

КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ГОЛОВНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

У більшості кривошипних пресів головний виконавчий механізм (далі – ГВМ) виконується у виді кривошипно-повзунного чи кривошипно-колінного механізмів. Проектування пресів з іншими типами виконавчих механізмів принципово не відрізняється від проектування пресів із зазначеними механізмами, за винятком де-яких особливостей, пов'язаних, в основному, з кінематичним аналізом ГВМу. Для кінематичного синтезу й аналізу, розрахунків статички таких пресів необхідно звернутися до спеціальної літератури.

Синтез виконавчого механізму преса передбачає визначення необхідних геометричних параметрів механізму, що задовольняють певні вимоги, у першу чергу відповідність технічних параметрів преса технологічним вимогам, пропонованим до конкретного преса. Головними технологічними вимогами при синтезі ГВМу зазвичай є забезпечення номінального переміщення повзуна, обмеження швидкості повзуна під час робочого ходу, величина кутів тиску та інші. Для універсальних кривошипних пресів додатковою умовою синтезу є забезпечення найменших габаритів механізму. При синтезі механізму необхідно мати на увазі технологічність та вартість виготовлення механізму, зручності монтажу та ремонту, тощо.

Основними задачами кінематичного аналізу виконавчого механізму преса є:

- визначення положень ланок, включаючи і визначення траєкторій окремих точок ланок;
- визначення швидкостей і прискорень;
- визначення екстремальних значень кінематичних параметрів та відповідних кутів повороту головного валу.

2.1. Синтез кривошипно-повзунного механізму

Розрізняють два різновиди кривошипно-шатунних механізмів – механізми підсумовуючого типу (рис. 2.1), для яких у крайнім нижнім положенні $OB = R + L$, і диференційного, для яких $OB = L - R$. Інакше кажучи, у підсумовуючих механізмах шатун піддається в процесі деформування стиску, а в диференціальних механізмах – розтягуванню. Останні механізми не тотожні механізмам з нижнім приводом, що можуть бути і підсумовуючого типу, Термін «верхній» і «нижній» характеризує розташування привода механізму щодо штампового простору у вертикальних пресах. Принципової різниці між цими механізмами при розрахунку кінематичних та статичних параметрів немає, тому в подальшому для стислості термін «підсумовуючий» будемо опускати. Слід зауважити, що в більшості випадків в ГВМ кривошипних пресів використовують підсумовуючі механізми, які і будуть розглядатися в подальшому.

З іншої сторони кривошипно-шатунні механізми застосовують у двох модифікаціях – дезаксіальні (рис.2.1) і аксіальні (центральні), які можна розглядати як окремий випадок першого. У дезаксіальному механізмі вісь обертання кривошипа зміщена щодо лінії зворотно-поступального переміщення повзуна на величину дезаксіалу E . Дезаксіал вважається позитивним, якщо зсув збігається з позитивним напрямком обертання кривошипа (рис. 2.1), і негативним, якщо він спрямований проти нього. Вихідним значенням для синтезу механізму є максимальна (номінальна) величина ходу повзуна S_n , що задається відповідним стандартом на параметри преса, чи обумовлена на підставі технологічних вимог, якщо стандартом вона не обмовляється.

Радіус кривошипа R дезаксіального механізму визначається по формулі

$$R = \frac{S_n}{2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2}} \quad (2.1)$$

де $\lambda = R / L$ – коефіцієнт шатуна;

момент, що крутить, на кривошипному валу. Однак при збільшенні коефіцієнта знижується загальна довжина механізму, тобто габарит преса в напрямку осі руху повзуна. Тому для пресів з великим ходом, особливо для листоштампвальних пресів із плунжерною підвіскою шатуна, приходить приймати верхні значення коефіцієнта, щоб зменшити габарити преса.

Значення коефіцієнта шатуна, що рекомендуються, приведені в табл. 2.1. Для пресів з регульованим ходом і регульованою довжиною шатуна в таблиці зазначені максимальні значення коефіцієнта, тобто хід повзуна береться найбільший, а довжина шатуна – найменша. Менші значення коефіцієнта приймаються для пресів з більшим номінальним зусиллям.

При синтезі кривошипно-повзунного механізму варто враховувати, що дезаксіальний механізм має певні властивості, що визначають особливості його використання. Так, при вірному виборі ступеня дезаксіала, можна зменшити тиск на напрямні повзуна, поліпшити напрямок повзуна при нецентральному навантаженні. Дезаксіальний механізм має трохи кращий діапазон зміни кутів передачі зусилля, у результаті чого зменшується робота холостого ходу. В дезаксіальному механізмі періоди прямого та зворотного ходів мають різну тривалість, що раціонально використовувати для поліпшенні умов роботи преса, інструменту та засобів механізації. Так, для гаряче штампвальних пресів необхідно приймати механізм з позитивним дезаксіалом, що зменшує тривалість робочого ходу, а значить зменшує розігрів штамп. Для листоштампвальних пресів рекомендується навпаки – приймати від'ємне значення дезаксіалу, що призводить до зниження швидкості повзуна в період робочого ходу, тобто покращенню умов деформування та роботи штамп і засобів автоматизації.

Ступінь дезаксіалу ε ГВМу універсальних одно кривошипних листоштампвальних пресів рекомендується приймати – 0,1...0,2, багато кривошипних пресів – 0,25...0,3, для гаряче штампвальних пресів, ГКМ, гаряче штампвальних автоматів – 0,2...0,4. Менші значення рекомендується приймати для пресів з більшим номінальним зусиллям.

Таблиця 2.1 - Коефіцієнт шатуна λ

Тип преса	λ
<i>Преси для листового штампування</i>	
Універсальні преси простої лії:	
с регульованим холлом	0.065...0
с постійним нормальним холлом	0.085...0
с постійним збільшеним холлом	0.145...0
Витяжні полвійного лії	0.190...0
Універсальні з плунжерною підвіскою:	
простої лії	0.300...0
полвійної лії	0.420...0
Листові преси для згинання	0.080...0
Автомати багатопозиційні	0.100...0
<i>Преси для об'ємного штампування</i>	
Кривошипні гаряче	0.140...0
Горизонтально-кувальні	0.270...0
Карбувальні преси	0.120...0
Обрізні преси	0.100...0
Автомати для гарячого	0.120...0

У пресах з регульованою величиною ходу повзуна визначаються радіус кривошипа r_3 і радіус r_B ексцентрикової втулки :

$$r_3 = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{4}, \quad r_B = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{4}, \quad (2.2)$$

де S_{\max} , S_{\min} – найбільший і найменший хід повзуна, що задається стандартом.

Дійсний радіус кривошипу дорівнює векторній сумі вказаних радіусів і залежить від взаємного положення втулки і ексцентрика.

При загальних розрахунках преса (кінематики, статички, енергетики, тощо) приймається максимальний хід повзуна і тоді максимальний радіус кривошипу дорівнює

$$r_3 = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{4}, \quad r_B = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{4} \quad (2.3)$$

2.2. Синтез кривошипно-колінного механізму

Кривошипно-колінний механізм утворюється двома механізмами – кривошипно-повзунним OAB і коромисло-шатунним CBD, кожний з яких може бути аксіальним чи дезаксіальним, підсумовуючим чи диференціальним. Найбільш розповсюдженим є механізм із шатуном AB, що тягне, і приєднаною ланкою BD, що штовхає (рис. 2.2).

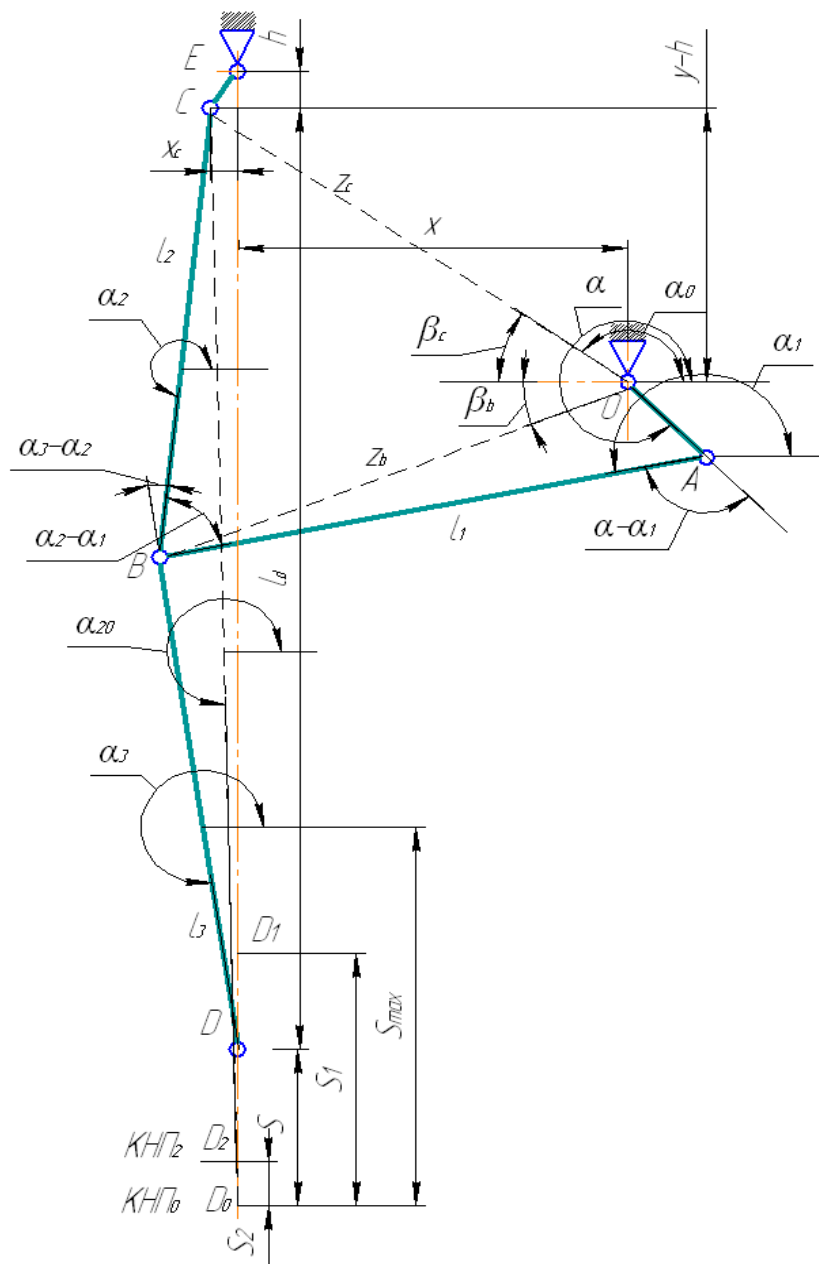


Рис. 2.3. Схема кривошипно-колінного механізму

Сучасні преси з кривошипно-колінним механізмом для регулювання закритої висоти мають ексцентрикову вісь чи клиновий механізм у з'єднанні верхнього важеля зі стійкою. У такому випадку вісь шарніра може не збігатися з лінією переміщення повзуна.

Узагальнений механізм визначається сьома лінійними розмірами $l_0, l_1, l_3, R, x, x_c, y_k$ і двома незалежними аргументами α і h . Параметр l_0 являє собою суму довжин важелів CB і BD

$$l_0 = l_2 + l_3 = \frac{l_2(1 + \lambda_1)}{\lambda_1} \quad (2.4)$$

де $\lambda_1 = l_2 / l_3$ – узагальнений відносний розмір коромислово-шатунного механізму.

Розмір y_k є дезаксіалом кривошипно-повзунного механізму і являє собою відстань від центра кривошипа A до центра шарніра B , коли він знаходиться на лінії CD_0 . Величина параметру y_k знаходиться по формулі

$$y_k = l_2 \frac{\sqrt{l_0^2 - x_c^2}}{l_0} - (y - h).$$

Найбільш розповсюджений різновид механізму – центральний рівноплечий підсумовуючий – визначається тільки чотирма розмірами l_1, l_2, R, x і аргументом α , тобто для такого механізму $\lambda_1=1, y_k=0$. Для забезпечення працездатності механізму повинні виконуватися умови:

$$R < l_1; R < l_2; R < z_c; R + z_c < l_1 + l_2. \quad (2.5)$$

Довжина ланки l_2 визначається з рівняння для повного ходу повзуна S_n , що задається стандартом

$$S_i = l_2 [(1 - \cos \alpha_{21}) + \lambda_1 (1 - \cos 2\alpha_{21}) / 4] \quad (2.6)$$

Тут позначено α_{21} – найбільший кут відхилення ланки ВС у крайнім верхнім положенні, звичайно рівний для сучасних карбу-вальних пресів $32^\circ \dots 40^\circ$.

Нарешті, задаючи значенням коефіцієнта шатуна λ по табл. 2.1, знаходиться довжина шатуна l_1 .

Зазначених умов досить для однозначного синтезу кривошипно-колінного механізму.

2.3. Кінематичний аналіз кривошипно-повзунного механізму

Переміщення, швидкість і прискорення повзуна дезаксіального підсумовуючого механізму (рис. 2.1) визначаються по формулах

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + \varepsilon \sin \alpha \right], \quad (2.7)$$

$$V = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cos \alpha \right), \quad (2.8)$$

$$J = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \varepsilon \sin \alpha). \quad (2.9)$$

Тут позначено:

ω – кутова швидкість головного вала,

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30}; \quad (2.10)$$

n_n – номінальне число ходів повзуна в хвилину, що задається стандартом;

α – кут повороту кривошипа, вимірюваний від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа.

Для аксіального механізму коефіцієнт $\varepsilon = 0$. Для диференціальних кривошипно-шатунних механізмів у формулах (2.7) – (2.9) необхідно змінити знаки перед коефіцієнтами λ і ε на зворотні.

Максимальний хід повзуна визначається по формулі

$$S_n = R \left(2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2} \right). \quad (2.11)$$

Зрозуміло, що для аксіального механізму максимальний хід рівняється $2R$, для дезаксіального механізму дещо більше.

Для дезаксіального механізму крайні положення повзуна досягаються при кутах повороту вала, що відрізняються від 0° і 180°

$$\alpha_{н,в} = \begin{matrix} 0 \\ 2\pi \end{matrix} - \arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 \pm \lambda}, \quad (2.12)$$

Тут верхній знак (плюс) і нуль приймаються для крайнього нижнього положення повзуна (КНП), а нижній знак (мінус) і 2π – для крайнього верхнього положення (КВП).

Для аксіального механізму крайні верхнє і нижнє положення повзуна досягаються при куті повороту вала α рівному 0° чи 180° .

Тривалість прямого ходу повзуна пропорційна значенню кута прямого ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_n = \alpha_v - \alpha_n \quad (2.13)$$

Тривалість зворотного ходу повзуна пропорційна значенню кута зворотнього ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_o = 2\pi - \alpha_n \quad (2.14)$$

Відношення кутів прямого і зворотного ходу визначає коефіцієнт середньої швидкості повзуна

$$k_v = \frac{\alpha_n}{\alpha_o} , \quad (2.15)$$

який показує відношення середньої швидкості повзуна при зворотному і прямому ході.

При позитивному дезаксіалу коефіцієнт k_v менше одиниці, а при від'ємному – більший одиниці.

Максимальна швидкість повзуна аксіального механізму досягається при куті повороту головного валу

$$\alpha_{\gamma V} = \arccos \lambda , \quad (2.16)$$

і визначається по формулі

$$V_{\max} = \omega R(1 + \lambda^2)\sqrt{1 - \lambda^2} \approx \omega R . \quad (2.17)$$

Для дезаксіального механізму кут максимальної швидкості і максимальна швидкість дещо відрізняються в залежності від знаку і величини дезаксіалу (менше 4–6 %).

Так, максимальна швидкість повзуна дезаксіального механізму приблизно рівна

$$V_{\max} = \omega R \left((1 + \lambda^2)\sqrt{1 - \lambda^2} + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha_{\gamma V} \right) \quad (2.18)$$

Максимальне прискорення повзуна досягається в крайньому нижньому положенні повзуна

$$J_{\max 1} = \omega^2 R(1 + \lambda). \quad (2.19)$$

В крайньому верхньому положенні повзуна прискорення буде рівне

$$J_{\max 2} = -\omega^2 R(1 - \lambda). \quad (2.20)$$

При $\lambda \geq 0,25$ виникає ще один екстремум прискорення

$$J_{\max 3} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) \quad (2.21)$$

при куті повороту головного валу до чи після КВП

$$\alpha_{\max j3} = 2\pi \pm \arccos \frac{1}{4\lambda}. \quad (2.22)$$

Слід зауважити, що, по-перше, максимальні значення прискорення $J_{\max 1}$ і $J_{\max 2}$ та $J_{\max 3}$ мають різні знаки, а, по-друге, найбільше значення має прискорення в КВП, тобто, обраховане по формулі (2.19).

При енергетичних розрахунках та розрахунках на міцність виникає зворотна задача – по відомому положенню повзуна S потрібно визначити положення вала, обумовлене кутом повороту α

$$\cos \alpha = \frac{2(R - S)(R + L) + S^2}{2R(R + L - S)}. \quad (2.23)$$

Для наближених розрахунків при $\alpha < 30^\circ$ можна користатися також спрощеною формулою

$$\alpha \approx -\frac{\varepsilon \cdot \lambda}{1 + \lambda} \pm \sqrt{\frac{2S}{R(1 + \lambda)}}. \quad (2.24)$$

Знак плюс приймається при не доходженні повзуна до КВП, знак мінус – при його переході КВП.

Розрахунок кінематичних параметрів ГВМу виконують у діапазоні зміни кута α повороту головного вала від 0° до 90° із кроком 5° чи 10° . У пояснювальній записці приводять таблицю значень S , V і J і графіки $S=f(\alpha)$, $V=f(\alpha)$ і $J=f(\alpha)$.

2.4. Кінематичний аналіз кривошипно-колінного механізму

У залежності від співвідношення лінійних розмірів механізму можливі два варіанти механізму. У першому випадку шарнір В в крайнім нижнім положенні не переходить лінію CD_0 , і повзун робить один хід до точки D_0 . Такий механізм називають механізмом ненульового виконання.

В другому випадку шарнір В переходить лінію CD_0 і тоді повзун після переміщення в точку D_0 , робить хід нагору до точки D_2 . Таким чином, за один оборот вала повзун робить два подвійних ходи. Такі механізми, що називаються механізмами нульового виконання, використовуються у всіх сучасних пресах для збільшення часу впливу під навантаженням на штампування. Величина підйому повзуна під час другого ходу незначна і спів розмірна з величиною пружної деформації оброблюваного виробу.

Поточне переміщення повзуна ненульового механізму, обчислене від його крайнього нижнього положення, визначається по формулі

$$S_n = l_2 \left[(\sin \alpha_2 - \sin \alpha_{22}) + \frac{1}{\lambda_1} (\sin \alpha_3 - \sin \alpha_{32}) \right]. \quad (2.25)$$

Поточне переміщення повзуна нульового механізму, обчислене також від його крайнього нижнього положення, визначається по формулі

$$S_0 = l_2 \left(\sin \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_3}{\lambda_1} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.26)$$

Кути $\alpha_2, \alpha_{22}, \alpha_3, \alpha_{32}$, визначають положення ланок 2 і 3 механізми (рис. 2.2):

α_2 і α_3 – поточні кути повороту ланок;

α_{22}, α_{32} – крайні кути ланок у крайнім нижнім положенні повзуна.

Значення кутів повороту визначаються в залежності від розмірів ланок механізму у функції кута повороту головного вала α

$$\alpha_2 = 2\pi - \arccos \frac{l_2^2 - l_1^2 + AC^2}{2l_2 AC} - \arccos \frac{R \cos \alpha + x_c + x}{AC}, \quad (2.27)$$

$$AC = \sqrt{(R \cos \alpha + x_c + x)^2 + [R \sin \alpha - (y - h)]^2};$$

$$\alpha_3 = 2\pi - \arccos \left[\frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_2 \right]; \quad (2.28)$$

$$\alpha_{22} = 1,5\pi - \arcsin \frac{(x + x_c) - (l_1 - R) \cos \alpha_{k2}}{l_2}; \quad (2.29)$$

$$\alpha_{32} = 2\pi - \arccos \left[\frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_{22} \right]; \quad (2.30)$$

Кут α_{k2} визначає положення головного вала в нижнім положенні

$$\alpha_{k2} = 2\pi + \arccos \frac{z_c^2 - l_2^2 + (l_1 + R)^2}{2z_c(l_1 + R)} - \arccos \frac{x_c + x}{z_c}. \quad (2.31)$$

Відстань z_c між центрами головного вала і кінематичної пари визначається по формулі

$$z_c = \sqrt{(x + x_c)^2 + (y - h)^2}. \quad (2.32)$$

Зсув центра шарніра C при зміні закритої висоти на величину h визначається по формулі

$$x_c = \sqrt{2rh - h^2}, \quad (2.33)$$

де r – ексцентриситет регулювальної осі механізму регулювання.

Тип виконання механізму визначається співвідношенням кута α_{20} повороту ланки 2 у нижнім положенні при випрямлених ланках 2 і 3 і кута α_{22} повороту ланки 2 у випадку переходу шарніром B лінії CD_0 . Кут α_{20} визначається по формулі

$$\alpha_{20} = 2\pi - \arccos \frac{x_c}{l_0}. \quad (2.34)$$

Якщо $\alpha_{20} \leq \alpha_{22}$, механізм є механізмом першого типу, тобто ненульового виконання. У такому випадку кут α_{k2} відповідає КНП повзуна. Якщо $\alpha_{20} > \alpha_{22}$, механізм – другого типу, тобто нульового виконання. У такому випадку кут α_{k2} відповідає другому верхньому положенню повзуна ($КВП_2$ на рис. 2.2).

У крайнім верхнім положенні повзуна положення ланок визначаються кутами α_{21} і α_{31}

$$\alpha_{21} = 1,5\pi + \arcsin \frac{(x + x_c) + (l_1 + R) \cos \alpha_{k1}}{l_2}; \quad (2.35)$$

$$\alpha_{31} = 2\pi - \arccos \left[\frac{x_c \lambda_1}{l_2} - \lambda_1 \cos \alpha_{21} \right]. \quad (2.36)$$

де α_{k1} – кут повороту головного вала в КВП

$$\alpha_{k1} = \pi + \arccos \frac{z_c - l_2^2 + (l_1 - R)^2}{2z_c(l_1 - R)} - \arccos \frac{x_c + x}{z_c}. \quad (2.37)$$

Максимальні переміщення повзуна визначаються по наступних формулах:

– повний хід повзуна ненульового механізму

$$S = l_2 \left[\sin \alpha_{21} - \sin \alpha_{22} + \frac{\sin \alpha_{31} - \sin \alpha_{32}}{\lambda_1} \right]. \quad (2.38)$$

– перший хід повзуна нульового механізму

–

$$S_{\max 01} = l_2 \left(\sin \alpha_{21} + \frac{\sin \alpha_{31}}{\lambda_1} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.39)$$

Хід повзуна нагору після переходу шарніром B лінії CD_0 складає (відрізок D_2D_0 на рис. 2.2)

$$S_{02} = l_2 \left(\sin \alpha_{22} + \frac{1}{\lambda_1} \sin \alpha_{32} \right) + \sqrt{l_0^2 - x_c^2}. \quad (2.40)$$

Швидкість і прискорення повзуна визначаються по наступним залежностям, отриманим диференціюванням рівняння для визначення переміщення при постійній швидкості кривошипа ω

$$V = \omega_2 l_2 \frac{\sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3}; \quad (2.41)$$

$$J = \frac{\varepsilon_2 l_2 \sin(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3} - \frac{\omega_2^2 l_2 \cos(\alpha_3 - \alpha_2)}{\sin \alpha_3} - \frac{\omega_2^2 \lambda_1 l_2 \sin^2 \alpha_2}{\sin^3 \alpha_3}, \quad (2.42)$$

де ω_2, ε_2 – відповідно, кутова швидкість і прискорення ланки 2

$$\omega_2 = \omega \frac{R \sin(\alpha - \alpha_1)}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)}; \quad (2.43)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega^2 R \cos(\alpha - \alpha_1)}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)} + \frac{\omega_1^2 l_1}{l_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)} - \frac{\omega_2^2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1)}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)}.$$