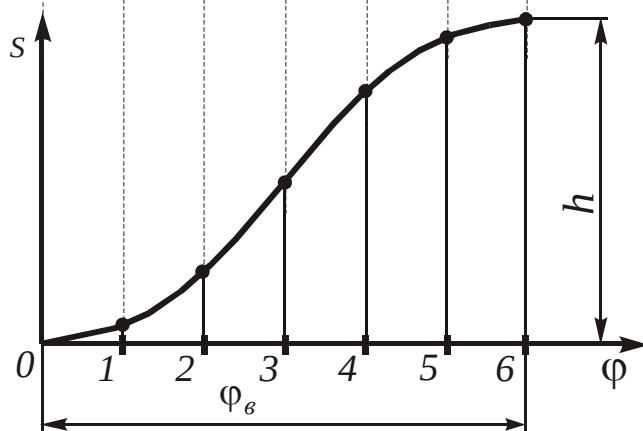
$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_e} \right)$$

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 6 \frac{h}{\varphi_e^2}$$



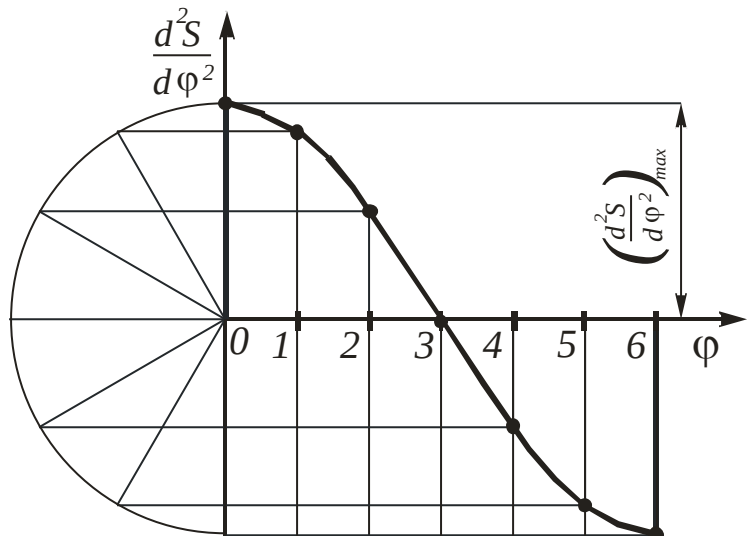
$$\frac{dS}{d\varphi} = 6 \frac{h}{\varphi_e} \left[\frac{\varphi}{\varphi_e} - \left(\frac{\varphi}{\varphi_e} \right)^2 \right]$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{3}{2} \frac{h}{\varphi_e}$$



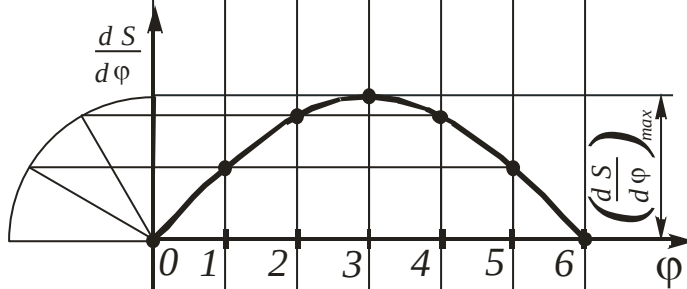
$$S = 6h \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\varphi}{\varphi_e} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{\varphi}{\varphi_e} \right)^3 \right]$$

Косинусоїдний



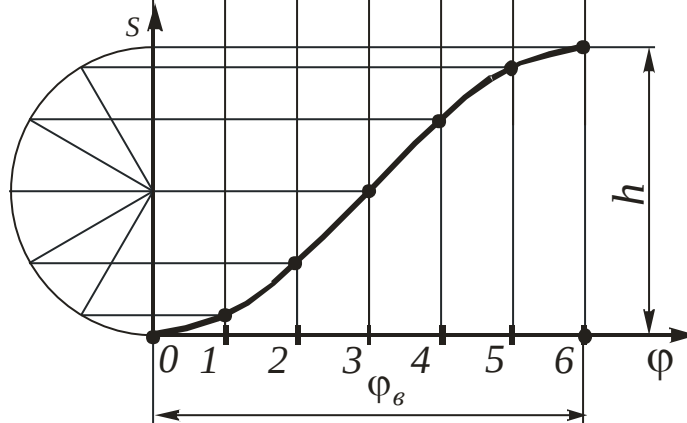
$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_{\theta}}$$

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = \frac{\pi^2}{2} \frac{h}{\varphi_{\theta}^2}$$



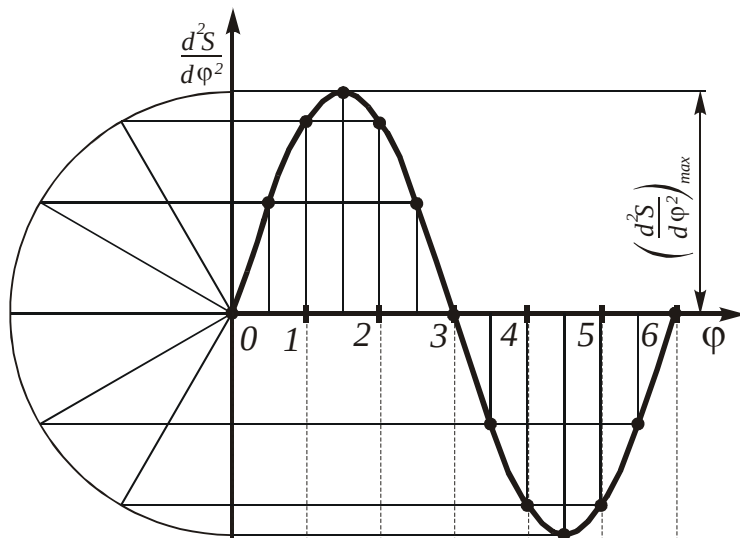
$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_{\theta}} \sin \frac{\pi\varphi}{\varphi_{\theta}}$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_{\theta}}$$



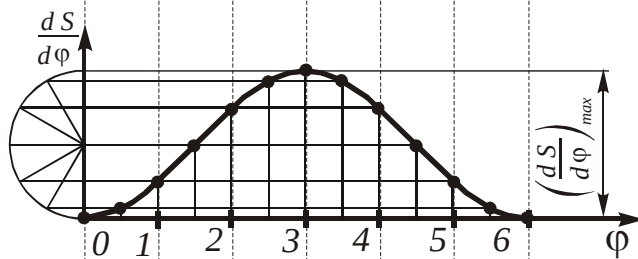
$$S = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_{\theta}} \right)$$

Синусоїдний



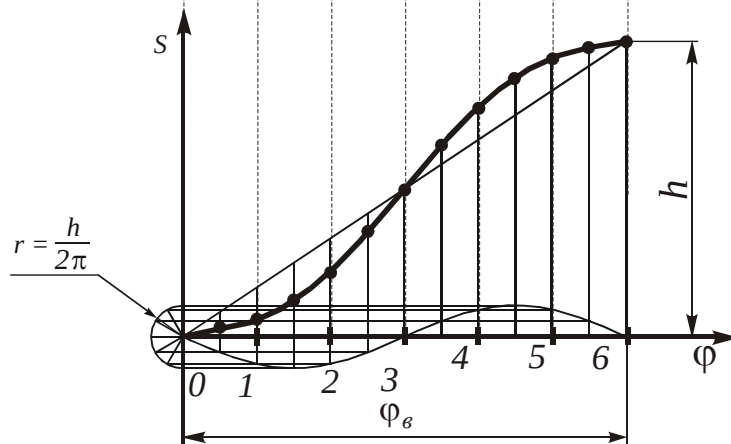
$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_6}$$

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 2\pi \frac{h}{\varphi_6^2}$$



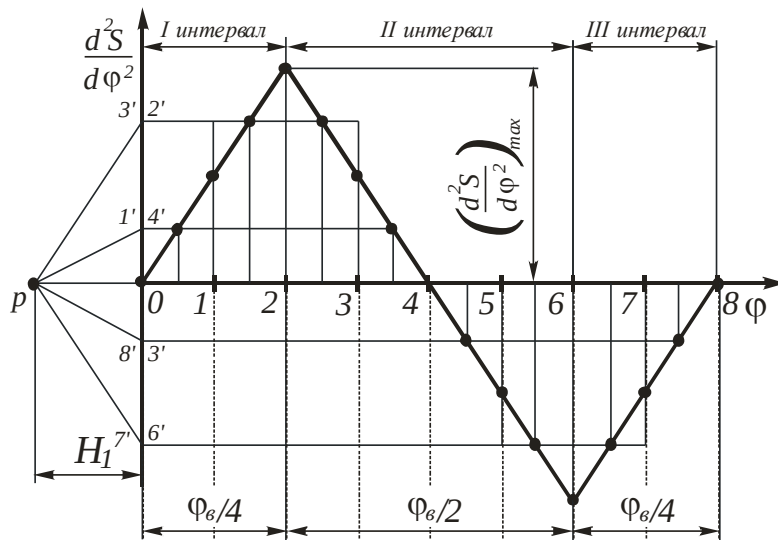
$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_6} \left(1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{\varphi_6} \right)$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{2h}{\varphi_6}$$



$$S = \frac{h}{2\pi} \left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_6} - \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_6} \right)$$

Трикутний



I інтервал:

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = 4 \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \frac{\varphi}{\varphi_6}$$

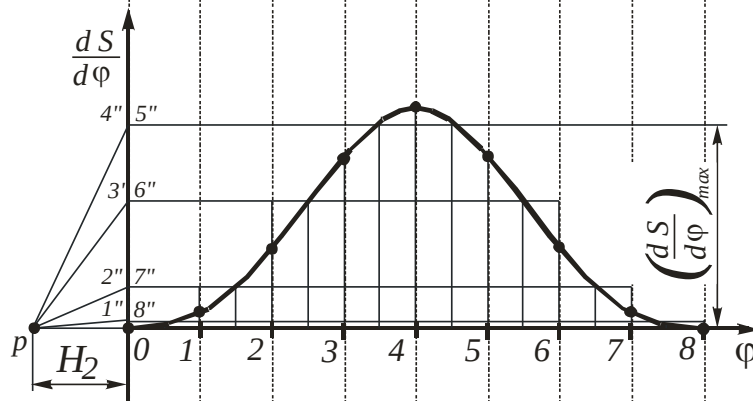
$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 8 \frac{h}{\varphi_6^2} = a$$

II інтервал:

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = 2a \frac{4a}{\varphi_6} \varphi$$

III інтервал:

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = 4a \left(\frac{\varphi}{\varphi_6} - 1 \right)$$



I інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 16 \frac{h}{\varphi_6^3} \varphi^2$$

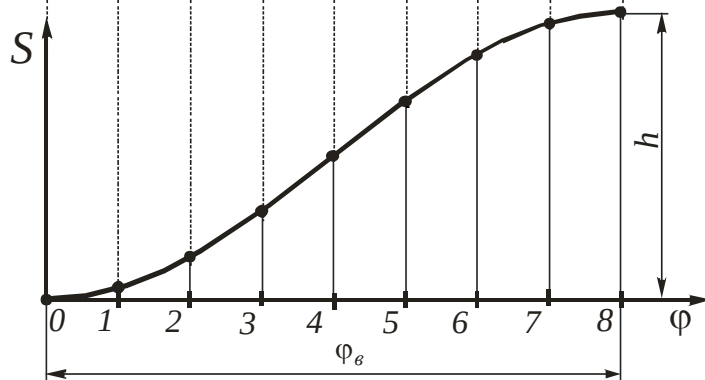
II інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{a\varphi_6}{4} + 2a\varphi - \frac{2a}{\varphi_6} \varphi^2$$

III інтервал:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = 2 \frac{h}{\varphi_6}$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = 2a\varphi_6 - 4a\varphi + \frac{2a}{\varphi_6} \varphi^2$$



I інтервал:

$$S = \frac{16}{3} h \left(\frac{\varphi}{\varphi_6} \right)^3$$

II інтервал:

$$S = \frac{a\varphi_6^2}{48} - \frac{a\varphi_6}{4} \varphi + a\varphi^2 - \frac{2a}{3\varphi_6} \varphi^3$$

III інтервал:

$$S = -\frac{13}{24} a\varphi_6^2 + 2a\varphi_6\varphi - 2a\varphi^2 + \frac{2a}{3\varphi_6} \varphi^3$$

ДОДАТОК Б

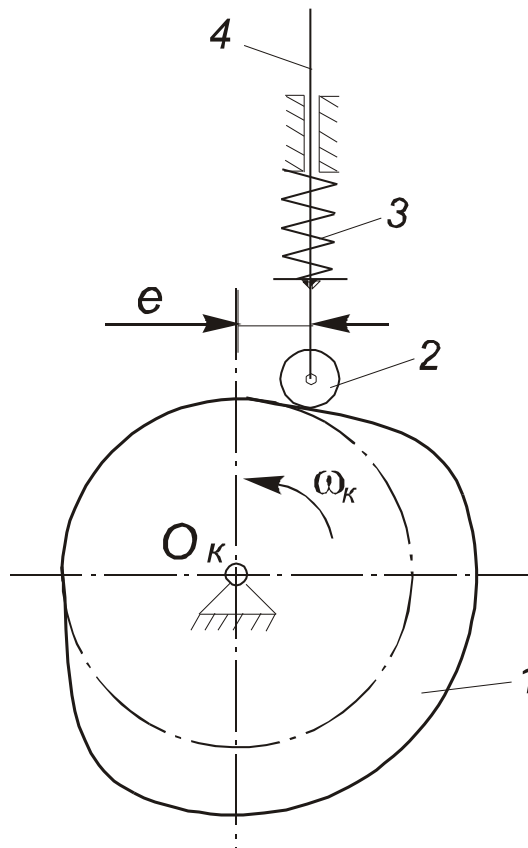
Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.

Розділ: синтез кулачкового механізму з роликівим штовхачем,
що поступально рухається, з силовим замиканням

3 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

(аркуш 2 графічної частини роботи)

У даній роботі необхідно виконати синтез плоского кулачкового механізму з роликівим штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням (рис. 3.1).



1 - кулачок; 2 - ролик; 3 - пружина; 4 - штовхач

Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху штовхача.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- хід штовхача $h = 85 \text{ мм}$;
- мінімальний кут передачі руху $\gamma_{\min} = 62^\circ$;
- фазові кути:
- віддалення $\varphi_{\delta} = 115^\circ$;
- дальнього вистою $\varphi_{\delta} = 40^\circ$;
- наближення (повернення) $\varphi_{\eta} = 135^\circ$;
- закони руху штовхача:
- на фазі віддалення – *синусоїдний*;
- на фазі наближення (повернення) – *синусоїдний*;
- ексцентриситет $e = 0 \text{ мм}$;
- закон руху кулачка: $\omega_k = \text{const}$.

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо кут ближнього вистою:

$$\varphi_{\delta} = 360^\circ - (\sum \varphi_i) = 360^\circ - (\varphi_{\delta} + \varphi_{\delta} + \varphi_{\eta}) = 360^\circ - (115^\circ + 40^\circ + 135^\circ) = 70^\circ.$$

Переведемо фазові кути в радіанну міру. Для цього скористаємося формулою:

$$\varphi_i^{\text{рад}} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \varphi_i^\circ.$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 115^\circ \approx 2,01 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 40^\circ \approx 0,70 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\eta} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 135^\circ \approx 2,36 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 70^\circ \approx 1,22 \text{ рад}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка необхідно мати залежність переміщення штовхача від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$.

Закон руху штовхача в завданні представлений у вигляді залежності аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi).$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для знаходження шуканої залежності $S = f(\varphi)$ необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши при цьому й проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$. Побудуємо на другомуу аркуші роботи зазначену залежність і двічі графічно проінтегруємо її, попередньо розрахувавши екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:

аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^6 = \frac{2\pi h}{\varphi_6^2} = (2\pi \cdot 85) / 2,01^2 = 133 \text{ мм} = 0,133 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^6 = \frac{2h}{\varphi_6} = (2 \cdot 85) / 2,01 = 85 \text{ мм} = 0,085 \text{ м};$$

на фазі наближення:

аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^H = \frac{2\pi h}{\varphi_H^2} = (2\pi \cdot 85) / 2,36^2 = 96 \text{ мм} = 0,096 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^H = \frac{2h}{\varphi_H} = (2 \cdot 85) / 2,36 = 72 \text{ мм} = 0,072 \text{ м};$$

де $h = 85 \text{ мм}$ – хід штовхача;

φ_6, φ_H – фазові кути, рад.

Використовуючи отримані максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень, креслимо діаграми руху штовхача (графіки залежностей $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$) при наступних масштабних коефіцієнтах:

для аналогів прискорень $\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = 0,0015 \text{ м/мм};$

для аналогів швидкостей $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,0015 \text{ м/мм};$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

для переміщень $\mu_S = 0,0015 \text{ м/мм}$;

для кутів повороту кулачка $\mu_\varphi = 0,020 \text{ рад/мм} = 1,15 \text{ град/мм}$.

Визначимо довжини відрізків осі абсцис, що зображують фазові кути:

$$(x_{\varphi_e}) = \varphi_e / \mu_\varphi = 2,01 / 0,020 = 100,4 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 0,70 / 0,020 = 34,9 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_n}) = \varphi_n / \mu_\varphi = 2,36 / 0,020 = 117,8 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 1,22 / 0,020 = 61,1 \text{ мм}.$$

$$L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,02} = 314 \text{ мм},$$

де L_φ – відрізок, що відповідає одному оберту кулачка.

Перевіримо:

$$L_\varphi = (x_{\varphi_e}) + (x_{\varphi_o}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_o}) = 100,4 + 34,9 + 117,8 + 61,1 = 314 \text{ мм}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

Мінімальний радіус-вектор центрального профілю кулачка визначимо з умови незаклинювання ($\gamma_i \geq \gamma_{\min}$) кулачкового механізму, як на робочій фазі віддалення, так і на фазі наближення, щоб уникнути заклинювання при можливому реверсі під час монтажу передачі.

Використовуючи діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, включивши з них параметр φ , будуємо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах

$\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,0015 \text{ м/мм}$, розташовуючи вісь S паралельно осі штовхача,

а вісь $\frac{dS}{d\varphi}$ перпендикулярно їй. При цьому значення $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ для фаз віддалення й наближення відкладаємо у бік вектора лінійної швидкості центра ролика на відповідній фазі, поверненого на 90° в напрямку обертання кулачка. До обох гілок побудованого графіка, що відповідають фазам віддалення й наближення, проводимо дотичні під кутом $\gamma_{\min} = 62^\circ$ до осі $\frac{dS}{d\varphi}$.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Зона, що розташована нижче точки перетину зазначених дотичних, є зоною можливих положень центра обертання кулачка, для яких виконується умова $\gamma_i \geq \gamma_{min}$. За центр обертання кулачка приймаємо точку O_k у зазначеній зоні, на продовженні осі S , тому що ексцентриситет $e = 0$.

При цьому шуканий мінімальний радіус-вектор центрального профілю кулачка:

$$r_0 = (r_0) \cdot \mu_s = 84,0 \cdot 0,0015 = 0,126 \text{ м} = 126 \text{ мм}.$$

3.4 Побудова центрального профілю кулачка

Центровий профіль кулачка (траєкторія центра ролика в його русі щодо кулачка) будуємо методом обертання руху (інверсії) при $\mu_i = 0,0015 \text{ м/мм}$. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму умовно надається обертовий рух з кутовою швидкістю кулачка, але протилежно спрямованою, тобто рух з $\omega_{ob} = (-\omega_k)$. При цьому кулачок зупиняється, а штовхач разом зі стояком робить обертальний переносний рух навколо центра обертання кулачка з кутовою швидкістю $(-\omega_k)$. Ролик при цьому котиться по нерухомому кулачку, у результаті чого штовхач, крім переносного обертового руху разом з опорою, робить ще й відносний поступальний рух уздовж осі напрямної, за законом $S = f(\varphi)$, як і при дійсному русі механізму.

Для знаходження положень центра ролика у оберненому русі механізму робимо наступні побудови.

Проводимо вертикальну лінію $y-y$ (вісь штовхача). На цій лінії вибираємо центр обертання кулачка O_k (тому що за завданням $e = 0$). Проводимо коло мінімального радіуса центрального профілю r_0 , що у перетині з вертикаллю $y-y$ дає точку B_0 (початкове положення центра ролика). Від цієї точки на осі $y-y$ відкладаємо точки B_i – положення кінця штовхача. Від прямих $O_k B_0$ у напрямку, протилежному обертанню кулачка, відкладаємо послідовно кути $\varphi_6, \varphi_0, \varphi_n, \varphi_6$. Кути φ_6 й φ_n ділимо на таке ж число рівних частин, як на графіку $S = f(\varphi)$. Через отримані точки розподілу із центра обертання кулачка O_k проводимо радіальні i -ті промені, що відповідають положенням штовхача в оберненому русі, а із точок розподілу на осі $y-y$ – дуги концентричних кіл радіусів $O_k B_i$ до перетину з відповідними i -тими променями, і одержуємо точки B_i' .

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

З'єднавши послідовно всі отримані точки B_i плавною кривою, одержимо центровий профіль кулачка, що на фазах ближнього й дальнього вистюю являє собою дуги кіл радіусів r_0 й $r_{max} = (r_0 + h)$, відповідно.

3.5 Визначення радіуса ролика й побудова дійсного профілю кулачка

Щоб уникнути перетину частин профілю кулачка, радіус ролика повинен бути менше мінімального радіуса кривизни центрального профілю кулачка ρ_{min} , тобто:

$$r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min}.$$

З іншого боку, з конструктивних міркувань, радіус ролика не рекомендується брати більше половини мінімального радіуса центрального профілю кулачка, тобто:

$$r_p \leq (0,4...0,5)r_0.$$

Величину радіуса ролика варто вибрати меншу.

Для знаходження ρ_{min} робимо таким чином: вибираємо на випуклій частині центрального профілю кулачка точку K , у якій кривизна профілю здається візуально найбільшою, а отже радіус кривизни – найменшим. Потім поблизу точки K , на відстані 15...20 мм по обидва боки від неї, вибираємо ще дві точки K' і K'' , які з'єднуємо хордами із точкою K .

Через середини отриманих хорд проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину перпендикулярів є центром кола, що проходить через всі три обрані точки, а радіус цього кола приблизно можна прийняти за ρ_{min} :

$$\rho_{min} = (MK) \cdot \mu_l = 99,5 \cdot 0,0015 = 0,149 \text{ м} = 149 \text{ мм}.$$

Таким чином, радіус ролика лежить у межах:

$$r_p \leq (0,7...0,8) \cdot \rho_{min} = (0,7...0,8) 149 = 104...119 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,4...0,5) \cdot r_0 = (0,4...0,5) 126 = 50...63 \text{ мм}.$$

$$\text{Приймаємо радіус ролика } r_p = 30 \text{ мм} = 0,030 \text{ м}.$$

$$\text{Тоді на кресленні } (r_p) = r_p / \mu_l = 0,030 / 0,0015 = 20 \text{ мм}.$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Будуємо практичний (дійсний) профіль кулачка у вигляді кривої, еквідистантної центровому профілю й віддаленої від нього за загальними нормлями на відстані, рівній радіусу ролика r_p . Для цього проводимо радіусом ролика r_p як найбільше кіл із центрами в точках центрового профілю. Внутрішня крива, що обгинає сімейства всіх цих кіл і дає дійсний профіль кулачка, який на фазах ближнього й дальнього вистою являє собою дуги кіл радіусів $R_0 = (r_0 - r_p)$ і $R_{max} = (R_0 + h)$, відповідно.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ДОДАТОК В

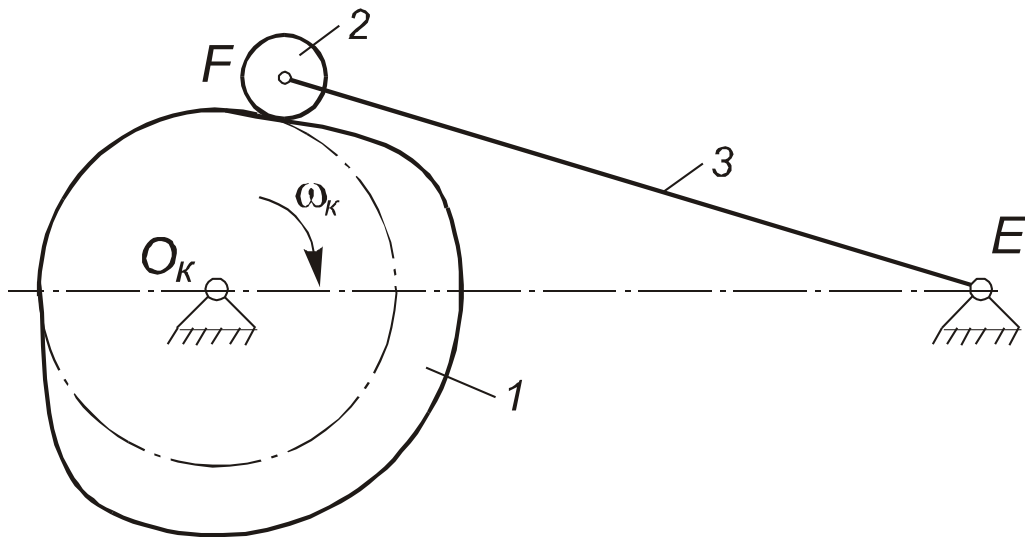
Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.

Розділ: синтез кулачкового механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням

3 Динамічний синтез кулачкового механізму

(аркуш 2 графічної частини роботи)

У даній роботі необхідно виконати синтез плоского кулачкового механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням (рис. 3.1).



1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – коромисло

Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху коромислового штовхача.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- кутовий хід коромисла $\beta_{\max} = 30^\circ$;
- мінімальний кут передачі руху $\gamma_{\min} = 60^\circ$;
- фазові кути:
- віддалення $\varphi_\delta = 105^\circ$;
- дальнього вистою $\varphi_\delta = 95^\circ$;
- наближення (повернення) $\varphi_n = 90^\circ$;
- закони руху штовхача:
- на фазі віддалення – *синусоїдний*;
- на фазі наближення (повернення) – *параболічний*;
- довжина коромисла $l_k = 110 \text{ мм} = 0,110 \text{ м}$;
- закон руху кулачка: $\omega_k = \text{const}$.

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо кут ближнього вистою:

$$\varphi_\delta = 360^\circ - (\sum \varphi_i) = 360^\circ - (\varphi_\delta + \varphi_\delta + \varphi_n) = 360^\circ - (105^\circ + 95^\circ + 90^\circ) = 70^\circ.$$

Переведемо фазові кути й кутовий хід коромисла в радіанну міру. Для цього скористаємося формулою: $\varphi_i^{\text{рад}} = \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_i^\circ$.

$$\varphi_\delta = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 105^\circ \approx 1,83 \text{ рад};$$

$$\varphi_\delta = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 95^\circ \approx 1,66 \text{ рад};$$

$$\varphi_n = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 90^\circ \approx 1,57 \text{ рад};$$

$$\varphi_\delta = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 70^\circ \approx 1,22 \text{ рад};$$

$$\beta_{\max} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 30^\circ \approx 0,52 \text{ рад}.$$

Розрахуємо максимальний дуговий хід центра ролика:

$$S_{\max} = h = l_k \cdot \beta_{\max} = 0,110 \cdot 0,52 = 0,0575 \text{ м} = 57,5 \text{ мм}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка необхідно знати закон руху штовхача у вигляді $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$.

У завданні закон руху штовхача представлений у вигляді залежності аналога прискорення кінця штовхача (центра ролика F) від кута

повороту кулачка $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$. Для одержання шуканої залежності

$$S = f(\varphi)$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$. Для побудови зазначених діаграм розрахуємо екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень центра ролика на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:
аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^6 = \frac{2\pi h}{\varphi_6^2} = (2\pi \cdot 57,5) / 1,83^2 = 108 \text{ мм} = 0,108 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^6 = \frac{2h}{\varphi_6} = (2 \cdot 57,5) / 1,83 = 62,8 \text{ мм} = 0,0628 \text{ м};$$

на фазі наближення:
аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^H = \frac{4h}{\varphi_H^2} = (4 \cdot 57,5) / 1,57^2 = 93,3 \text{ мм} = 0,0933 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^H = \frac{2h}{\varphi_H} = (2 \cdot 57,5) / 1,57 = 73,2 \text{ мм} = 0,0732 \text{ м}.$$

Для побудови зазначених діаграм, вибираємо наступні масштабні коефіцієнти:

для аналогів прискорень $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0,001 \text{ м/мм};$

для аналогів швидкостей $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,001 \text{ м/мм};$

для переміщень $\mu_S = 0,001 \text{ м/мм};$

для кутів повороту кулачка $\mu_\varphi = 0,025 \text{ рад/мм} = 1,43 \text{ град/мм}.$

Фазові кути переведемо в мм: $L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,025} = 251 \text{ мм},$

де L_φ – відрізок, що відповідає одному оберту кулачка.

$(x_{\varphi_6}) = \varphi_6 / \mu_\varphi = 1,83 / 0,025 = 73 \text{ мм};$ $(x_{\varphi_0}) = \varphi_0 / \mu_\varphi = 1,66 / 0,025 = 66 \text{ мм};$

$(x_{\varphi_H}) = \varphi_H / \mu_\varphi = 1,57 / 0,025 = 63 \text{ мм};$ $(x_{\varphi_0}) = \varphi_0 / \mu_\varphi = 1,22 / 0,025 = 49 \text{ мм}.$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Перевіримо :

$$L_{\varphi} = \sum x_{\varphi} = (x_{\varphi_s}) + (x_{\varphi_o}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_a}) = 73 + 66 + 63 + 49 = 251 \text{ мм.}$$

Будуємо діаграми $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$,

$$\text{при } \mu_{\beta} = \frac{\beta_{\max}}{(S_{\max})} = \frac{0,52}{57,5} = 0,009 \frac{\text{рад}}{\text{мм}} = 0,52 \frac{\text{град}}{\text{мм}}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

Завданням динамічного синтезу є визначення такого мінімального радіуса-вектора r_0 профілю кулачка й такої відстані l_0 між центрами обертання кулачка та коромисла, при наявності яких змінний кут передачі руху γ_i у жоднім положенні кулачкового механізму не буде менше $\gamma_{\min} = 60^\circ$, тобто буде виконуватися умова незаклинювання механізму: $\gamma_i \geq \gamma_{\min}$.

Використовуючи діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, включивши з них параметр φ , будуємо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах $\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,001 \text{ м/мм.}$

Вибираємо центр обертання коромисла E и зображуємо коромисло в початковому (ближньому до центра кулачка) положенні у вигляді відрізка $(EF_0) = l_k / \mu_l$. Проводимо дугу кола радіуса (EF_0) і відкладаємо максимальний кут розмаху коромисла $\beta_{\max}$. Цю дугу $\overline{F_0 F_6}$, що представляє собою максимальний дуговий хід центра ролика $S_{\max}$, розмічаємо відповідно до раніше побудованого графіка $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$, та одержуємо точки F_i – положення центра ролика. З'єднавши отримані точки F_i із центром E , будуємо відповідні положення коромисла EF_i . Потім уздовж кожного із цих положень від точок розподілу F_i відкладаємо відрізки $(F_i D_i) = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_i / \mu_S$ у напрямку, який що раз визначається поворотом вектора швидкості кінця коромисла на 90° у бік обертання кулачка.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кінці відкладених відрізків (точки D_i) з'єднуємо плавною лінією й одержуємо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$. Потім з кожної точки D_i

під кутом $\gamma_{min} = 60^\circ$ до відповідного положення штовхача, проводимо промені, які, перетинаючись, утворюють заштриховану зону можливого розташування центра обертання кулачка. У цій зоні вибираємо точку O_k – центр обертання кулачка, та з'єднавши її із точкою E , одержуємо відрізок $(O_k E)$ – відстань між центрами обертання кулачка й коромисла. Відрізок $(O_k F_0)$ являє собою мінімальний радіус центрового профілю кулачка:

$$r_0 = (O_k F_0) \cdot \mu_S = 98,0 \cdot 0,001 = 0,098 \text{ м} = 98 \text{ мм},$$

$$l_0 = (O_k E) \cdot \mu_S = 159,0 \cdot 0,001 = 0,159 \text{ м} = 159 \text{ мм}.$$

3.4 Побудова центрового профілю кулачка

Центровий профіль кулачка (траєкторія центра ролика в його русі відносно кулачка) будуємо методом обертання руху (інверсії) при $\mu_l = 0,0010 \text{ м/мм}$. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму подумки надається обертовий рух навколо осі O_k з кутовою швидкістю $(-\omega_k)$, рівною кутовій швидкості кулачка, але протилежно спрямованою. При цьому кулачок зупиняється, а штовхач разом з нерухомою опорою, в оберненому русі, робить обертовий рух навколо центра обертання кулачка O_k з кутовою швидкістю $\omega_{об} = -\omega_k$. Ролик при цьому котиться по нерухомому кулачку, у результаті чого штовхач робить ще й відносний коливальний рух навколо осі опори за законом, обумовленим профілем кулачка. При цьому відносне розташування всіх ланок механізму в оберненому русі буде таким же, як і при його дійсному русі. Для знаходження положень центра ролика в оберненому русі механізму робимо наступні побудови.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

Вибираємо центр обертання кулачка O_k . З нього проводимо кола радіусами, рівними r_0 й l_0 у масштабі $\mu_l = 0,0010 \text{ м/мм}$. На колі радіуса l_0 вибираємо центр обертання коромисла – точку E . З неї радіусом, рівним довжині коромисла l_{EF} , проводимо дугу до перетину з колом радіуса r_0 .

Точка перетину F_0 дає положення центра ролика коромисла, що відповідає початку фази віддалення. Від точки F_0 у бік обертання коромисла відкладаємо переміщення центра ролика коромисла відповідно до діаграми $S = f(\varphi)$, і одержуємо точки F_i (див. п. 3.3). Від лінії центрів $O_k E$ в напрямку, протилежному обертанню кулачка, відкладаємо послідовно фазові кути $\varphi_в, \varphi_0, \varphi_n, \varphi_б$. Кути $\varphi_в$ й φ_n , і дуги, що їх стягують, ділимо на таке ж число рівних частин, як на графіку $S = f(\varphi)$. Отримані точки E_i дають положення центра коливання коромисла в оберненому русі механізму.

Для відшукування положень центра ролика в оберненому русі механізму із центра обертання кулачка O_k радіусами рівними $(O_k F_i)$ проводимо дуги концентричних кіл, а з відповідних точок E_i довжиною коромисла робимо засічки на відповідних дугах, одержуємо точки F_i' . З'єднавши послідовно всі отримані точки F_i' плавною кривою, одержуємо центровий профіль кулачка, що на фазах ближнього й дальнього вистою являє собою дуги кіл радіусів r_0 й r_{max} , відповідно.

3.5 Визначення радіуса ролика й побудова дійсного профілю кулачка

Радіус ролика штовхача визначається із двох наступних умов:

– щоб уникнути перетину частин профілю кулачка, радіус ролика повинен бути менше мінімального радіуса кривизни центрального профілю кулачка, тобто $r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min}$;

– з конструктивних міркувань радіус ролика не рекомендується брати більше половини радіуса центрального профілю кулачка, тобто $r_p \leq (0,4...0,5)r_0$.

Величину радіуса ролика вибираємо меншу із двох розрахованих значень.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для знаходження ρ_{min} робимо таким чином: на випуклій частині центрального профілю кулачка вибираємо точку K , у якій кривизна представляється найбільшою. Потім поблизу точки K на відстані 15...20 мм знаходимо ще дві точки K' і K'' , з'єднуємо їх хордами із точкою K . Через середини отриманих хорд KK' і KK'' проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину цих перпендикулярів є центром кола, що проходить через всі три точки.

Радіус цього кола приблизно можна прийняти за ρ_{min} :

$$\rho_{min} = (MK) \cdot \mu_1 = 95 \cdot 0,001 = 0,095 \text{ м} = 95 \text{ мм.}$$

Таким чином, радіус ролика лежить у межах:

$$r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min} = (0,7...0,8) 95 = 67...76 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,4...0,5)r_0 = (0,4...0,5) 98 = 39...49 \text{ мм.}$$

Приймаємо радіус ролика $r_p = 20 \text{ мм} = 0,020 \text{ м}$.

На кресленні $(r_p) = r_p/\mu_1 = 0,020/0,0010 = 20,0 \text{ мм}$.

Будуємо практичний (дійсний) профіль кулачка у вигляді еквідистантної кривої, що відстоїть від центрального профілю за загальними нормлями на відстані, рівній радіусу ролика r_p . Для цього проводимо як найбільше кіл радіусом r_p із центрами в точках центрального профілю. Внутрішня крива, що обгинає сімейства всіх цих кіл і дає дійсний профіль кулачка. На фазах ближнього й дальнього вистою профіль кулачка являє собою дуги кіл радіусів R_0 й R_{max} , відповідно.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

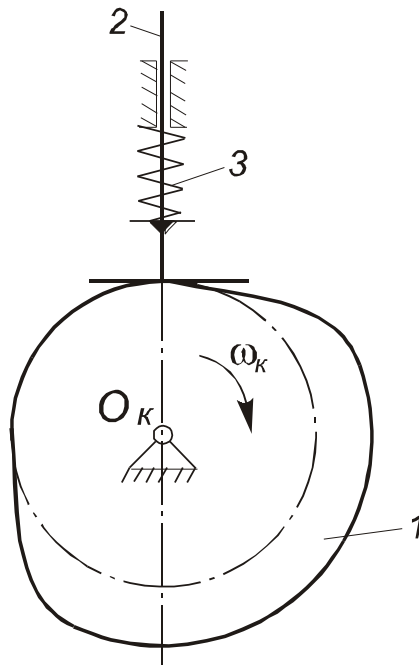
ДОДАТОК Г

**Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.
Розділ: синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим
штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням**

3 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

(аркуш 2 графічної частини роботи)

У даній роботі необхідно виконати синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням (рис. 3.1).



1 – кулачок; 2 – плоский штовхач; 3 – пружина

Рисунок 3.2 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху штовхача.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- хід штовхача $h = 68 \text{ мм}$;
- фазові кути:
- віддалення $\varphi_{\delta} = 90^{\circ}$;
- дальнього вистою $\varphi_{\delta} = 80^{\circ}$;
- наближення (повернення) $\varphi_{\eta} = 110^{\circ}$;
- закони руху штовхача:
- на фазі віддалення – *косинусоїдний*;
- на фазі наближення (повернення) – *синусоїдний*;
- закон руху кулачка: $\omega_k = \text{const.}$

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо фазовий кут ближнього вистою:

$$\varphi_{\delta} = 360^{\circ} - (\sum \varphi_i) = 360^{\circ} - (\varphi_{\delta} + \varphi_{\delta} + \varphi_{\eta}) = 360^{\circ} - (90^{\circ} + 80^{\circ} + 110^{\circ}) = 80^{\circ}.$$

Переведемо фазові кути в радіанну міру. Для цього скористаємося формулою:

$$\varphi_i^{\text{рад}} = \frac{\pi}{180^{\circ}} \cdot \varphi_i^{\circ}.$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^{\circ}} \cdot 90^{\circ} \approx 1,57 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^{\circ}} \cdot 80^{\circ} \approx 1,40 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\eta} = \frac{\pi}{180^{\circ}} \cdot 110^{\circ} \approx 1,92 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{\pi}{180^{\circ}} \cdot 80^{\circ} \approx 1,40 \text{ рад}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка, що забезпечує задані закони руху штовхача, необхідно мати залежність переміщення штовхача від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$.

Закон руху штовхача в завданні представлений у вигляді залежності аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi).$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Ізм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для знаходження шуканої залежності $S = f(\varphi)$ необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$.

Для графічного інтегрування залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ розрахуємо екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:

аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^6 = \frac{\pi^2 h}{2\varphi_6^2} = (\pi^2 \cdot 68) / (2 \cdot 1,57^2) = 150 \text{ мм} = 0,150 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^6 = \frac{\pi h}{2\varphi_6} = (\pi \cdot 68) / (2 \cdot 1,57) = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м};$$

на фазі наближення:

аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{\max}^H = \frac{2\pi h}{\varphi_n^2} = (2\pi \cdot 68) / 1,92^2 = 242 \text{ мм} = 0,242 \text{ м};$$

аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\max}^H = \frac{2h}{\varphi_n} = (2 \cdot 68) / 1,92 = 107 \text{ мм} = 0,107 \text{ м}.$$

Використовуючи отримані максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень, креслимо діаграми руху штовхача $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$,

$\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$, прийнявши наступні масштабні коефіцієнти:

$$\text{для аналогів прискорень } \mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\text{для аналогів швидкостей } \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

для переміщень $\mu_s = 0,002 \frac{м}{мм}$;

для кутів повороту кулачка $\mu_\varphi = 0,020 \text{ рад/мм} = 1,15 \text{ град/мм}$.

Фазові кути переведемо у відрізки осі абсцис в мм:

$$(x_{\varphi_s}) = \varphi_s / \mu_\varphi = 1,57 / 0,020 = 78,5 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 1,40 / 0,020 = 69,8 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_n}) = \varphi_n / \mu_\varphi = 1,92 / 0,020 = 96,0 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 1,40 / 0,020 = 69,8 \text{ мм};$$

$$L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,02} = 314 \text{ мм},$$

де L_φ – відрізок, що відповідає одному повному оберту кулачка.

Перевіримо:

$$L_\varphi = (x_{\varphi_s}) + (x_{\varphi_o}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_o}) = 78,5 + 69,8 + 96,0 + 69,8 = 314 \text{ мм}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

У механізмі із плоским штовхачем кут передачі руху $\gamma = \text{const}$ (у нашому випадку $\gamma = 90^\circ$). Отже, умова незаклинювання ($\gamma \geq \gamma_{\min}$) виконується при всіх положеннях кулачка незалежно від його розмірів. Але для цього типу кулачкового механізму наявність плоского штовхача висуває додаткову вимогу до профілю кулачка, що повинен бути випуклим у будь-якій його точці, тобто не мати увігнутості й, отже, радіус кривизни профілю повинен бути більше нуля ($\rho_i > 0$) або

$$\rho_i = r_o + S_i + \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i > 0. \quad (3.1)$$

Виконання умови (3.1) можна забезпечити, визначивши мінімальний радіус кулачка за методом Геронімуса. Для цього використаємо

діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, і, виключивши з

них параметр φ , будуємо графік залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(S)$ для фаз

віддалення й наближення при наступних масштабних коефіцієнтах:

$$\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \mu_s = 0,001 \text{ м/мм}.$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Проводимо вертикально вісь S (уздовж осі штовхача), а вісь $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ – перпендикулярно їй (у будь-який бік) і будуємо зазначений графік. Потім проводимо під кутом 45° до осі S дотичну до найбільшої від'ємної вітки отриманого графіка. Зона, яка розташована нижче перетину осі S і даної дотичної, є зоною можливих положень центра обертання кулачка O_k , при яких забезпечується вимога: $\rho_i > 0$. За центр O_k вибираємо точку, що лежить на 10 мм нижче точки перетину дотичної з віссю S , при цьому шуканий мінімальний радіус кулачка:

$$r_0 = (O_k B_0) \mu_S = 73,0 \cdot 0,0010 = 0,073 \text{ м} = 73 \text{ мм.}$$

3.4 Побудова профілю кулачка

Профіль кулачка будуємо методом обертання руху. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму подумки надається обертовий рух навколо осі O_k з кутовою швидкістю, рівною кутовій швидкості кулачка, але протилежно спрямованою, тобто $\omega_{об} = -\omega_k$. При цьому оберненому русі кулачок як би зупиняється, а штовхач разом зі стояком робить переносний обертовий рух навколо центра обертання кулачка з кутовою швидкістю $(-\omega_k)$. Штовхач при цьому ковзає по нерухомому кулачку, в результаті чого, він робить ще й відносний поступальний рух уздовж напрямної опори, за законом, що залежить від профілю кулачка. При цьому відносне розташування всіх ланок механізму в оберненому русі буде таким же, як і при його дійсному русі. Для визначення положень штовхача в оберненому механізмі робимо наступні побудови.

З довільно обраної точки O_k проводимо кола радіусів r_0 й $r_{max} = r_0 + h$ при $\mu_l = 0,0010$ м/мм. Через центр обертання кулачка O_k проводимо вертикальну лінію руху штовхача $y-y$. Точки перетину лінії $y-y$ з колами радіусів r_0 й r_{max} визначають положення точки B (центра тарілки) штовхача, що відповідають початку й кінцю фази віддалення (B_0 й B_6). У бік, протилежний обертанню кулачка, від прямій $O_k B_6$ відкладаємо послідовно фазові кути $\varphi_в$, $\varphi_д$, $\varphi_н$, $\varphi_б$. Дуги максимального радіуса, що стягують фазові кути $\varphi_в$ й $\varphi_н$, ділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Через кожну з отриманих точок розподілу із центра O_k проводимо i -і промені, які являють собою положення штовхача в оберненому русі механізму. Потім від точки B_0 уздовж лінії $y-y$ в масштабі $\mu_s = \mu_l = 0,0010 \text{ м/мм}$ відкладаємо переміщення штовхача $S_i = B_0B_i$, користуючись розміткою ходу штовхача із графіка $S = f(\varphi)$. Через отримані точки B_i із центра O_k проводимо дуги концентричних кіл радіусів (O_kB_i) до перетину з відповідними i -тими променями. Отримані точки являють собою положення центра тарілки штовхача в оберненому русі механізму.

Через кожну із цих точок проводимо перпендикуляри (положення площини тарілки штовхача) до відповідних i -тих променів. Внутрішня огибаюча всіх цих перпендикулярів, проведена дотично до них, і являє собою дійсний профіль кулачка.

Діаметр тарілки штовхача d_T , що виключає можливість його заклинювання, як на фазі віддалення, так і на фазі наближення (при можливому реверсі кулачка), визначимо з рівності:

$$d_T = 2 \left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} + 10_{\text{мм}} = 2 \cdot 107 + 10 = 224_{\text{мм}},$$

де $\left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} = 107_{\text{мм}}$ – абсолютно більше значення аналога швидкості штовхача (див. п. 3.2). Остаточню приймаємо: $d_T = 225 \text{ мм}$.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навчальне видання

**ЧОСТА Наталія Вікторівна,
ШОЛЕНІНОВ Владислав Євгенович,
ЗАГУДАЄВ Віктор Олексійович**

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**ПРОЕКТУВАННЯ
ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

Навчальний посібник
до курсового проектування
для студентів машинобудівних спеціальностей

Редагування О. М. Болкова
Комп'ютерне верстання О. П. Ордіна

34/2016. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 3,84. Обл.-вид. арк. 6,82.

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003