

$$d_n \approx \sqrt[3]{\frac{P_{розр}}{[s_n] \times 0.2u_1^2}}$$

де залежно від серії і типу підшипника $\frac{b}{d}$ коливається в межах 0,3—1,0; $u_1 = 0,92$.

За діаметром шипа підбираємо номер підшипника таким чином, щоб діаметр ролика задовольняв умову контактної міцності:

$$D_{роз} = D_n \approx \frac{0,35 P_{роз} E'_{np}}{b \times [s_n] \times \frac{1}{e}} \times \frac{1}{n_1} \times \frac{1}{\phi}$$

де D_n — зовнішній діаметр підшипника.

Знайшовши значення u_4 і n_1 , за формулою (1) визначаємо величину $[r_{min o}]$.

Для мінімізації $[r_{min o}]$ потрібно ролики та їх пальці виготовляти з високоякісної сталі, а робочі поверхні кулачків спеціально обробляти, щоб отримати вищу твердість (а відповідно, і більшу $[s_n]$).

Вимушеним заходом, який дозволить відійти від загострення профілю, є виготовлення кулачків ПРЦМ із заокругленими виступами. Відносні величини їх радіусів повинні задовольняти умову

$$r_{но} \approx [r_{min o}]$$

Заокруглення виступів кулачків знижує ефективність зрівноважування на початку циклу, але, враховуючи, що на цій ділянці кінематичного циклу інерційні навантаження відносно невеликі, зменшення коефіцієнта зрівноважування буде незначним.

УДК 621.836.7

В. Р. Пасіка

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНИХ МАЛЬТІЙСЬКИХ МЕХАНІЗМІВ ЗІ ЗМІННИМИ ДОВЖИНОЮ І ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ ВОДИЛА

Розглядаються комбіновані кулачково-мальтійські механізми зі змінними довжиною і кутвою швидкістю обертання водила. Синтезовано такий профіль нерухомого кулачка, при якому забезпечується необхідний закон руху хреста.

The combined Fist-Maltese mechanisms are examined with variables by length and angular speed of rotation of spider. Such profile of immobile fist which provide the necessary law of motion of cross is synthesized.

Мальтійські механізми належать до механізмів переривистої дії. Їх використовують у різних галузях промисловості. Зустрічаються як в потокових лініях, так і окремо в технологічних машинах. Однак у вихідних мальтійських механізмах закон руху хреста повністю визначається числом пазів на хресті, що не завжди задовольняє умови динамічності. У вихідних мальтійських механізмах завжди існує початкове пришвидшення [1]. Для усунення цього недоліку застосовують комбіновані мальтійські механізми, найперспективнішими з яких є механізми зі змінною довжиною водила [5]. У роботі [3] проведено дослідження комбінованого мальтійського механізму зі змінною довжиною і сталою частотою обертання водила.

У пропонованій роботі розглядається механізм, в якому змінюється як довжина водила, так і його кутова швидкість обертання. Метою роботи є визначення умов синтезу таких механізмів і порівняння їх з механізмами, описаними в роботі [3].

Якщо між кінцем кривошипа, точкою C і роликом A помістити додаткову складну ланку ACD , точка D якої обкочує нерухомий кулачок 4, то отримаємо комбінований кулачково-мальтійський механізм зі складним рухом ланки 3 (рис. 1). Кривошип 1 передає рух додатковій ланці 3 ACD , яка роликом A пере-

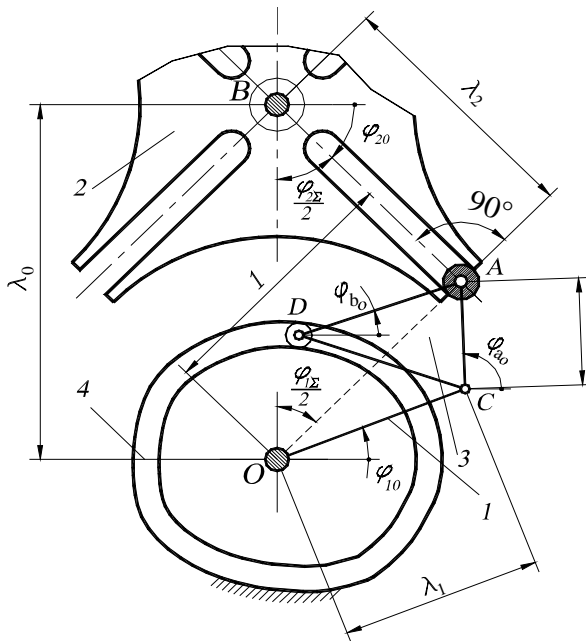


Рис. 1. Комбінований мальтійський механізм зі змінними довжиною і частотою обертання водила

дає рух хрестові 2, а роликом D обкочує нерухомий кулачок 4. Залежно від профілю кулачка змінюватиметься траєкторія руху ролика A . При цьому, при сталій частоті обертання кривошипа OC , умовне водило OA змінюватиме свою довжину і кутову швидкість обертання.

Безударне входження ролика A в паз хреста можливе при умові [1], якщо їхня спільна нормаль проходить через абсолютний миттєвий центр обертання приводної ланки OC — точку O . Це означає, що в момент входження ролика в паз хреста умовне водило OA повинне бути перпендикулярним до осі паза хреста AB .

Визначення початкового положення механізму

Наведена на рис. 1 структурна схема є лише одним з можливих варіантів розглядуваних механізмів, оскільки в момент входження ролика водила в паз хреста уявний трикутник AOC може бути з правостороннім або з лівостороннім обходом контуру, або точка C може лежати на прямій OA . Крім того, довжини OC , AC і OA можуть мати різні співвідношення між собою. Трикутна ланка ACD також може бути з правостороннім або лівостороннім обходом контуру. Вона може виродитись і в пряму лінію, де точка D лежатиме на промені, що проходить через точки A і C .

На рис. 2 наведено основні варіанти розглядуваних комбінованих кулачково-мальтійських механізмів. Приступаючи до їх дослідження бачимо, що першочерговим завданням є визначення початкових положень ланок механізму в момент входження ролика водила в паз хреста. При цьому бажано отримати аналітичні залежності, які були б справедливими для усіх варіантів механізмів. Усі розміри задаватимемо у безрозмірних одиницях відносно одиничної довжини уявного водила $l_{OA}=1m$ у момент взаємно перпендикулярного положення уявного водила й осі паза хреста. Нехай довжина кривошипа l_{OC} , довжини складної ланки ACD $l_{AC}=a$, $l_{AD}=b$, $l_{CD}=c$. Тоді геометричні параметри механізму становлять: $l_{OA}=l_{OA}/l_{OA}=1$; $l_1=l_{OC}/l_{OA}=l_{OC}$; $l_a=a/l_{OA}=a$, аналогічно $l_b=b$; $l_c=c$; $l_2=l_{AB}$, відстань між опорами $l_0=l_{OB}$.

Початкові кути нахилу кривошипа OC , сторін a , b і c додаткової ланки ACD позначимо, відповідно, j_{a_0} , j_{b_0} і j_{c_0} . Для визначення цих кутів розглянемо трикутники AOC і OAB (див. рис.1). Трикутник існуватиме, коли одна із сторін буде меншою за суму двох інших. Аналітично це можна зобразити таким чином:

$$1 = k_v (l_1 + l_a), \quad (1)$$

де $0 < k_v \leq 1$ (при $k_v=1$ трикутник вироджується в пряму лінію).

Подамо довжини додаткової ланки ACD у вигляді $l_a = k_a l_1$, $l_b = k_b l_a$, $l_c = k_c l_a$, де k_a , k_b , k_c — коефіцієнти.

Початковий кут нахилу кривошипа обчислюємо за виразом $j_{10} = \frac{p}{2} - \frac{j_{1s}}{2} - \Delta AOC \cdot k$, де $\Delta AOC = \arccos \frac{1 + l_1^2 (1 - k_a^2)}{2 l_1}$ знаходимо за теоремою

косинусів з ΔAOC ; $zk=1$ — якщо обхід контуру AOC відбувається проти годинникової стрілки (лівосторонній контур), $zk=-1$ — коли обхід контуру здійснюється за годинниковою стрілкою (правосторонній контур).

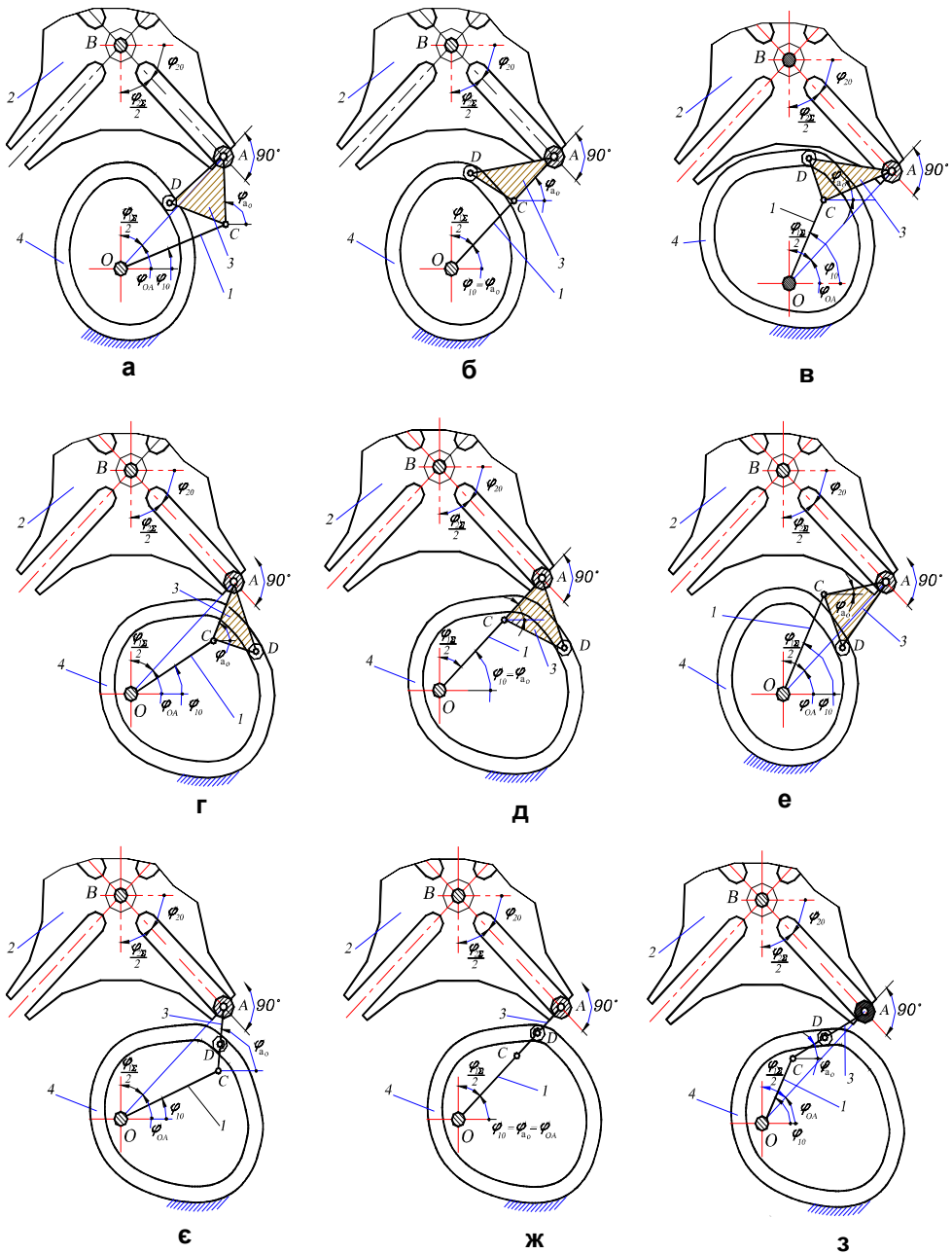


Рис. 2. Основні варіанти структурних схем комбінованих кулачково-мальтійських механізмів зі змінними довжиною і частотою обертання водила

З ΔAOC за теоремою косинусів визначаємо $\angle ACO = \arccos \frac{l_1^2(1+k_a^2) - l_{oa}^2}{2k_a l_1^2}$

і початковий кут нахилу ланки $AC \ j_{a_0} = j_{10} + (\rho - \angle ACO)zk$.

Обхід контуру CDA ланки 3 може відбуватися проти годинникової стрілки, $zl=1$, або за нею, $zl=-1$. При цьому кут нахилу сторони DA становить

$$j_{b_0} = j_{a_0} - \angle CAD \times l, \text{ де } \angle CAD = \arccos \frac{1+k_b^2 - k_c^2}{2k_b}.$$

Аналогічно визначаємо кут нахилу сторони $CD \ j_{c_0} = \angle ACD \times l + j_{a_0}$,

$$\text{де } \angle ACD = \arccos \frac{1+k_c^2 - k_b^2}{2k_c}.$$

Співвідношення довжин сторін в уявному трикутнику ACO має суттєвий вплив на початкове положення кривошипа і сторони AC . Якщо найбільшою стороною у ΔACO є уявне водило, то такий трикутник зображено на рис. 3а, 3г. Коли коефіцієнт $k_v=1$, то трикутник вироджується в пряму лінію (рис. 3є.) Уявний трикутник, в якого найбільшою стороною є кривошип OC і $l_a < 1$, зображено на рис. 3б. При $k_v=1$ трикутник також вироджується в пряму лінію (рис. 3ж). На рис. 3в зображено трикутник, в якого найбільшою є сторона AC і $l_1 < 1$. Якщо коефіцієнт $k_v=1$, то трикутник теж вироджується в пряму лінію (рис. 3з). Якщо уявне водило є найменшою стороною, то такий трикутник зображено на рис. 3д, 3е.

Формалізуємо сказане наступним чином. Якщо довжина кривошипа більша за довжину уявного водила $l_1 > 1$, то з виразу (1) отримуємо: $k_v < 1/(1+k_a)$ або $k_a < (1-k_v)/k_v$, а коли менша $l_1 < 1$, то $k_v > 1/(1+k_a)$ або $k_a > (1-k_v)/k_v$. Якщо сторона AC більша за довжину уявного водила $l_a > 1$, то з виразу (1) одержуємо: $k_v < k_a/(1+k_a)$ або $k_a > k_v/(1-k_v)$, а коли менша $l_a < 1$, то $k_v > k_a/(1+k_a)$ або $k_a < k_v/(1-k_v)$.

На рис. 4 побудовано криві $k_v=1/(1+k_a)$ і $k_v=k_a/(1+k_a)$, які перетинаються в точці з координатами $k_v=0,5$, $k_a=1$ і ділять площину графіка на чотири зони. Кожна з цих зон відповідає одному з можливих початкових положень ΔAOC (див. рис. 3). Найбільшою за площею є права зона, що знаходиться між кривими правіше точки їх перетину. Цій зоні відповідають ті ΔAOC , в яких у початковому положенні сторона AC найбільша, а довжина кривошипа $l_1 < 1$ (рис. 3в).

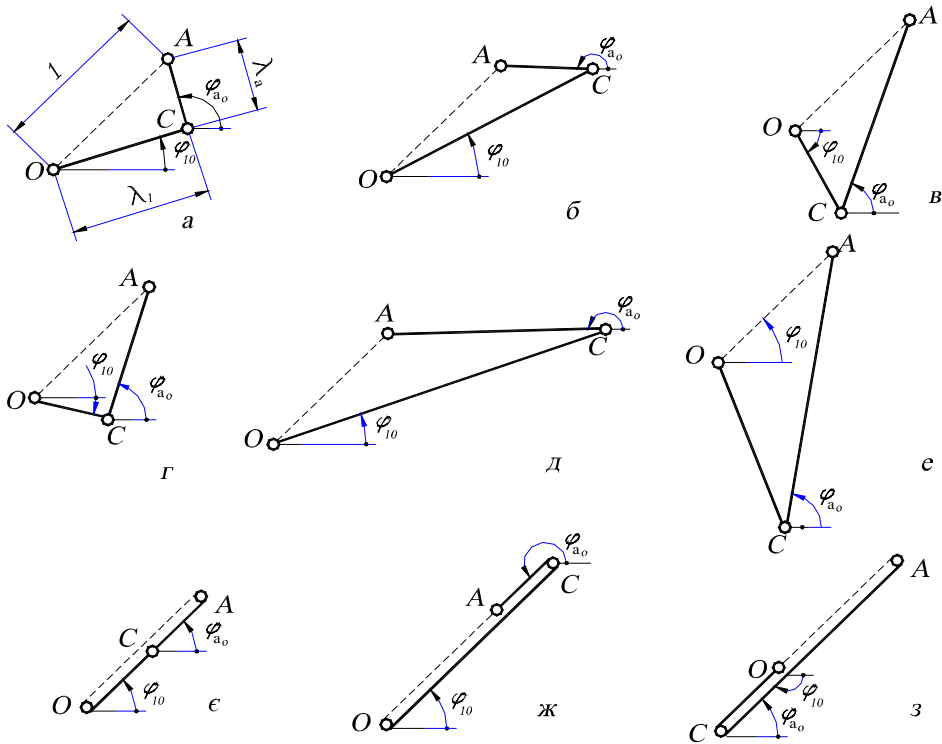


Рис. 3. Варіанти взаємних положень сторін в увалному трикутнику OAC

Для цієї зони сторона AC завжди більша за довжину кривошипа l_1 , оскільки $k_a < 1$. Найменшою за площею є ліва зона, що знаходиться між кривими і лівіше точки перетину. Цій зоні відповідає $DAOC$, початкове положення якого зображено на рис.3б. Для цієї зони характерно те, що довжина сторони AC завжди менша за довжину кривошипа l_1 , тому що $k_a < 1$. Верхня і нижня зони, що знаходяться між кривими, відповідно, вище і нижче від точки їх перетину, однакові за розмірами. Нижній зоні відповідає $DAOC$ на рис. 3д, 3е, де $l_1 > 1$, $l_a > 1$, а верхній $DAOC$ — на рис. 3а, де $l_1 < 1$, $l_a < 1$. Характерно, що початковий $DAOC$, зображений на рис. 3а, можливий лише при $k_v > 0,5$, а $DAOC$ (рис. 3д, 3е) — лише при $k_v > 0,5$. Штрихова лінія $k_a = 1$ ділить верхню і нижню зони на дві ділянки, для яких сторона AC буде більшою $k_a > 1$ або меншою $k_a < 1$ за довжину кривошипа. Ліва ділянка верхньої зони відповідає рис. 3а, права — рис. 3г, а нижньої зони ліва — рис. 3д, права — рис. 3е. Більш точно кожен із зон можна описати такою системою нерівностей:

- права** - $k_v < k_a / (1 + k_a)$, $k_v > 1 / (1 + k_a)$, $l_a > 1$, $l_1 < 1$;
- верхня** - $k_v > k_a / (1 + k_a)$, $k_v > 1 / (1 + k_a)$, $l_a < 1$, $l_1 < 1$;
- ліва** - $k_v > k_a / (1 + k_a)$, $k_v < 1 / (1 + k_a)$, $l_a < 1$, $l_1 > 1$;
- нижня** - $k_v < k_a / (1 + k_a)$, $k_v < 1 / (1 + k_a)$, $l_a > 1$, $l_1 > 1$.

При проектуванні розглядуваних механізмів за допомогою графіків на рис. 4 можна вибирати ті значення коефіцієнтів k_a і k_v , які необхідні для отримання потрібного початкового положення ДАОС, зображеного на рис. 3.

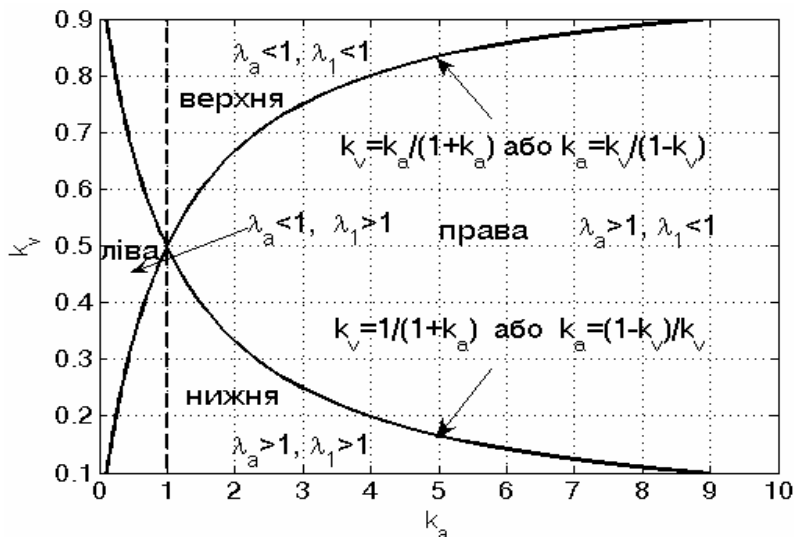


Рис. 4. До вибору співвідношень між довжинами сторін трикутника ДАОС

Отже, початкові положення ланок визначено.

Синтез профілю кулачка

Визначимо радіус-вектор профілю нерухомого кулачка, при якому мальтійський хрест при відомій сталій частоті обертання кривошипа OC обертатиметься за наперед заданим законом руху. Для цього векторний геометричний контур

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_2 = \vec{l}_1 + \vec{l}_a \tag{2}$$

спроjektуємо на осі правої системи координат з початком у точці O :

$$\begin{aligned} l_2 \cos(j_{20} - j_2) - l_1 \cos(j_{10} + j_1) &= l_a \cos(j_{a0} + j_a) \quad \ddot{y} \\ l_0 + l_2 \sin(j_{20} - j_2) - l_1 \sin(j_{10} + j_1) &= l_a \sin(j_{a0} + j_a) \quad \ddot{y} \end{aligned}$$

де $j_2 = a_k j_{2S}$ — кут повороту хреста; a_k — заданий інваріант переміщень хреста; $j_{2S} = 2\pi / z$ — сумарний кут повороту хреста; $j_a^0 j_3$ — кут повороту ланки CAD.

Розв'язуючи систему, отримуємо

$$l_2 = t_1 - \sqrt{t_1^2 - t_2}, \quad j_3 = \arctg \frac{l_0 + l_2 \sin(f_2) - l_1 \sin(f_1)}{l_2 \cos(f_2) - l_1 \cos(f_1)} - j_{a_0}, \quad (3)$$

де $t_1 = l_1 \cos(f_2 - f_1) - l_0 \sin(f_2)$, $t_2 = l_0^2 + l_1^2 - l_a^2 - 2l_0 l_1 \sin(f_1)$, $f_2 = j_{20} - j_2$, $f_1 = j_{10} + j_1$.

Перші дві похідні від l_2 і j_3 становлять:

$$l_2' = t_1' - (2t_1 \times_1' - t_2') / 2 / \sqrt{tt}, \quad l_2'' = t_1'' - [2 \times_1 t_1' (2t_1'^2 + 2t_1 t_1'' - t_2'') - (2t_1 t_1' - t_2')^2 \dot{\theta} / 4 / tt^{1.5}],$$

$$j_3' = C_{j_3}^{(0)} / \dot{\theta} Z_{j_3}^{(0)} \dot{\theta}^2, \quad j_3'' = (C_{j_3}^{(0)} \times_2 Z_{j_3}^{(0)} - C_{j_3}^{(0)} Z_{j_3}^{(0)}) / Z_{j_3}^{(0)2},$$

де $t_1' = l_0 \cos(f_2) \times_2 + l_1 (j_2' + 1) \times_1 \sin(f_2 - f_1)$, $t_2' = 2l_0 l_1 \cos(f_1)$, $tt = t_1^2 - t_2$,

$$t_1'' = -l_1 (j_2' + 1)^2 \cos(f_2 - f_1) + l_1 j_2'' \sin(f_2 - f_1) + l_0 j_2'' \cos(f_2) + l_0 l_1 \sin(f_1),$$

$$t_2'' = 2l_0 l_1 \sin(f_1),$$

$$C_{j_3}^{(0)} = \{l_1^2 - l_2^2 j_2' - l_1 l_2' \sin(f_2 - f_1) + l_1 l_2' (j_2' - 1) \cos(f_2 - f_1) -$$

$$- l_0 \dot{\theta}^2 \cos(f_2) + l_2 j_2' \sin(f_2) + l_1 \sin(f_1) \dot{\theta}\} \cos^2(f_3), \quad Z_{j_3}^{(0)} = l_2 \cos(f_2) - l_1 \cos(f_1),$$

$$C_{j_3}^{(0)} = f_d' \cos^2(f_3) - f_d \sin(2f_3) j_3',$$

$$Z_{j_3}^{(0)} = 2 \dot{\theta}^2 \cos(f_2) - l_1 \cos(f_1) \dot{\theta} \dot{\theta}^2 \cos(f_2) + l_2 j_2' \sin(f_2) + l_1 \sin(f_1) \dot{\theta}$$

Тут:

$$j_2' = b_k j_{2S} / j_{1S}^2, \quad j_2'' = c_k j_{2S} / j_{1S}^2, \quad f_d = l_1^2 - l_2^2 j_2' - l_1 l_2' \sin(f_2 - f_1) +$$

$$+ l_1 l_2' (j_2' - 1) \cos(f_2 - f_1) - l_0 \dot{\theta}^2 \cos(f_2) + l_2 j_2' \sin(f_2) + l_1 \sin(f_1) \dot{\theta},$$

$$f_d' = -2l_2 l_2' j_2' - l_2^2 j_2'' - l_1 l_2'' \sin(f_2 - f_1) + l_1$$

$$\dot{\theta}^2 l_2 j_2' \cos(f_2 - f_1) + l_2 (j_2'^2 - 1) \sin(f_2 - f_1) + l_2 j_2'' \cos(f_2 - f_1) \dot{\theta} -$$

$$- l_0 \dot{\theta}^2 \cos(f_2) + 2l_2 j_2' \sin(f_2) + l_2 j_2'' \sin(f_2) - l_2 j_2'^2 \cos(f_2) + l_1 \cos(f_1) \dot{\theta}.$$

Далі переходимо до визначення такого радіуса-вектора профілю кулачка l_r і кута його нахилу j_r до осі абсцис, який забезпечив би поворот хреста за необхідним законом з інваріантом переміщення a_k . Для цього геометричний векторний контур $\mathbf{l}_0 + \mathbf{l}_2 = \mathbf{l}_r + \mathbf{l}_b$ проектуємо на осі координат

$$\begin{aligned} l_r \cos j_r &= l_2 \cos(j_{20} - j_2) - l_b \cos(j_{b0} + j_3) \\ l_r \sin j_r &= l_0 + l_2 \sin(j_{20} - j_2) - l_b \sin(j_{b0} + j_3) \end{aligned}$$

і з отриманої системи двох алгебраїчних рівнянь визначаємо:

$$\begin{aligned} j_r &= \arctg \frac{l_0 + l_2 \sin(j_{20} - j_2) - l_b \sin(j_{a0} - \text{ÐCAD} \times l + j_3)}{l_2 \cos(j_{20} - j_2) - l_b \cos(j_{a0} - \text{ÐCAD} \times l + j_3)}, \\ l_r &= \sqrt{\left(l_0 + l_2 \sin(j_{20} - j_2) - l_b \sin(j_{a0} - \text{ÐCAD} \times l + j_3) \right)^2 + \\ &\quad + \left(l_2 \cos(j_{20} - j_2) - l_b \cos(j_{a0} - \text{ÐCAD} \times l + j_3) \right)^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Запишемо аналітичні вирази для перших двох похідних від l_r за кутом повороту кривошипа, оскільки ці вирази будуть потрібними при обчисленні кутів тиску і радіусів кривини профілю кулачка:

$$\begin{aligned} l_r' &= \left\{ l_2 l_2' - l_b l_2' \cos(f_2 - f_4) - l_b l_2 (j_2' + j_3') \sin(f_2 - f_4) + \right. \\ &\quad \left. + l_0 \theta_2' \sin(f_2) - l_2 j_2' \cos(f_2) - l_b j_3' \cos(f_4) \right\} / l_r, \end{aligned} \quad (5)$$

де $f_4 = j_3 + j_{b0}$.

$$l_r'' = \left(C_{l_r}^{(0)} - l_r'^2 \right) / l_r, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{де } C_{l_r}^{(0)} &= l_2'^2 + l_2'' \theta_2 - l_b \cos(f_2 - f_4) \theta_2 - l_b (j_2' + j_3') \theta_2 l_2' \sin(f_2 - f_4) - \\ &\quad - l_2 (j_2' + j_3') \cos(f_2 - f_4) \theta_2 - l_b l_2 (j_2'' + j_3'') \sin(f_2 - f_4) + l_0 \{ l_2'' \sin(f_2) - \\ &\quad - 2 l_2 j_2' \cos(f_2) - l_2 \theta_2'' \cos(f_2) + j_2'^2 \sin(f_2) - l_b \theta_3'' \cos(f_4) - j_3'^2 \sin(f_4) \}. \end{aligned}$$

Таким чином, синтезовано профіль кулачка, який забезпечує поворот хреста за задалегідь заданим інваріантом переміщень a_k .

Необхідна умова синтезу профілю кулачка

Однак, аналізуючи залежність (3), бачимо, що при певних значеннях l_1, l_a і вибраного інваріанта повороту хреста підкореневий вираз $\sqrt{t_1^2 - t_2}$ може бути від'ємним. У такому разі замкнутого векторного контуру $l_0 + l_2 = l_1 + l_a$ не існує і синтезувати профіль кулачка неможливо. Оскільки параметри l_1 і l_a залежать від коефіцієнтів k_v і k_a , то проаналізуємо вплив цих

коефіцієнтів на знак підкореневого виразу (3). Дослідження проведемо для мальтійських механізмів, початкове положення яких відповідає рис. 3а, з числом пазів $z=3...14$ і циклоїдним законом руху хреста чисельним методом за розробленою комп'ютерною програмою. За тією ж програмою можна проводити аналіз і для інших законів руху хреста, задавши попередньо закон руху хреста у вигляді інваріанту переміщень. Аналіз проводили при зміні коефіцієнтів у межах $k_v=0,1...1$ і $k_a=0,1...9$ з кроком дискретизації $Dk_a = Dk_v = 0,01$ по осях координат.

На рис. 5 наведено результати досліджень на замкнутість векторного контуру (2). На одному циклі повороту хреста при конкретному коефіцієнті k_v аналізували знак підкореневого виразу (3) для кожного значення коефіцієнта k_a . Якщо знак не від'ємний, то викреслюється горизонтальна лінія на рівні k_v для відповідних значень k_a , а коли від'ємний, то лінія переривається. Таким чином, отримуємо множину точок з координатами $k_v - k_a$, при яких векторний контур (2) замкнутий на усіх кутах повороту хреста. Аналізуючи отримані графіки, можемо зробити загальні висновки про можливість існування замкнутого контуру (2):

зі збільшенням числа пазів кількість можливих варіантів синтезу зменшується. При $z=6$ зменшення відбувається стрибкоподібно і далі для $z > 6$ без суттєвих візуальних і чисельних змін;

для $z=3$ більше можливих варіантів синтезу спостерігаємо при максимальних значеннях коефіцієнтів k_v і k_a ;

не існує замкнутого векторного контуру для $k_v=1$ (рис. 3е — 3з);

зі збільшенням числа пазів найсуттєвіше змінюється $k_{v_{\max}}$ — від 0,99 для $z=3$ до 0,89 для $z=14$;

на графіку для $z=3$ проглядається зародження нової зони можливих пар коефіцієнтів. Для $z=4$ границя майбутньої зони стає чіткішою, для $z=5$ ще більш виразною, а для $z \geq 6$ спостерігаємо утворення якісно іншої зони можливих коефіцієнтів k_v і k_a ;

для $z \geq 6$ найменше можливих пар зафіксовано на границях зони, а найбільше — в її середині;

з ростом k_a коефіцієнт k_v зменшується;

для числа пазів $z=8-9$, $z=10-13$ графіки однакові (табл.1).

Зауважимо, що такі висновки справедливі при кроці обчислень по осях $Dk_a = Dk_v = 0,01$.

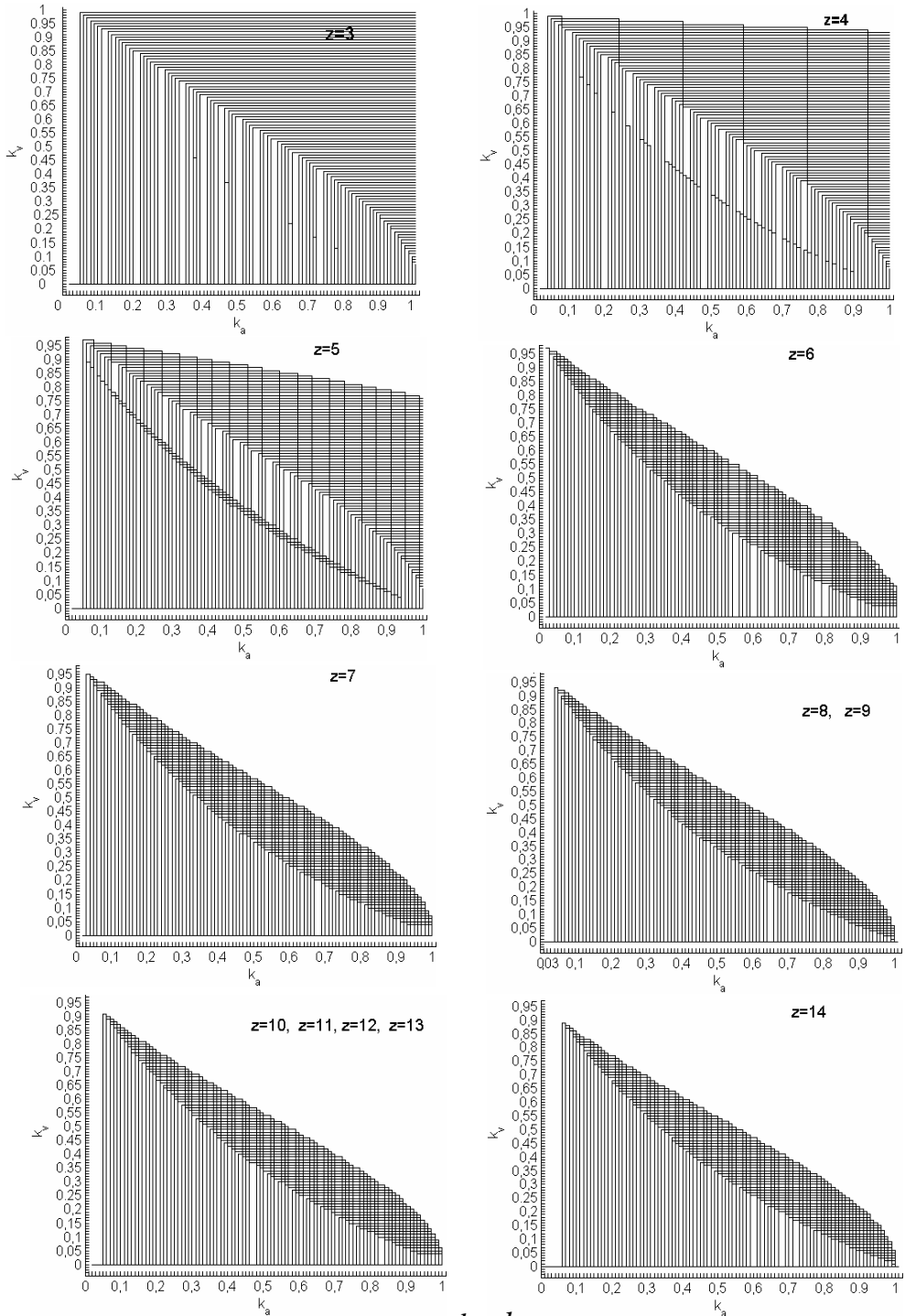
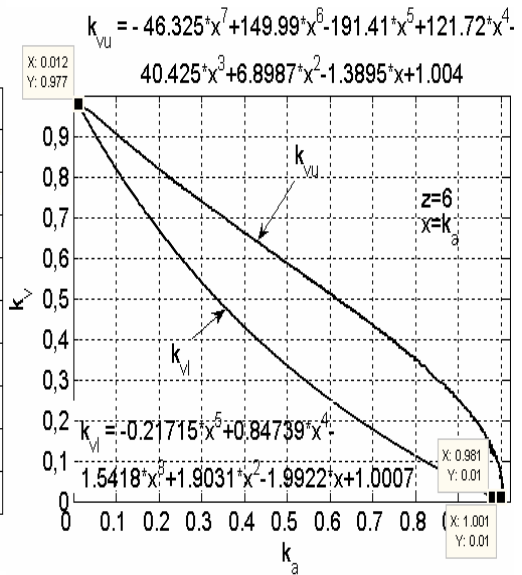
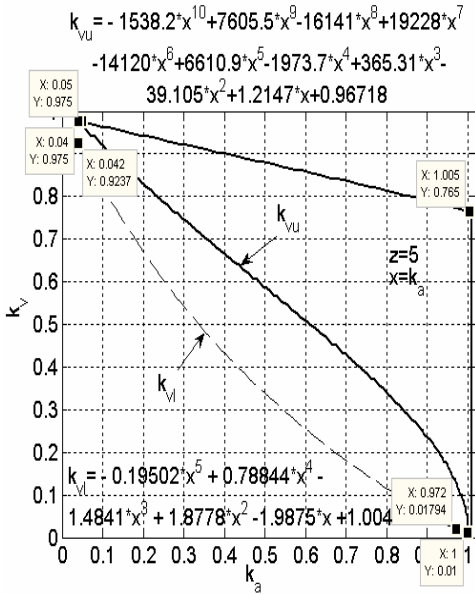
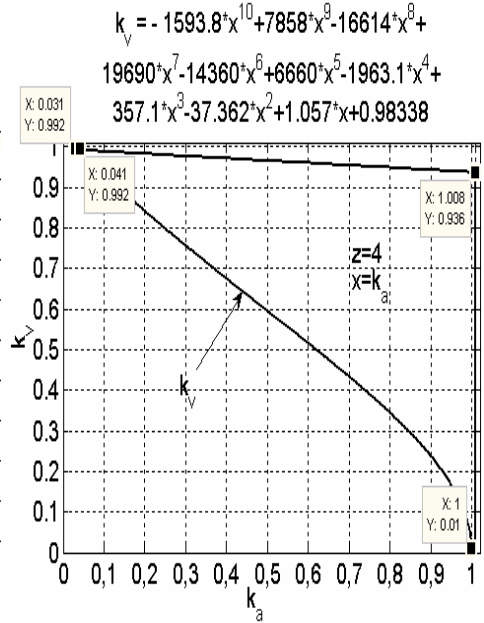
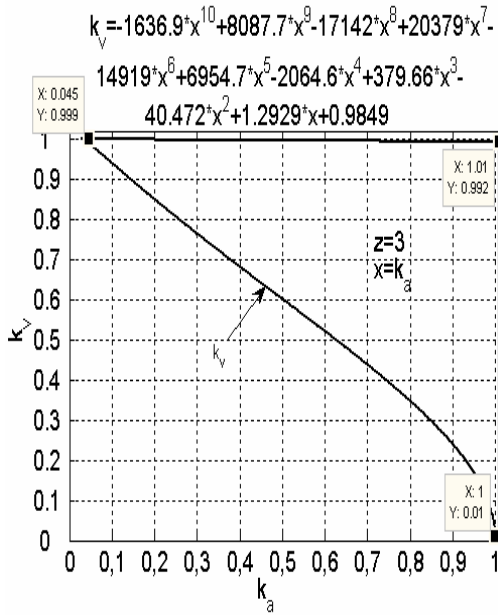


Рис. 5. Залежність коефіцієнтів k_v і k_a при кроці дискретизації

по осях $Dk_a = Dk_v = 0,01$



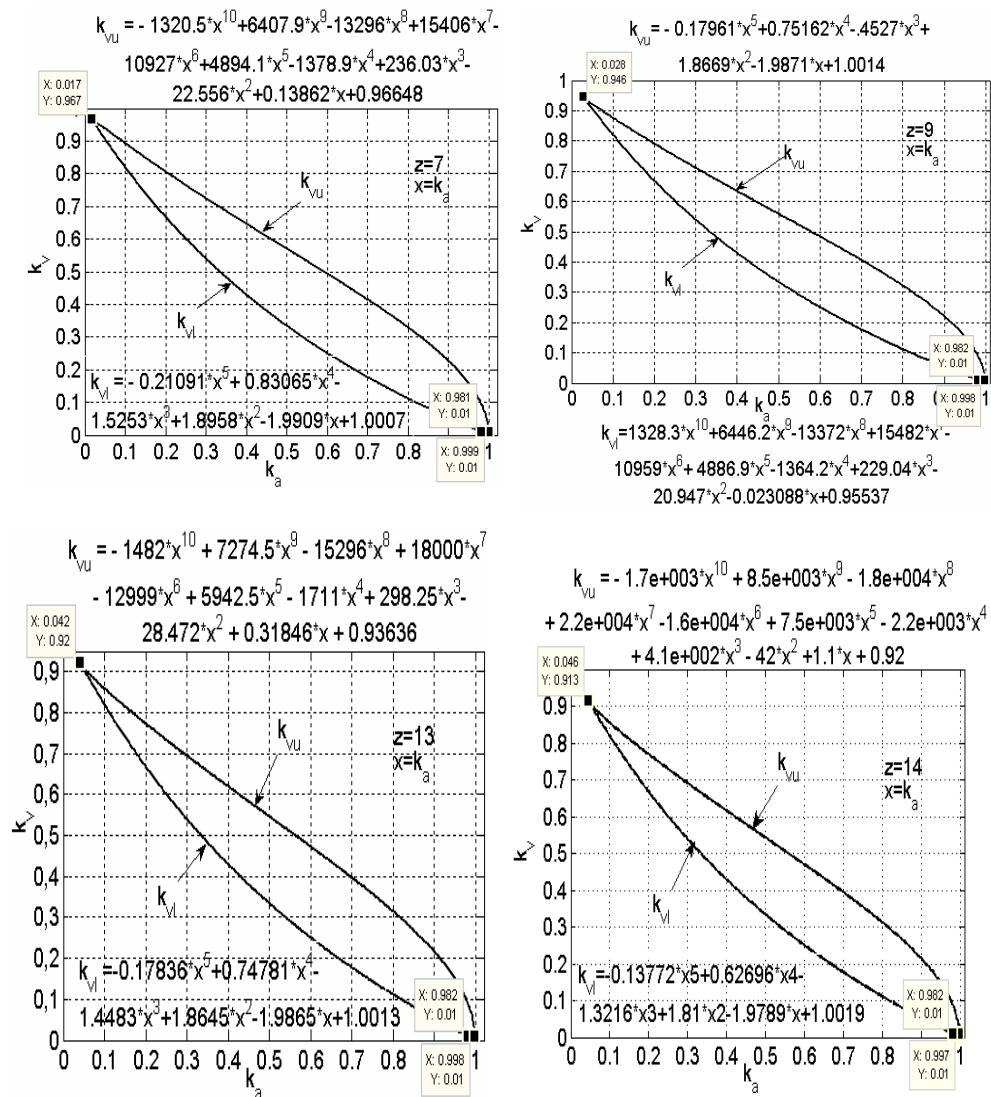


Рис. 6. Визначення відповідних коефіцієнтів $k_v - k_a$ для виконання необхідної умови синтезу

Починаючи з числа пазів $z=6$, наведені на графіках рис. 6 криві повністю визначають усю область можливих значень коефіцієнтів k_v і k_a для проведення синтезу. Однак для $z=3...5$ бачимо, що, крім основної зони синтезу, починає зароджуватися нова зона, у межах якої синтез профілю кулачка теж можливий. Пари коефіцієнтів, при яких можливий синтез у цих зонах, наведено в табл. 3.

Т а б л и ц я 1

z	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$k_{a\min}$	0,05	0,04	0,05	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06
$k_{a\max}$	1	1	1	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
$k_{v\min}$	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
$k_{v\max}$	0,99	0,99	0,97	0,97	0,95	0,93	0,93	0,91	0,91	0,91	0,91	0,89

Практично користуватися графіками на рис. 5 незручно, оскільки досить складно точно визначити відповідні коефіцієнти на границях зон, при яких можливий синтез. Для усунення цього недоліку було проведено додаткові дослідження зон синтезу з метою опису границь зон відповідними аналітичними залежностями. Дослідження проводилися чисельним методом. Через точки, що знаходяться на границях зон, будували поліном відповідної степені. Степінь полінома підбирали таким чином, щоб норма остачі була найменшою. При цьому аналізувалися поліноми від 3-ї до 10-ї степені. Результати досліджень наведено на рис. 6. Поліноміальні залежності, що описують криволінійні границі зон, наведено безпосередньо на графіках. Прямолінійні границі зон для числа пазів $z=3-5$ задано двома відповідними точками. Права границя цих зон обмежена значенням коефіцієнта $k_a=1$, а верхня — описується прямою, що проходить через дві точки і має відомий з аналітичної геометрії вигляд

$$\frac{k_v - k_{v_1}}{k_{v_2} - k_{v_1}} = \frac{k_a - k_{a_1}}{k_{a_2} - k_{a_1}}.$$

Після нескладних перетворень отримуємо аналітичний вираз для прямої, яка окреслює верхню границю зон

$$k_v = \frac{k_{v_1}k_{a_2} - k_{a_1}k_{v_2}}{k_{a_2} - k_{a_1}} + \frac{k_{v_2} - k_{v_1}}{k_{a_2} - k_{a_1}}k_a.$$

Координати точок і рівняння прямих зведено в табл. 2.

Т а б л и ц я 2

z	k_{v_1}	k_{a_1}	k_{v_2}	k_{a_2}	$k_v = f(k_a)$
3	0,999	0,045	0,993	1,01	$k_v = -0,0062k_a + 0,9993$
4	0,993	0,041	0,936	1,008	$k_v = -0,0579k_a + 0,9944$
5	0,975	0,05	0,765	1,005	$k_v = -0,2193k_a + 0,986$

Т а б л и ц я 3

Z=3		Z=4				Z=5							
k_v	k_a	k_v	k_a	k_v	k_a	k_v	k_a	k_v	k_a	k_v	k_a	k_v	k_a
0,46	0,37	0,77	0,13	0,3	0,54	0,89	0,06	0,62	0,24-0,25	0,4	0,43-0,46	0,18	0,7-0,73
0,37	0,78	0,74	0,15	0,28	0,57	0,87	0,07	0,61	0,25-0,26	0,39	0,44-0,47	0,17	0,71-0,74
0,22	0,65	0,71	0,17	0,27	0,58	0,84	0,09	0,6	0,25-0,27	0,38	0,45-0,48	0,16	0,73-0,76
0,17	0,71	0,64	0,22	0,26	0,59	0,82	0,1	0,59	0,26-0,28	0,37	0,46-0,49	0,15	0,74-0,77
0,13	0,77	0,59	0,26	0,25	0,6	0,81	0,11	0,58	0,27-0,29	0,36	0,48-0,51	0,14	0,76-0,79
		0,54	0,3	0,24	0,62	0,79	0,12	0,57	0,28-0,29	0,35	0,49-0,52	0,13	0,77-0,8
		0,53	0,31	0,23	0,63	0,78	0,13	0,56	0,29-0,3	0,34	0,5-0,53	0,12	0,79-0,81
		0,52	0,32	0,22	0,64	0,77	0,13-0,14	0,55	0,3-0,31	0,33	0,51-0,54	0,1	0,81-0,83
		0,46	0,37	0,21	0,66	0,76	0,14	0,54	0,3-0,32	0,32	0,52-0,55	0,09	0,82-0,84
		0,45	0,38	0,2	0,67	0,75	0,15	0,53	0,31-0,33	0,31	0,53-0,56	0,08	0,84-0,86
		0,44	0,39	0,18	0,7	0,74	0,15-0,16	0,52	0,32-0,34	0,3	0,54-0,57	0,07	0,86-0,87
		0,43	0,4	0,17	0,71	0,73	0,16	0,51	0,36-0,35	0,29	0,56-0,59	0,06	0,87-0,89
		0,42	0,41	0,16	0,73	0,72	0,17	0,5	0,34-0,36	0,28	0,57-0,6	0,05	0,91-0,92
		0,41	0,42	0,15	0,74	0,71	0,17-0,18	0,49	0,35-0,37	0,27	0,58-0,61	0,04	0,93
		0,4	0,43	0,14	0,76	0,7	0,18-0,19	0,48	0,36-0,38	0,26	0,59-0,62	0,03	0,95
		0,39	0,44	0,13	0,77	0,69	0,19	0,47	0,37-0,39	0,25	0,6-0,63		
		0,38	0,45	0,12	0,79	0,68	0,2	0,46	0,37-0,4	0,24	0,62-0,65		
		0,37	0,46	0,1	0,82	0,67	0,2-0,21	0,45	0,38-0,41	0,23	0,63-0,66		
		0,34	0,5	0,09	0,84	0,66	0,21-0,22	0,44	0,39-0,42	0,22	0,64-0,68		
		0,33	0,51	0,07	0,87	0,65	0,22-0,23	0,43	0,4-0,43	0,21	0,66-0,69		
		0,32	0,52	0,06	0,89	0,64	0,22-0,23	0,42	0,41-0,44	0,2	0,67-0,7		
		0,31	0,53			0,63	0,23-0,24	0,41	0,42-0,45	0,19	0,69-0,72		

Визначення кутів тиску і радіусів кривини профілю кулачка

Оскільки ланка ACD виконує складний плоский рух, то на перший погляд такий кулачковий механізм не є механізмом з коромислом. Однак, застосувавши метод інверсії і надавши усій системі обертального відносно точки O руху з частотою, що дорівнює частоті обертання кривошипа, але протилежною до його напрямку, отримуємо кулачковий механізм з коромислом CD , яке коливатиметься відносно нерухомої точки C . Кулачок обертатиметься з частотою ω_l , а коромисло CD з частотою ω_k .

Кут тиску для коромислових кулачкових механізмів обчислюємо за відомою залежністю, наприклад, [4, 2]:

$$\operatorname{tg}n = \frac{l_c(1+j_k) - l_1 \cos(\angle OCD_0 + j_k)}{l_1 \sin(\angle OCD_0 + j_k)},$$

де кут повороту коромисла j_k визначаємо з уявного трикутника OCD :

$$j_k = \arccos \frac{l_1^2 + l_c^2 - l_r^2}{2l_1 l_c};$$

$j'_k = \frac{dj_k}{dj_1} = \frac{2l_r l_r'}{\sqrt{4l_1^2 l_c^2 - (l_1^2 + l_c^2 - l_r^2)^2}}$ — перша похідна за кутом повороту кулачка,

$$\Delta OCD_0 = \rho - (j_{c0} - j_{10})zk.$$

До речі, кут повороту коремисла CD можна знайти і за простішим виразом $j_k = j_3 - j_1$, де j_3 — кут повороту ланки ACD не в інверсному русі й обчислюється за виразом (3).

Радіус кривини профілю кулачка обчислюємо за відомою залежністю

$$r = \frac{(l_r^2 + l_r'^2)^{1,5}}{l_r^2 + 2l_r'^2 - l_r''^2},$$

де l_r , l_r' і l_r'' обчислюємо за виразами (4), (5) і (6), відповідно.

Таким чином, отримано аналітичні вирази для кутів тиску і радіусів кривини профілю кулачка.

Проаналізуємо вплив геометричних параметрів механізму k_v , k_a , k_b і k_c на максимальні значення кутів тиску кулачка. Аналіз проведемо лише для одного з можливих варіантів побудови механізму (рис. 3а) для мальтійського хреста з числом пазів $z=3...14$. Сторони трикутної ланки ACD приймаємо такими: $k_b = 1$; $k_a = 0,1...1$; $k_c = 0,1...1$.

Аналіз результатів обчислень показує, що: при числі пазів на хресті $z > 5$ кути тиску при вибраних діапазонах зміни коефіцієнтів перевищують 80° (не наводяться); при конкретному k_c завжди існує таке k_a , при якому максимальний кут тиску v_{\max} є мінімальним; зі збільшенням z мінімуми максимальних кутів тиску зростають, а точка мінімуму максимального кута тиску відповідає більшим значенням коефіцієнта k_c і меншим коефіцієнтів k_a і k_v . Відповідні дані наведено в табл. 4; мінімуми кутів тиску відповідають верхній зоні для $k_a < 1$ (рис. 4); для мальтійських механізмів з числом пазів $z = 3...4$ краще застосовувати пропоновані в роботі механізми, ніж наведені в роботі [3].

Т а б л и ц я 4

$z=3$				$z=4$				$z=5$			
$n_{\min \max}$	k_a	k_c	k_v	$n_{\min \max}$	k_a	k_c	k_v	$n_{\min \max}$	k_a	k_c	k_v
11,63°	0,7	0,2	0,991	20,99°	0,5	0,5	0,944	39,36°	0,3	0,5	0,92

Як приклад, на рис. 7 зображено графіки впливу коефіцієнтів k_a, k_c, k_v на величину кута тиску. Лівий стовпчик графіків побудовано для $k_c=0,5$. З цих графіків можна вибрати такий k_a , при якому максимальний кут тиску набуває мінімуму. За правим стовпчиком можна наближено вибрати такі коефіцієнти, при яких максимальний кут тиску набудуватиме мінімальних значень.

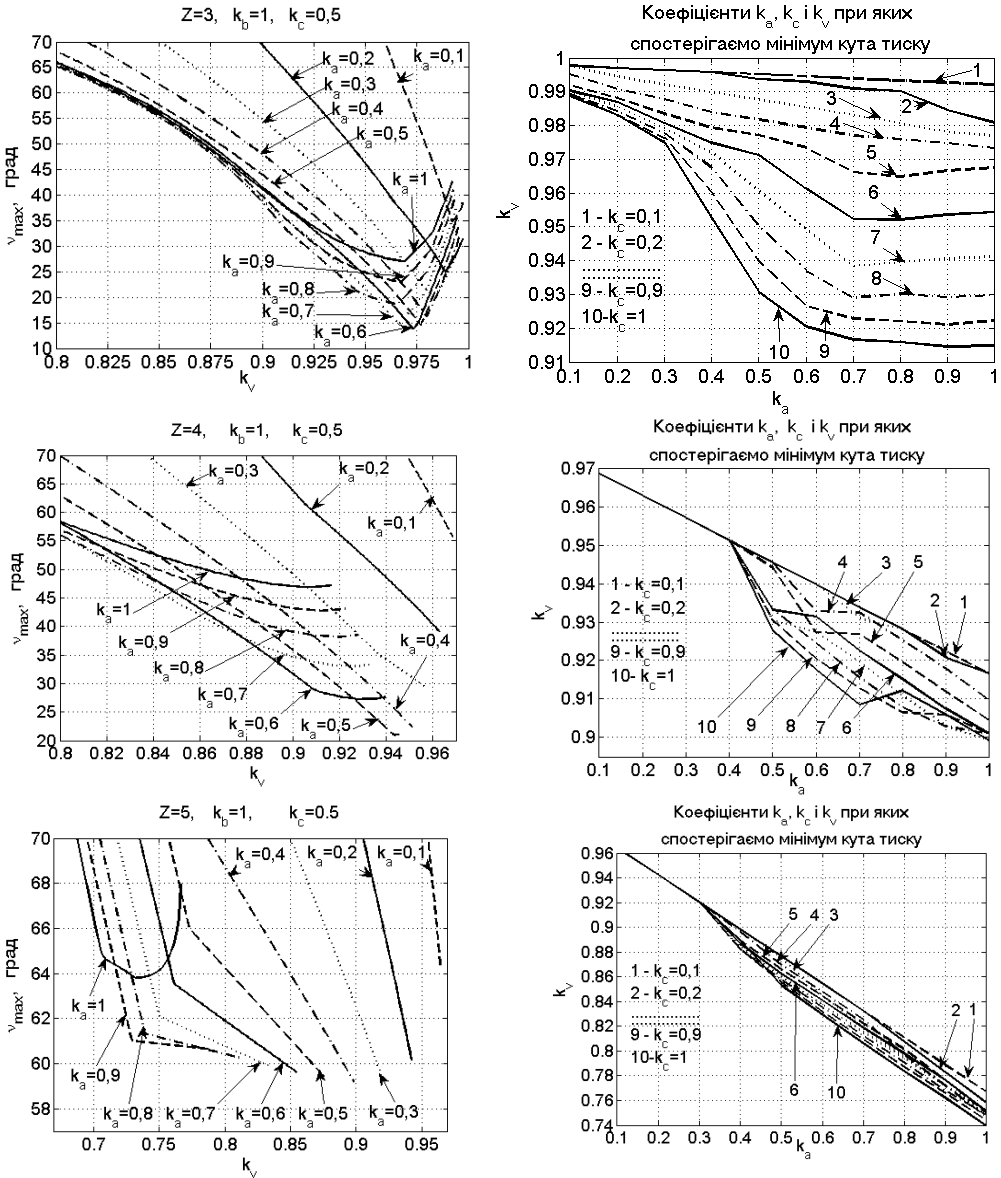


Рис. 7. Вплив коефіцієнтів k_a, k_c, k_v на величину максимального кута тиску

Таким чином, автором наведено основні варіанти структурних схем комбінованих кулачково-мальтійських механізмів зі змінними довжиною і частотою обертання водила та проведено кінематичний синтез таких механізмів; подано співвідношення між геометричними параметрами механізму, при яких для циклоїдних законів руху хреста синтез можливий; показано, що при числі пазів $z > 5$ для циклоїдних законів руху синтезувати профіль кулачка неможливо, а при $z = 3 \dots 4$ пропонувані комбіновані механізми мають кращі характеристики, ніж подані в роботі [3].

1. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М., 1959. 2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. К., 2002. 3. Пасіка В.Р. Регулювання часу повороту хреста в комбінованих мальтійських механізмах //Матеріали міжнар. наук.-техн. конф. «Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем». Севастополь, 2005. 5 — 8 вер. 4. Полюдов О.М., Петрук А.І. Зрівноважувальні кулачкові механізми. К., 2005. 5. Фишин М.Е. Расчет механизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин. М., 1979.

УДК 620.178.167.+ 621.785

О. В. Манько, В. А. Сторощук, Ю. Б. Стецько
ОСОБЛИВОСТІ УТВОРЕННЯ БІЛИХ ШАРІВ
НА ТОНКИХ ПЛАСТИНАХ

У статті розглянуто можливість розширення міжзаточного періоду паперорізальних поліграфічних ножів як ймовірного ресурсу підвищення ефективності роботи різального обладнання. Розширити міжзаточний період можна, зміцнивши різальне лезо ножа методом фрикційно-зміцнювальної обробки (імпульсної технології). У результаті на поверхні формується так званий білий шар, який за своїми фізико-механічними характеристиками переважає гартовану сталь. Для отримання необхідних попередніх технологічних режимів зміцнення клинового інструмента авторами здійснено низку експериментів на тонких пластинах зі сталі У8.

In the article possibility of expansion of inter-sharpening period of paper-cuttings knives is considered as a credible resource of increase of efficiency of work of cutting equipment. Extending a inter-sharpening period is possible, fixing the cutting blade of knife by the use of method of friction-strengthening treatment (impulsive technology), as a result of which on a surface the so-called white layer which after the physical and mechanical descriptions prevails the tempered steel is formed. For the receipt of the necessary previous technological modes of strengthening a wedge instruments by authors the row of experiments was carried out on laminas permanent brands of У8-steel.

Специфіка роботи поліграфічних паперорізальних ножів полягає в достатньо частому переточуванні їх через затуплення целюлозними волокнами та різноманітними наповнювачами паперу. Вважається, що папір є найагресивнішим абразивом для сталі. Перезаточування паперорізальних