

SYNTEZA GEOMETRYCZNA MECHANIZMU REALIZUJĄCEGO TRAJEKTORIĘ PROSTOLINIOWĄ OCECHOWANĄ

Przemysław SPERZYŃSKI*, Jarosław SZREK*, Antoni GRONOWICZ*

*Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska,
ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

przemyslaw.sperzynski@pwr.wroc.pl, jaroslaw.szrek@pwr.wroc.pl, antoni.gronowicz@pwr.wroc.pl

Streszczenie: Syntezie mechanizmów do realizacji trajektorii prostoliniowej poświęcono niezliczoną liczbę prac. W niniejszej przedstawiono dwie metody syntezy czworoboku napędzanego członem zmiennej długości (napęd liniowy). Punkt łącznikowy realizuje w pewnym zakresie tor zbliżony do linii prostej ale jednocześnie zapewniona jest liniowa zależność pomiędzy przemieszczeniem wzdłuż tej prostej i wydłużeniem napędu liniowego. Pierwsza z metod, jakkolwiek oparta na przeglądzie pełnym możliwych rozwiązań, jest metodą przybliżoną. W drugiej metodzie, wspomaganą algorytmami genetycznymi, dokonano optymalizacji uzyskując poprawę oczekiwanej liniowej relacji przemieszczenia punktu łącznikowego i wydłużenia napędu liniowego. Prezentowane metody syntezy mogą być przydatne w projektowaniu podobnych układów.

1. WPROWADZENIE

Zadanie syntezy geometrycznej układów kinematycznych sprowadza się do określenia wymiarów liniowych i kątowych członów tak, aby uzyskać wymagane własności. Najczęściej wymagania te dotyczą trzech grup zadań: (i) prowadzenia członów przez zadane położenia, (ii) wzajemnych położenia względnych wybranych członów ruchomych oraz (iii) kształtu trajektorii wybranego punktu.

Obok wymienionych, zadania stawiane układom kinematycznym mogą być bardziej złożone. Przykładowo mogą dotyczyć kształtu trajektorii, a jednocześnie orientacji (położenia kątowych) członu. Takie wymagania stawiane są np. powszechnie znanym układom zawieszenia koła samochodu – prostoliniowa trajektoria punktu kontaktu opony z jezdnią, a jednocześnie określony kąt pochylenia koła.

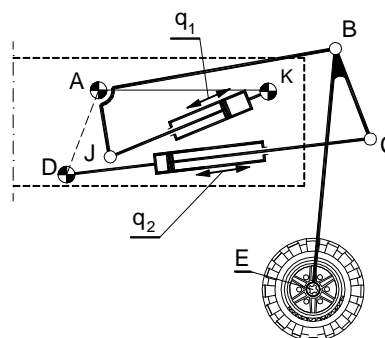
Projektowaniu układów kinematycznych poświęcono wiele opracowań. Bibliografia dotycząca tej problematyki, szczególnie w zakresie podstawowych grup wymagań, jest bardzo liczna. Opracowane metody syntezy geometrycznej wykorzystują różny aparat matematyczny, a w ostatnich latach są wzbogacone technikami optymalizacji wspieranymi np. algorytmami genetycznymi (Goldberg, 1989; Laribi i inni, 2004; Vasiliiu i Yannou, 2001). Jednak dotychczasowe opracowania jak dotąd nie są i pewnie nigdy nie będą na tyle uniwersalne, aby objąć wszystkie przypadki potrzeb, jakie przynosi ciągły rozwój techniki.

W niniejszej pracy zaprezentowano dwie metody syntezy geometrycznej dedykowane specjalnemu układowi zawieszenia koła robota, który może jeździć w terenie o znacznych nierównościach a w razie potrzeby pokonywać przeszkody z wykorzystaniem funkcji kroczenia. Podobne oczekiwania mogą dotyczyć mechanizmów innych maszyn, pojazdów czy urządzeń.

2. ZAŁOŻENIA SYNTEZY

W robotach mobilnych stosuje się różne rodzaje podwozi. Interesujące rozwiązania stanowią podwozia kołowe, w których koła dysponują możliwością wykonywania dużych przemieszczeń. Taka koncepcja stwarza możliwość przemieszczania się jak pojazd kołowy lub, jeśli to niezbędne, jak pojazd kroczący.

Ideę rozwiązania zawieszenia koła przedstawiono na Rys. 1. Robot, dla którego przeznaczone jest przedmiotowe zawieszenie koła, ma się poruszać w terenie zurbanizowanym jeżdżąc na kołach, napotykając na nierówności terenu w postaci pochyłości, stopni i progów. W każdych warunkach powinien autonomicznie utrzymywać platformę w poziomie.



Rys. 1. Schemat układu zawieszenia kołowo-kroczącego

W tym celu układ posiada dwa stopnie swobody (dwa napędy: q_1 i q_2). Innowacyjność tego rozwiązania polega na tym, że dobierając odpowiednie wymiary członów układu zawieszenia można zapewnić ruch środka koła E (Rys. 1) po trajektorii zbliżonej do odcinka pionowego, przy stałej długości napędu liniowego q_2 . Dzięki temu

w czasie jazdy po nierównościach liczba sterowanych napędów jest obniżona – napędy q_2 będą wykorzystywane tylko wtedy, kiedy pokonanie przeszkody będzie wymagało uaktywnienia funkcji kroczenia.

Zadanie syntezy geometrycznej rozpatrywanego mechanizmu (Rys. 2) sprowadza się do określenia wymiarów członów tak, aby spełnione były następujące kryteria:

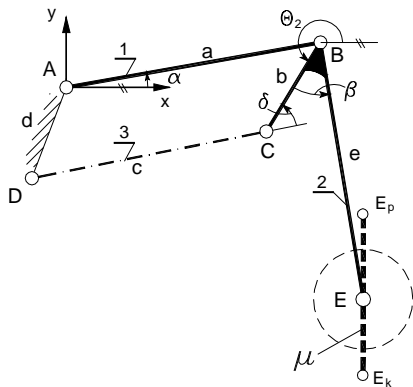
- a) dla stałej długości siłownika DC (napęd q_2) środek koła E w założonym zakresie ruchu powinien poruszać się po trajektorii μ zbliżonej do linii prostej,
- b) przemieszczenie pionowe środka koła E , w zależności od kąta obrotu α członu AB , powinno mieć równomierny przyrost,
- c) w założonym zakresie ruchu mechanizm nie może zająć położeń osobliwych,
- d) punkty A, D w stosunku do zakładanej trajektorii μ powinny zapewniać mocowanie układu w platformie (warunki konstrukcyjne),
- e) układ powinien się cechować zwartością budowy

3. SYNTEZA GEOMETRYCZNA

3.1. Metoda I – przegląd zupełny

W tej metodzie nie narzucano sposobu napędzania członu AB , tylko założono zakres jego ruchu.

Kształt trajektorii μ (Rys. 2) jest zależny od wymiarów liniowych: a, b, c, d, e oraz kąta β . Kat δ w zakładanym zakresie ruchu powinien być większy od pewnej wartości minimalnej δ_{min} dla zabezpieczenia układu przed wejściem w położenia martwe.



Rys. 2. Wymiary czworoboku

Dla tak postawionego zadania syntezy znalezienie rozwiązania w sposób bezpośredni jest trudne. W tej sytuacji zdecydowano się na metodę, której istotą jest przyjęcie części wymiarów na podstawie wstępnej analizy i wyznaczenia pozostałych tak, aby spełniały założenia. Optymalizację prowadzono na bazie wskaźnika porównawczego, który szereguje rozwiązania pod kątem najlepszego przybliżenia do odcinekowej trajektorii μ .

Prostoliniowa trajektoria $E_p E_k$ została odciekowana przez przyjęcie na niej kolejnych punktów jednakowo oddalonych od siebie, przy czym odległości pomiędzy punktami odpowiadają kolejnym położeniom wahacza AB oddalonych od siebie o stały przyrost kąta α . Jest oczywiste,

że realny układ zawieszenia będzie realizował trajektorię przybliżoną. Zadanie optymalizacji ma tutaj charakter dwukryterialny – istotne są odległości punktów realnej trajektorii mierzone w kierunkach poziomym i pionowym. Zostało ono sprowadzone do zadania jednokryterialnego według koncepcji ważonego kryterium zbiorczego (Stadnicki, 2006) w postaci wskaźnika jakości w_j

$$w_j = s_x \sum_{i=1}^n x_i^2 + s_y \sum_{i=1}^n y_i^2, \quad (1)$$

gdzie: x_i, y_i – odchylenie i-tego punktu rzeczywistej trajektorii od i-tego punktu na trajektorii założonej (oczekiwanej), s_x, s_y – współczynniki wagowe wyrażające priorytet „przybliżenia” trajektorii (oczekiwanej i zakładanej).

Wobec tego, że

$$s_x \geq 0, s_y \geq 0 \text{ oraz } s_x + s_y = 1,$$

globalne kryterium (1) sprowadza się do zależności

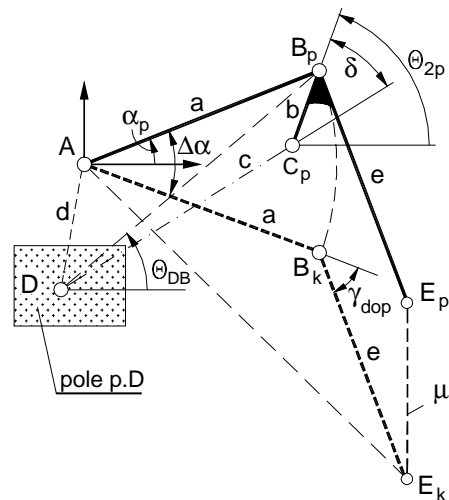
$$w_j = s_x \sum_{i=1}^n x_i^2 + (1 - s_x) \sum_{i=1}^n y_i^2, \quad (2)$$

Współczynniki wagowe w zasadzie nie są znane, natomiast sprowadzenie ich tylko do jednego daje możliwość przeszukania rozwiązań dla różnych wartości. Dalszy sposób postępowania w tej metodzie jest już oczywisty (Szrek, 2008).

W pierwszej fazie, dla oczekiwanej trajektorii $E_p E_k$, kierując się kryterium zwartości rozwiązania i założonych cech geometrycznych, wyznacza się długości a oraz e . Wymaga to przyjęcia dwóch położeń wahacza AB odpowiadających punktom E_p i E_k - opisano je kątem α_p oraz zakresem zmian $\Delta\alpha$. Dla takich założeń muszą być spełnione równania (3), z których wyznacza się a oraz e (Rys. 3):

$$\begin{cases} e^2 = (x_{Bp} - x_{Ep})^2 - (y_{Bp} - y_{Ep})^2, \\ e^2 = (x_{Bk} - x_{Ek})^2 - (y_{Bk} - y_{Ek})^2, \end{cases} \quad (3)$$

gdzie: $x_{Bp} = a \cos \alpha_p, y_{Bp} = a \sin \alpha_p, x_{Bk} = a \cos(\alpha_p - \Delta\alpha), y_{Bk} = a \sin(\alpha_p - \Delta\alpha)$.



Rys. 3. Pole możliwych położeń punktu D

Po określeniu długości członów należy sprawdzić, czy układ nie osiąga położen osobliwych - punkty A , B_k i E_k nie mogą leżeć na jednej prostej. Ponadto dla obu położen AB_pE_p oraz AB_kE_k punkty B_p i B_k muszą leżeć po tej samej stronie wektora $AE_{p(k)}$. Jest to tożsamy ze spełnieniem warunku:

$$\gamma_{dop} + \alpha_p - \Delta\alpha \leq \text{atan2}(y_{Ek}, x_{Ek}), \quad (4)$$

Kolejna faza syntezy wymaga przyjęcia pola możliwych położen punktu D tak, aby zapewnić możliwość mocowania układu w platformie (Rys. 3).

Przyjęcie położenia punktu D , kąta δ zabezpieczającego układ przed wejściem w położenie martwe oraz minimalnej długości b_{min} pozwala już na wyznaczenie kolejnego parametru - długości c_{min} , zapewniającej założone δ .

Wartość c oraz kąta Θ_{2p} wymaga rozwiązania układu równań (5)

$$\begin{cases} B_p D \cos \Theta_{DB} - c \cos(\Theta_{2p} - \delta) - b \cos \Theta_{2p} = 0 \\ B_p D \sin \Theta_{DB} - c \sin(\Theta_{2p} - \delta) - b \sin \Theta_{2p} = 0 \end{cases}, \quad (5)$$

natomiast kąt β_z wylicza się z zależności (6)

$$\beta = \text{atan2}(y_{Ep} - y_{Bb}, x_{Ep} - x_{Bb}) - \Theta_{2p}, \quad (6)$$

gdzie Θ_{2p} , Θ_{DB} - kąty nachylenia wektorów CB i DB dla konfiguracji początkowej.

Przedstawione zależności pozwalają na przebadanie pełnego zbioru możliwych rozwiązań (dla przyjętych założeń), z których każde jest scharakteryzowane wartością w_j . W ostatnim kroku, spośród układów możliwych należy wybrać to, dla którego wartość współczynnika jakości jest najmniejsza.

W przedstawionej metodzie zależność przemieszczenia pionowego punktu E od wydłużenia napędu liniowego q_1 jest wynikowa i zależna od pozostałych wymiarów (Rys. 1) - współrzędnych x_K , y_K punktu K , długości AJ oraz $\angle JAB$ (ich określenie jest trywialne i tutaj pominięte). Uzyskana zależność, choć wynikowa, jest zbliżona do funkcji liniowej. Tymczasem dla prostoty sterowania jest pożądane, aby ta zależność była funkcją liniową, t.j. aby $y_E = a_1 q_1 + a_0$. W tej sytuacji podjęto ponownie zadanie syntezy układu zawieszenia koła, narzucając dodatkowe kryterium w/w liniowości.

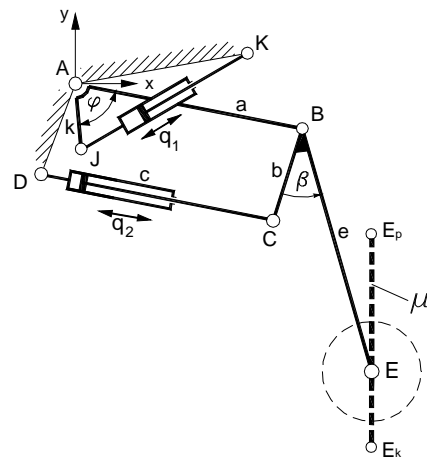
3.2. Metoda II - algorytm genetyczny

W przypadku tej metody syntezy wymiarowej układu zawieszenia robota oczekiwania są identyczne jak w poprzedniej. Natomiast główny cel optymalizacji to osiągnięcie prostoliniowości charakterystyki położenia punktu E wzdłuż osi pionowej układu współrzędnych od położenia napędu q_1 . Zadanie optymalizacji wymiarów mechanizmu, w celu generowania zadanej trajektorii poprzez punkt E jest tutaj drugorzędne. Powyższe założenia ruchu punktu E można przedstawić w następujący sposób

$$\begin{cases} y_E(q_1) = a_1 q_1 + a_0 \\ x_E(q_1) = x_{Ep} = x_{Ek} = \text{const} \end{cases}, \quad (7)$$

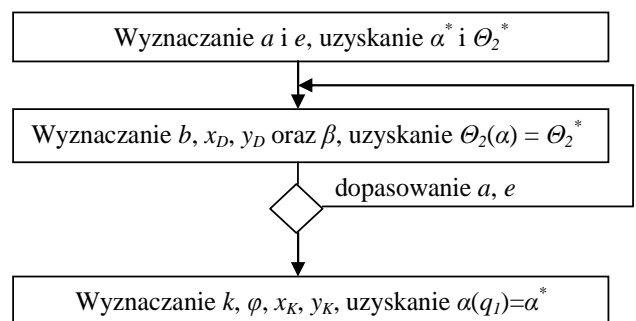
Zadanie zostało tak postawione, aby maksymalnie uprościć układ sterowania położenia platformy podczas jazdy po nierównym terenie, kiedy utrzymanie poziomu platformy wymaga odpowiedniej zmiany położenia środka koła E w każdej z kończyn. Jeżeli spełnione będą założenia syntezy uproszczeniu ulegnie kinematyka mechanizmu - rozwiązanie zadania prostego bądź odwrotnego sprowadzać się będzie do rozwiązania równania liniowego.

Aby osiągnąć założony cel syntezy należy wyznaczyć 11 parametrów mechanizmu: a , b , c , e , k , x_D , y_D , x_K , y_K , β oraz φ (Rys. 4).



Rys. 4. Parametry układu zawieszenia

Zadanie syntezy zostało podzielone na etapy, w których wyznaczone będą poszczególne wymiary mechanizmu. Schemat blokowy przyjętej metody syntezy przedstawia Rys. 5. Pierwszy etap polega na wyznaczeniu długości a i e . W następnym etapie wyznaczane są długości b , c , położenie punktu D oraz kąt β , definiujące czworobok przegubowy $ABCD$. W ostatnim kroku wyznaczone będzie położenie punktu K oraz długość k i kąt φ . Drugi i trzeci etap syntezy będą realizowane za pomocą algorytmu genetycznego (GA).

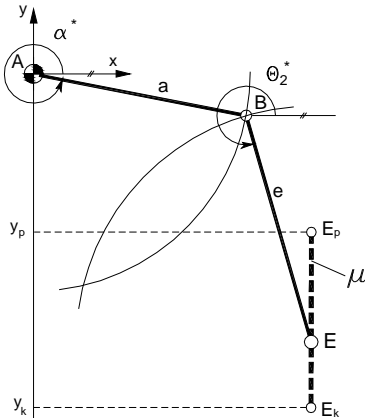


Rys. 5. Schemat blokowy metody II

Etap 1: Wymiary dwuczłonu ABE. W pierwszym etapie założono, że koło połączone jest z podstawą poprzez dwuczłon ABE (Rys. 6) o długościach a i e . Założony odcinek prostej podzielony został na n równych, dostatecznie małych odcinków. W każdym z punktów podziału, rozwiązywano kinematykę odwrotną otrzymując charakterystyki $\alpha^*(y_E)$ i $\Theta_2^*(y_E)$ kątów nachylenia członów AB i BE do osi poziomej układu współrzędnych xy , według których muszą

się poruszać człony 1 i 2 mechanizmu (Rys. 1), aby spełnić założenia syntezy.

Dla zadanych przedziałów wartości a i e , dokonano przeglądu zupełnego przestrzeni rozwiązań (a, e), z dokładnością Δl , w celu osiągnięcia liniowej charakterystyki $\alpha^*(y_E)$. Charakterystyki te posłużyły do wyliczenia wartości funkcji celu w kolejnych częściach syntezy.



Rys. 6. Parametry dwuczłonu ABE

Etap 2: Wymiary czworoboku ABCD (Rys. 4). Zadanie syntezy polegało na wyznaczeniu parametrów przyjętego mechanizmu tak, aby charakterystyka kąta $\Theta_2(\alpha)$ była zgodna z wartościami $\Theta_2^*(y_E)$ otrzymanymi w poprzednim etapie syntezy. Przyjęto tutaj, że człon 1 zmieniał będzie swoją orientację α , zgodnie z charakterystyką $\alpha^*(y_E)$. Dla każdej z wartości kąta α_i , z charakterystyki $\alpha^*(y_E)$, wyliczono orientację Θ_2 członu 2, ze wzoru

$$\Theta_2(\alpha) = 2 \arctg \frac{-C_2 + \sqrt{C_1^2 + C_2^2 - C_3^2}}{C_3 - C_2}, \quad (8)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} C_1 &= 2(ae \sin \alpha - ey_D), \\ C_2 &= 2(ae \cos \alpha - ex_D), \\ C_3 &= a^2 + e^2 + d^2 - q_2^2 - 2a(x_D \cos \alpha + y_D \sin \alpha) \end{aligned}$$

Jako funkcję celu przyjęto

$$F = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\Theta(\alpha_i^*) + \beta - \Theta_{2i}^*)^2}, \quad (9)$$

Do rozwiązania tego problemu wykorzystano algorytm genetyczny. Chromosom utworzony został z pięciu parametrów mechanizmu x_D, y_D, b, c oraz β .

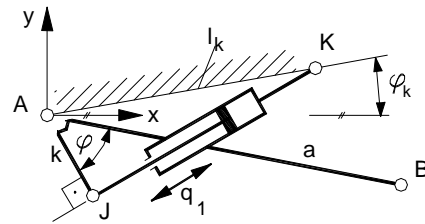
W celu poprawy wyników drugiego etapu syntezy, zmieniano wartości parametrów dwuczłonu otrzymanych w pierwszym etapie. Dla małych wartości Δa oraz Δe , dobierano parametry $a \pm \Delta a$ oraz $e \pm \Delta e$. Jeżeli dla nowych wartości długości a' i e' oraz nowych charakterystyk α^* i Θ_2^* uzyskano poprawę wyniku w drugim etapie syntezy, proces powtarzał się aż do uzyskania quasi-optymalnej wartości parametrów mechanizmu.

Etap 3: Geometria napędu q_1 . Kolejny etap syntezy wymiarowej polega na doborze ostatnich czterech parametrów mechanizmu. Są to współrzędne punktu K połączenia napędu q_1 z podstawą, długość k oraz kąt φ (Rys. 7). Optymalizacja

tego etapu, podobnie jak poprzedniego, zrealizowana została algorytmem genetycznym. Chromosom w tej części złożony został jedynie z trzech parametrów: długości k oraz współrzędnych punktu $K: x_K, y_K$. Kąt φ wyznaczono na podstawie pozostałych parametrów.

Postawione zostało tutaj dodatkowe ograniczenie, aby w położeniu środkowym q_1 , napęd KJ był prostopadły do AJ . Zatem, aby wyliczyć φ , kąt orientacji α członu 1 został ustalony w połowie pomiędzy wartościami początkową i końcową $\alpha^*(y_E)$. Następnie na podstawie ustalonych wartości położenia punktu K oraz długości k , kąt φ dobrany został tak, aby

$$\angle AJK = \frac{\pi}{2}, \Rightarrow AJ \perp KJ. \quad (10)$$



Rys. 7. Geometria mocowania napędu q_1

Założono, że człon AB wychylał się będzie pomiędzy granicznymi wartościami charakterystyki $\alpha^*(y_E)$. Dla tych wartości wyliczone zostały dwie długości napędu q_1 : początkowa q_{1P} oraz końcowa q_{1K} , takie, aby przy obliczonym wychyleniu napędu człon 1 zmieniał orientację o założone wartości kątów. Jeżeli przyjmie się założenie, że q_1 zmienił się będzie o wartości $\Delta q_1 \ll |q_{1P} - q_{1K}|$, to zmiana położenia Δy_E punktu E wzdłuż osi OY , powinna być stała i wynosić

$$\frac{\Delta y_E}{\Delta q_1} = a_1, \quad (11)$$

czyli pochodna położenia pionowego punktu E , względem wartości q_1 powinna być stała, i wynosić

$$\frac{dy_E}{dq_1} = a_1, \quad (12)$$

Współrzędna y_E wyrażona jest wzorem:

$$y_E = a \sin \alpha + e \sin(\Theta_2(\alpha) + \beta), \quad (13)$$

gdzie

$$\alpha(q_1) = 2 \arctan \left(\frac{\sin \varphi_K - \sqrt{1 - C_0^2}}{C_0 + \cos \varphi_K} \right), \quad (14)$$

$$C_0 = \frac{l_K^2 + k^2 + q_1^2}{2kl_K}, \quad (15)$$

Wartości l_K i φ_K to odpowiednio długość i orientacja wektora AK . Zależność $\Theta_2(\alpha)$ jest dana wzorem (8). Pochodna położenia y_E , względem napędu q_1 wynosi

$$\frac{dy_E}{dq_1} = \frac{dy_E}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dq_1}, \quad (16)$$

Ostatecznie przyjęto tutaj następującą funkcję celu:

$$F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{dy_E}{dq_{1i}} - a_1 \right)^2}, \quad (17)$$

gdzie q_{1i} - wartość napędu q_1 z przedziału $[q_{1P}, q_{1K}]$.

Wartości granic q_{1P} i q_{1K} wyznaczono z zależności $q_1(\alpha)$:

$$q_1(\alpha) = \left[\begin{pmatrix} x_K \\ y_K \end{pmatrix} - k \begin{pmatrix} \cos(\alpha - \varphi) \\ \sin(\alpha - \varphi) \end{pmatrix} \right], \quad (18)$$

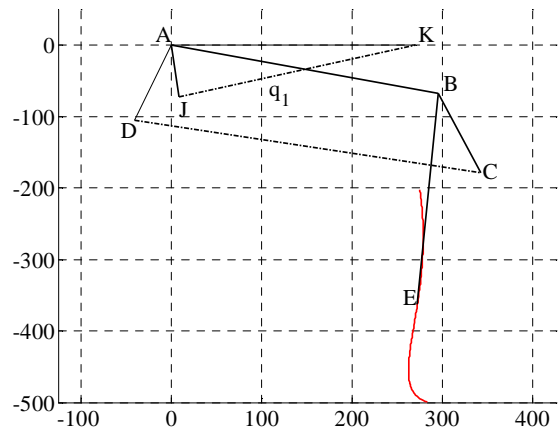
podstawiając za kąt α brzegowe wartości charakterystyki $\alpha^*(y_E)$. Wartość a_1 określono z zależności:

$$a_1 = \frac{y_k - y_p}{q_{1K} - q_{1P}}, \quad (19)$$

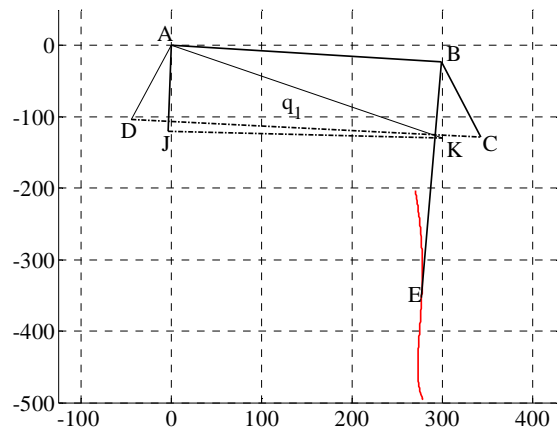
Algorytm genetyczny. Działanie algorytmu genetycznego (GA) zaczyna się od wybrania populacji początkowej X_0 . Wartości tych parametrów reprezentowano za pomocą liczb rzeczywistych. Dla każdego z wylosowanych osobników wyliczana jest wartość funkcji celu. Ponieważ dąży się do minimalizacji funkcji celu F , osobniki każdej populacji sortowane są rosnąco względem wartości funkcji F . W celu implementacji algorytmu dobrane zostały odpowiednie metody selekcji, krzyżowania, mutacji oraz reprodukcji osobników. Po wyznaczeniu populacji początkowej, czyli zbioru n chromosomów (każdy mechanizm to osobny chromosom) algorytm zaczyna działanie w pętli. Pierwszy krok pętli algorytmu – selekcja, polega na wybraniu $n/2$ par osobników z aktualnej populacji X_i . Przyjęto metodę selekcji proporcjonalnej, tzn. do ewolucji wybierany jest osobnik z prawdopodobieństwem odpowiadającym pozycji w populacji posortowanej względem wartości F . Kolejno dokonywane jest krzyżowanie z prawdopodobieństwem p_x . Metoda krzyżowania polega na wymianie genów pomiędzy dwoma wybranymi osobnikami. Każdy z genów, podczas krzyżowania jest zamieniany z prawdopodobieństwem p_{xx} . Ewolujące osobniki poddawane są następnie procesowi mutacji z prawdopodobieństwem p_m . Podobnie jak w przypadku krzyżowania, każdy z genów mutowanego osobnika poddawany jest procesowi mutacji z prawdopodobieństwem p_{mm} . Proces ten polega na dodaniu pewnej wartości $\Delta \cdot U(0,1)$, gdzie $U(0,1)$ jest to liczba losowa z rozkładu jednostajnego o przedziale od 0 do 1. Dodatkowo do populacji dodanych zostaje r nowych osobników, które losowane są, z przeszukiwanej przestrzeni. Końcowym etapem algorytmu jest reprodukcja. Proces ten polega na wybraniu n osobników do nowej populacji X_{i+1} . Wybór poprzedzony jest sortowaniem osobników z populacji poprzedniej X_i i $n+r$ osobników otrzymanych w procesie ewolucji. Do następnej populacji wybieranych jest n pierwszych osobników z listy oraz najlepszy dotąd znaleziony. Reprodukacja ta nazywana jest elitarną. Algorytm kończy działanie po osiągnięciu z góry określonej liczby kroków, a rozwiązaniem jest mechanizm z najlepszą wartością funkcji celu, znaleziony podczas procesu ewolucji.

3.3. Przykład liczbowy

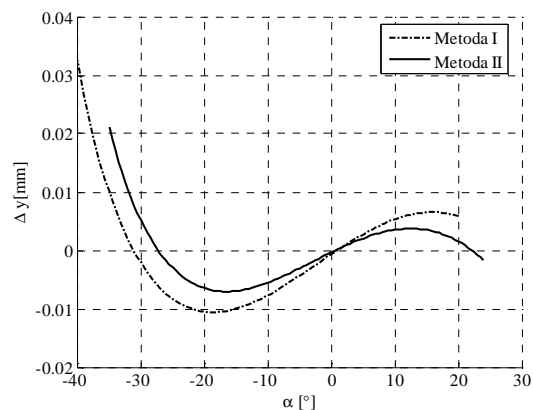
Mechanizmy uzyskane za pomocą metod I i II przedstawiono na Rys. 8, 9 – ich wymiary podano w tabeli 1. Wymiary czworoboków $ABCD$ w obu metodach są bardzo zbliżone, przez co trajektoria punktu E nie uległa znaczącej zmianie. Dlatego także charakterystyki położenia środka koła względem osi Y zależne od wychylenia członu 1 $y_E(\alpha)$ są niemal identyczne. Poprawa nastąpiła natomiast w przypadku charakterystyki $y_E(q_1)$.



Rys. 8. Mechanizm uzyskany metodą I



Rys. 9. Mechanizm uzyskany metodą II



Rys. 10. Odchylenie charakterystyki $y_E(\alpha)$ od prostej wyznaczonej metodą regresji liniowej

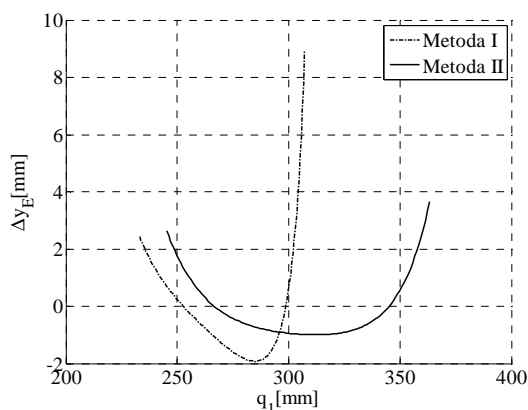
Tab. 1. Wymiary mechanizmów obliczonych za pomocą obu przedstawionych metod

Wymiary liniowe, (w nawiasach wyniki z metody II) [mm]:
$a=303,1$ (300,0); $e=295,7$ (330,0); $b=120,0$ (113,8); $c=389,2$ (387,2); $k=72,5$ (120,0); $x_D=-40,0$ (-43,9); $y_D=-105,0$ (-103,5); $x_K=270,0$ (300,0); $y_K=0,0$ (-130,0)
Wymiary kątowe [°]:
$\beta=-27,4$ (-26,3); $\varphi=70,4$ (87,2)

Na Rys. 10 pokazano odchylenie położenia punktu E od prostej wyznaczonej z regresji liniowej. Jak widać obydwie trajektorie są niemal prostoliniowe. Na Rys. 11 przedstawiono zależność odchylenia położenia punktu E od charakterystyki liniowej w funkcji wydłużenia siłownika q_1 . Tu różnice są już widoczne – zmiana mocowania napędu q_1 do podstawy poprawiła znacznie charakterystyki mechanizmu uzyskanego metodą II, gdzie odchyłka od prostej oscyluje wokół zera.

4. ZAKOŃCZENIE

Założenia dotyczące ruchu środka koła E dla obu metod są identyczne. W początkowym etapie obydwu metod również występuje podobieństwo – określane są długości a oraz e . W obydwu przypadkach skupiono się na liniowości wychylenia członu AB i przemieszczenia pionowego punktu E , tj. funkcji $y_E(\alpha)$. W następnej fazie, gdy otrzymano już mechanizm, zajęto się wyznaczeniem punktu K mocowania pierwszego napędu q_1 .

**Rys. 11.** Odchylenie charakterystyki $y_E(q_1)$ od prostej wyznaczonej metodą regresji liniowej

W pierwszej metodzie dobór wymiarów wynika z przeglądu zupełnego w dopuszczalnej przestrzeni rozwiązań (ograniczonej do zakładanych przedziałów wartości wymiarów) ze zdefiniowaną dokładnością. W drugiej metodzie

w celu optymalizacji szybkości działania zastosowano algorytm genetyczny.

W metodzie I poszukiwano najlepszego wskaźnika jakości opartego na odległości położenia punktu E od zadanego toru prostoliniowego przy uwzględnieniu równomiernego przyrostu ruchu punktu E w zależności od przyrostu kąta α ($y_E(\alpha)$). W metodzie II funkcję celu oparto na analogu prędkości pionowej środka koła wyznaczonym analitycznie.

Cele syntezy dla obu metod były jednakowe – wyznaczenie wymiarów układu zawieszenia koła wykonującego ruch po trajektorii prostoliniowej przy użyciu tylko jednego napędu q_1 . W obu przypadkach uzyskane wyniki są podobne, co świadczy o poprawności działania obu metod i stosowanych algorytmów.

Należy jednak podkreślić, że w metodzie II definiowanie przedziałów poszukiwanych wartości wymiarów mechanizmu zostało wsparte wynikami z metody I.

LITERATURA

1. **Goldberg D. E.** (1989), *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, Addison Wesley, Massachusetts.
2. **Laribi M. A., Mlika A., Romdhane L., Zegloul S.** (2004), A combined genetic algorithm-fuzzy logic method (GA-FL) in mechanisms synthesis, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 39, 717-735.
3. **Stadnicki J.** (2006), *Teoria i praktyka rozwiązywania zadań optymalizacji*, WNT, Warszawa.
4. **Szrek J.** (2008), *Synteza układu kinematycznego i sterowania czworonożnego robota kołowo-kroczącego*, Rozprawa doktorska, Raporty Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn. PWr. Ser. PRE nr 10.
5. **Vasilii A., B. Yannou B.** (2001), Dimensional synthesis of planar mechanisms using neural networks: application to path generator linkages, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, 299-310.

SYNTHESIS OF A MECHANISM FOR GENERATING STRAIGHT LINE INDEXING TRAJECTORY

Abstract: A lot of papers have considered the task of synthesis mechanisms generating straight line trajectory. This paper presents two methods of synthesis a mechanism that is driven by linear actuator. The coupler point, in a part of its trajectory, moves along straight line and at the same time the linear relation between its displacement and of the driver's elongation is fulfilled. The first method, however based on searching among possible solutions, uses some simplifications. The second method uses neural networks and is focused mainly on optimization of linear relation of a coupler point motion and elongation of linear actuators. Presented methods can be helpful in designing similar mechanisms.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2009÷12 jako projekt badawczy nr N N502 271037.