

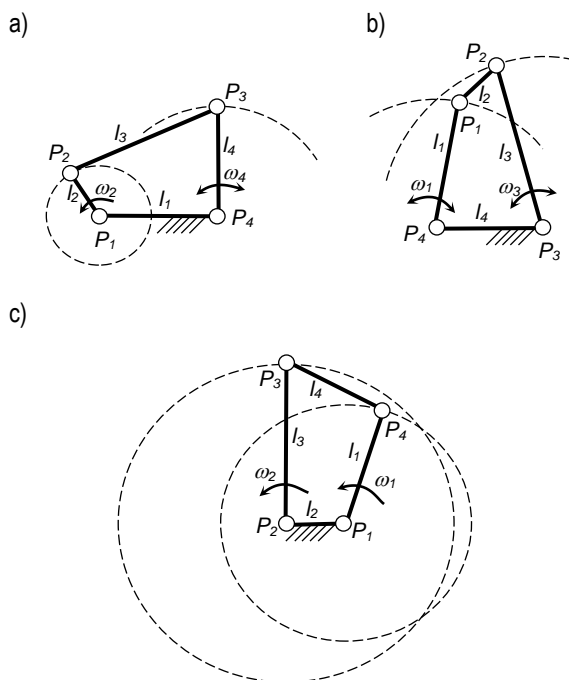
METODA WYZNACZANIA GEOMETRII MECHANIZMU CZWOROBOKU PRZEGUBOWEGO REALIZUJĄCEGO ZADANE POŁOŻENIA KĄTOWE CZŁONÓW

W artykule przedstawiono propozycję metody wyznaczania położenia węzłów mechanizmu czworoboku przegubowego realizującego dwa zadane skrajne kąty nachylenia członów. W metodzie tej zastosowano optymalizację numeryczną, w której funkcją celu jest minimalizacja długości członów, a ograniczenia wynikają z zadanych kątów nachylenia tych członów w wybranych położeniach czworoboku przegubowego. W analizie geometrycznej mechanizmu zastosowano podejście, w którym czworobok traktowany jest jako zamknięty wielobok wektorów. Skuteczność proponowanej metody potwierdzono podczas opracowywania przykładowych wariantów realizacji mechanizmu.

WSTĘP

Płaski mechanizm czworoboku przegubowego składa się z czterech członów połączonych obrotowo stanowiących zamknięty łańcuch kinematyczny (Rys. 1a, [1, 8, 9]). Człon 2 i 4 tego mechanizmu nazywamy ramionami, człon 3 łącznikiem, zaś człon 1 po jego unieruchomieniu – ostoją. Aby człon 2 mógłby być korba (członem wykonującym obrót o 360°) muszą być spełnione warunki Grashofa:

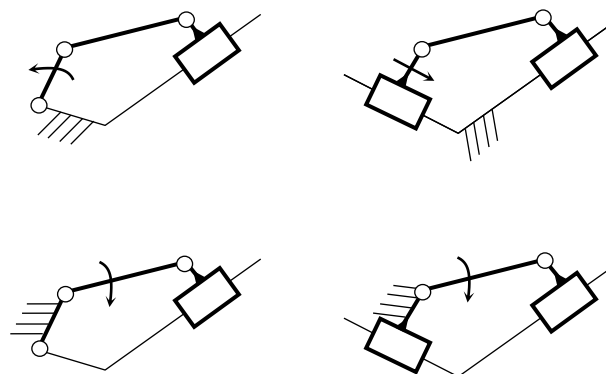
$$\begin{aligned} l_2 + l_1 &< l_3 + l_4 & (1) \\ l_2 + l_3 &< l_1 + l_4 & (2) \\ l_2 + l_4 &< l_1 + l_3 & (3) \end{aligned}$$



Rys. 1. Odmiany płaskiego mechanizmu czworoboku przegubowego ze względu na położenie ostoji i długości członów [1]: a) korbowo-wahaczowy, b) dwuwahaczowy, c) dwukorbowy

W efekcie transformacji mechanizmu korbowo-wahaczowego (Rys. 1a) poprzez zmianę ostoji, istnieje możliwość uzyskania mechanizmu dwuwahaczowego (Rys. 1b) i dwukorbowego (Rys. 1c).

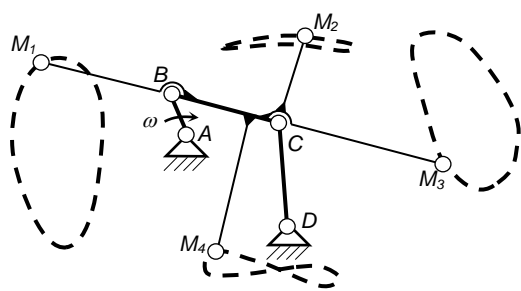
Poprzez modyfikację długości członów i par kinematycznych z czworoboku przegubowego można zbudować wiele mechanizmów pochodnych (Rys. 2). W wielu bardziej złożonych mechanizmach czworobok przegubowy daje się wydzielić jako istotną część (Rys. 3, Rys. 4).



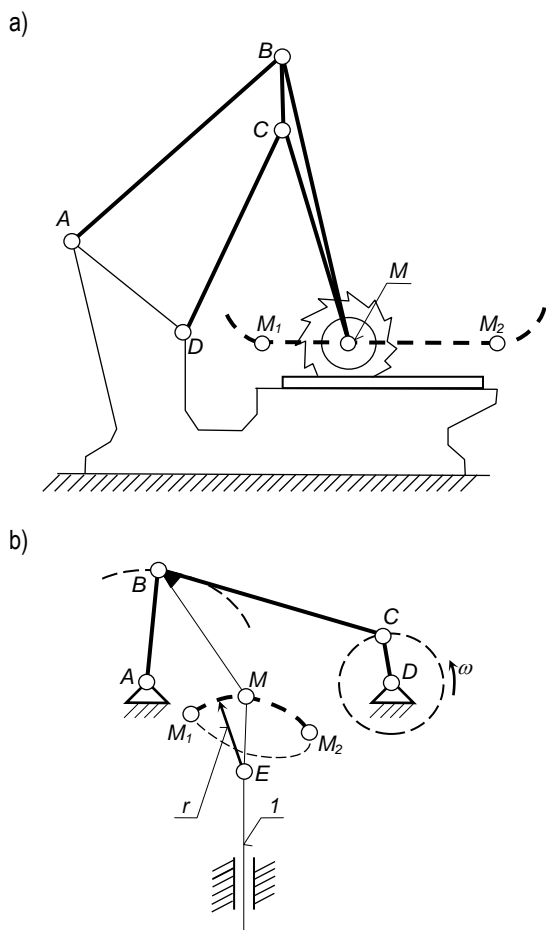
Rys. 2. Przykładowe mechanizmy pochodne, wyznaczone na podstawie modyfikacji czworoboku przegubowego [1]

Duża możliwość w zakresie realizacji zadanych kształtów krzywych łącznikowych (np. Rys. 3, Rys. 4) leży u podstaw budowy i działania wielu podzespołów maszyn i urządzeń. Jednym z przykładów wykorzystania idei krzywej łącznikowej jest układ prowadzenia piły (Rys. 4a). Tego typu mechanizmy (tzw. prostowody) stosowane są w układach napędowych (np. w kosiarkach) i w układach wodzenia (np. w żurawiach portowych).

W budowie maszyn równie często stosowane są fragmenty krzywych łącznikowych zbliżone kształtem do łuku koła o promieniu r (Rys. 4b). Takie krzywe pozwalają na zaprojektowanie układu realizującego zamianę ruchu obrotowego korby AB na ruch postępowo-zwrotny z przystankami suwaka (1). Przerwa (bezruch) suwaka występuje wtedy, gdy punkt łącznikowy M czworoboku $ABCD$ wędruje po odcinku M_1M_2 zbliżonym do łuku w środku krzywizny E .



Rys. 3. Przykłady krzywych łącznikowych ($M_1 \div M_4$) mechanizmu czworoboku przegubowego ABCD [1]



Rys. 4. Mechanizmy złożone zawierające w swojej strukturze mechanizm czworoboku przegubowego: a) maszyna do cięcia, b) mechanizm przekształcający ruch obrotowy korby AB w posuwisto-zwrotny z przystankami suwaka (1); przykłady wykorzystania odcinka M_1M_2 krzywej łącznikowej czworoboku przegubowego ABCD

Dziedziną techniki, w której chętnie stosuje się mechanizmy czworoboku przegubowego są także wyroby przemysłu motoryzacyjnego i meblarskiego, np. w układach zawieszenia pojazdów, zamykania pokryw komory silnika i bagażnika, składanych fotelach, wielofunkcyjnych sof, czy skomplikowanego przemieszczania koszy po zadanym torze w szafach.

Jednym z istotniejszych zagadnień wymagających rozwiązania na etapie projektowania mechanizmów jest opracowanie skutecznej procedury pozwalającej na ich ukształtowanie i skonfigurowanie, tak by realizowały ściśle zadane trajektorie, narzucone przez wymagania funkcjonalne układów nadrzędnych. Powyższy problem w literaturze przedmiotu nazywa się zagadnieniem syntezy mechanizmów. Polega ona na doborze schematów kinematycznych i wymiarów

członów mechanizmu, zapewniających zrealizowanieżądanego ruchu zgodnie z określonymi warunkami. Klasycznymi technikami wykorzystywanymi w syntezie mechanizmów są metody wykreślne i analityczne. W czystej postaci metody te są żmudne i pracochłonne. Interesującym rozwiązaniem tego problemu jest wsparcie metody analitycznej narzędziami komputerowymi – w tym optymalizacją numeryczną, zaproponowaną przez autorów artykułu.

Celem prezentowanego artykułu jest opracowanie metody pozwalającej wyznaczyć długości członów mechanizmu czworoboku przegubowego realizującego dwa zadane położenia kątowe. Zagadnienie dotyczy mechanizmu czworoboku przegubowego wykorzystywanego w układzie napędowym samoczynnie składanego fotela w bryłę prostopadłościanu, wprowadzonego do produkcji seryjnej.

1. ZAŁOŻENIA FUNKCJONALNO-GEOMETRYCZNE FOTEŁA

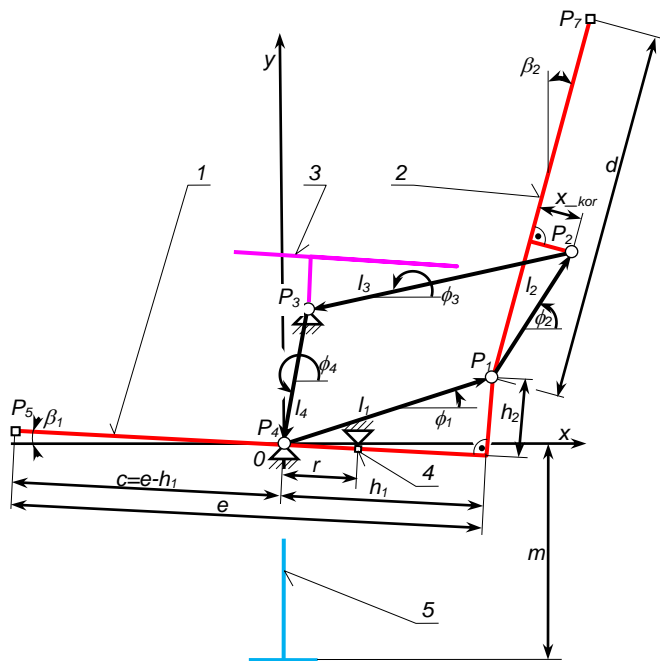
Fotele składane w bryłę prostopadłościanu stosowane są m. in. w salach kinowych i widowiskowo-audytoryjnych. Fotele tego typu zajmują bardzo mało miejsca po złożeniu, ułatwiając przemieszczanie się osób w rzędach pomiędzy złożonymi fotelami. Cecha minimalizowania przestrzeni zajmowanej przez fotele po złożeniu w połączeniu z funkcją kładzenia na podłozie jest szczególnie oczekiwana w przypadku stosowania trybun teleskopowych, zsuwanych na ścianę sali. Trybuny te, często w wersji zautomatyzowanej, pozwalają na szybkie uwolnienie przestrzeni przez nie zajmowanej potęgując funkcjonalność sal, które mogą pełnić funkcję np. audytorium, a po chwili (po złożeniu trybuny) – hali sportowej.

Trendy współczesnego rynku i wymagania konkurencyjności wymuszają by projekt fotela konferencyjnego zawierał następujące funkcje:

- mechanizm antypaniczny samoczynnie zamykający fotel w bryłę prostopadłościanu o wysokości nieprzekraczającej 70 cm i głębokości do 22 cm,
- w położeniu złożonym, górna część oparcia i siedziska położone są na jednej wysokości,
- rozkładanie fotela realizowane jest poprzez ręczne odchylenie siedziska,
- po otwarciu górna część oparcia podnosi się do wysokości ok. 90 cm z odchyleniem od pionu o kąt ok. 12° oraz siedzisko o głębokości 45 cm, rozłożone jest na wysokość ok. 45 cm i nachylone do poziomu pod kątem 4° ,
- podłokietniki znajdują się na wysokości ok. 22 cm nad siedziskiem,
- uwzględnienie wytycznych norm [2-5].

2. MODEL MECHANIZMU CZWOROBOKU PRZEGUBOWEGO

W przyjętym rozwiązaniu, jednym z główniejszych elementów składanego fotela jest mechanizm czworoboku przegubowego. Mechanizm ten decyduje o kątach pochylenia siedziska i oparcia w otwartym i zamkniętym położeniu fotela. Na potrzebę projektu, opracowano model fizyczny, matematyczny i numeryczny pozwalający na efektywne wyznaczanie długości ramion mechanizmu czworoboku przegubowego, tak by spełniał on warunek uzyskiwania pionowego położenia oparcia i siedziska, gdy fotel jest zamknięty – a w pozycji otwartej kąty pochylenia siedziska i oparcia wynosiły odpowiednio $\beta_1=4^\circ$ oraz $\beta_2=12^\circ$ (Rys. 5 – model fizyczny mechanizmu składania fotela).



Rys. 5. Schemat mechanizmu czworoboku przegubowego jako zamknięty wielobok wektorów; 1 – siedzisko, 2 – oparcie, 3 – podłokietnik, 4 – blokada fotela w położeniu otwartym, 5 – stopa

Opracowany model matematyczny i numeryczny składa się z dwóch modułów:

- moduł I – wykorzystany do rozwiązania układu równań nieliniowych z dwiema niewiadomymi, opisującego punkty węzłowe wieloboku przegubowego metodą traktującą czworobok przegubowy (Rys. 5) jako zamknięty wielobok wektorów [6, 7]; parametrami poszukiwanymi są kąty ϕ_2 i ϕ_3 ,

$$\begin{cases} l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \phi_2 + l_3 \cos \phi_3 + l_4 \cos \phi_4 = 0 \\ l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \phi_2 + l_3 \sin \phi_3 + l_4 \sin \phi_4 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

- moduł II – wykorzystany do rozwiązania zadania optymalizacji, w którym przyjęto:
 - funkcję celu

$$\min Q(X) = l_2 \quad (2)$$

- zmienne decyzyjne – poszukiwane długości członów czworoboku przegubowego l_2 i l_3

$$X = [l_2, l_3] \quad (3)$$

- ograniczenia nierównościowe
 - $l_1 + l_2 + l_3 > l_4$ (4)
 - $l_1 + l_2 + l_4 > l_3$ (5)
 - $l_1 + l_3 + l_4 > l_2$ (6)
 - $l_2 + l_3 + l_4 > l_1$ (7)

- ograniczenia równościowe
 - $\phi_{2_open} - (90^\circ - \beta_2 - \arcsin(x_{kor}/l_2)) = 0^\circ$ (8)
 - $\phi_{2_close} - (90^\circ - \arcsin(x_{kor}/l_2)) = 0^\circ$ (9)

gdzie: ϕ_{2_open} , ϕ_{2_close} – kąty członu l_2 odpowiednio w położeniu otwartym oraz zamkniętym fotela, x_{kor} – przyjęta odległość wysunięcia punktu P_2 poza obrys oparcia.

Ograniczenia nierównościowe (4÷7) wymuszają utworzenie zamkniętego czworoboku (suma dowolnych trzech boków musi być zawsze większa od długości boku pozostałego). Warunki równościowe (8 i 9) wymuszają uzyskanie dwóch zadanych skrajnych położen fotela, w stanie: otwartym i zamkniętym.

Ponadto, w modelu występują wielkości zależne:

$$l_1 = \sqrt{h_1^2 + h_2^2} \quad (10)$$

$$\phi_{1_open} = \arctg\left(\frac{h_2}{h_1}\right) - \beta_1 \quad (11)$$

$$\phi_{1_close} = \phi_{1_open} + \beta_1 - 90^\circ \quad (12)$$

gdzie: ϕ_{1_open} , ϕ_{1_close} – kąty członu l_1 odpowiednio w położeniu otwartym oraz zamkniętym fotela.

Model został tak skonfigurowany, by umożliwiał wyznaczenie długości członów mechanizmu czworoboku przegubowego l_2 i l_3 (wg (1)) oraz kątów ϕ_2 i ϕ_3 (wg (3)), spełniających warunki (4÷9) dla zadanych parametrów h_1 , h_2 , l_4 , x_{kor} , ϕ_4 . Pozostałymi zadanymi parametrami, określającymi geometrię fotela są: d i e . Obliczenia zostały przeprowadzone w środowisku Matlab, w których podczas rozwiązywania zadania optymalizacji wykorzystano gradientową metodę SQP.

3. WYNIKI BADAŃ NUMERYCZNYCH

Wyniki obliczeń opracowanego modelu przedstawione są na Rys. 6÷Rys. 8. Przedstawione są na nich rozmieszczone węzły P_i mechanizmu czworoboku przegubowego uzyskane dla trzech zadanych wariantów danych początkowych: h_1 , h_2 , l_4 , x_{kor} , ϕ_4 . Geometria tego mechanizmu zdeterminowana jest wymogiem uzyskania zakładanych pozycji siedziska i oparcia w położeniu otwartym i zamkniętym.

Zmiana jednych parametrów mechanizmu czworoboku przegubowego pociąga konieczność zmian parametrów pozostałych, tj. położenia punktów węzłowych P_i i długości członów l_i .

Parametr Δ , określający różnicę pomiędzy wysokościami fotela w położeniu złożonym i otwartym jest sumą dwóch parametrów (w przybliżeniu):

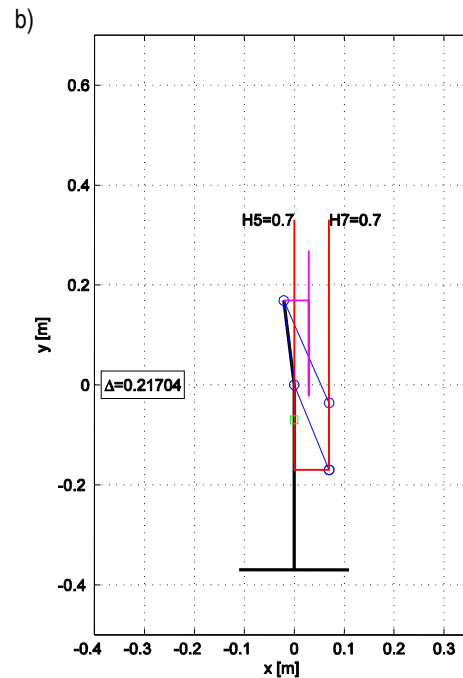
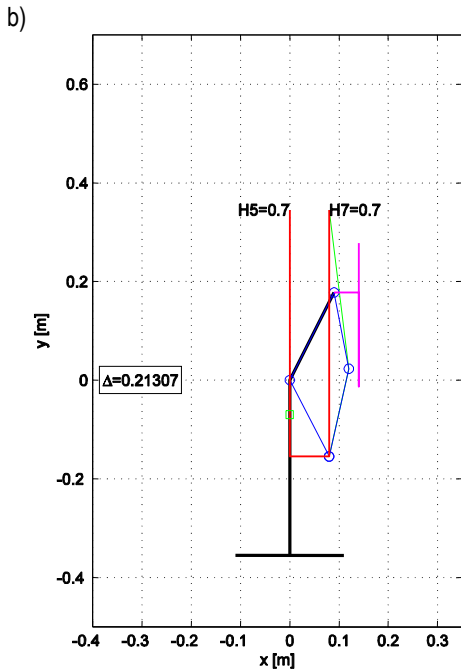
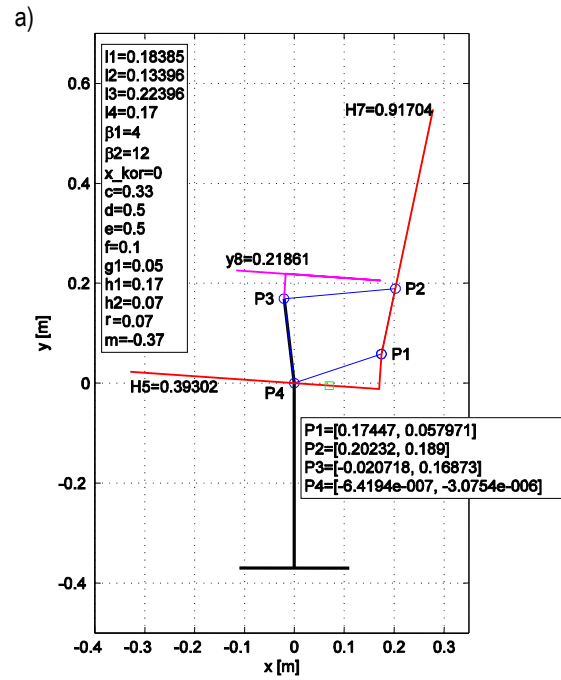
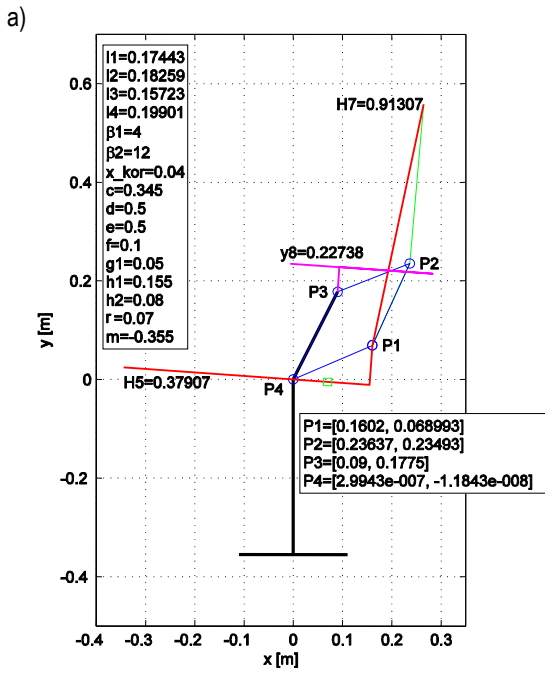
$$\Delta = d(\cos \beta_2 - 1) + h_1 - h_1 \sin \beta_1 + h_2 \cos \beta_1 \approx h_1 + h_2 \quad (1)$$

Parametr h_2 decyduje o głębokości fotela w położeniu zamkniętym. Im parametr ten jest większy tym głębszy jest fotel w położeniu złożonym umożliwiając zabudowanie grubszych elementów tapicerowanych.

Ponadto, wzrost parametru h_2 skutkuje zwiększeniem wartości kąta ϕ_3 pochylenia członu l_3 (Rys. 8), co może przyczynić się do utrudnienia w maskowaniu tego członu fartuchem podłokietnika – w przypadku rozważenia zastosowania składanego podłokietnika.

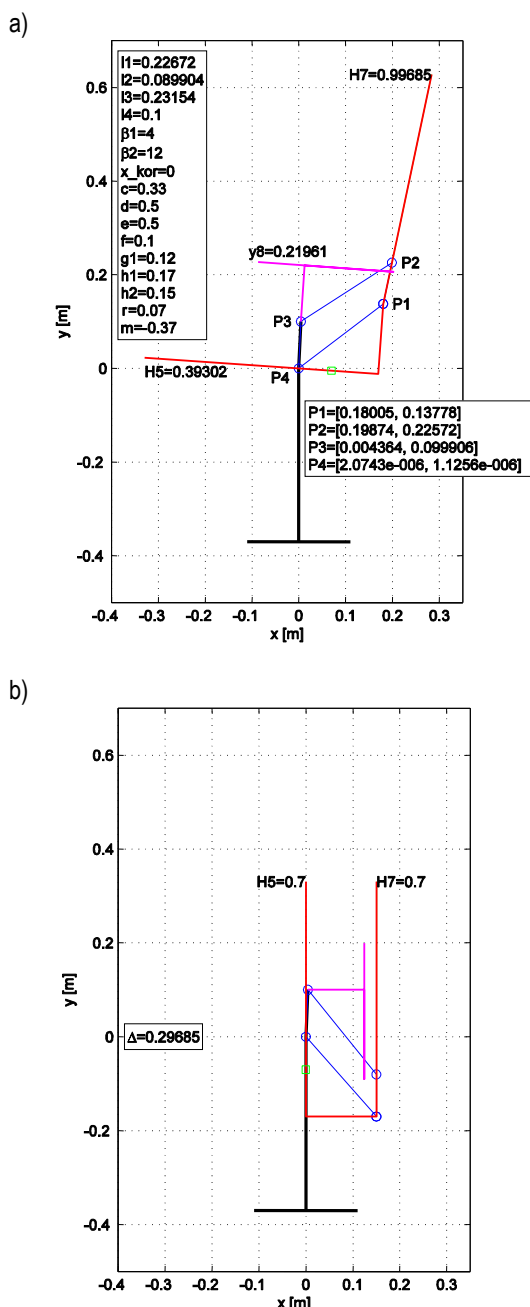
Węzeł P_2 w rozwiązaniu z Rys. 6 przesunięto znacząco w kierunku oparcia, udostępniając miejsce z przodu fotela na zabudowę składanego pulpitu do pisania lub akcesoriów do podtrzymywania kubków. Aby w takim przypadku czworobok mógł zaistnieć, konieczne jest przemieszczenie węzła P_2 poza linię oparcia, na zewnątrz fotela (Rys. 6, $x_{kor} > 0$). Ponadto, podłokietnik w położeniu złożonym wystaje poza obrys oparcia, Rys. 6b.

Przyjęte położenie osi obrotu siedziska (stanowiącego węzeł P_4 w czworoboku przegubowym) okupione jest kompromisem pomiędzy założeniami geometrycznymi fotela (w położeniu otwartym i zamkniętym) oraz potrzebą minimalizowania wartości sił reakcji powstających w punkcie obrotu, spowodowanych obciążeniem od osoby siedzącej na fotelu. Reakcje te są tym większe (zatem i mniej korzystne dla konstrukcji fotela), im oś obrotu siedziska (punkt P_4) położona jest bliżej oparcia i im mniejsza jest długość ramienia r położenia blokady (4), Rys. 5. Bardziej szczegółowa analiza wytrzymałościowa struktury fotela jest pominięta, ponieważ nie jest ona przedmiotem prezentowanego artykułu.



Rys. 6. Wariant I schematu fotela: a) położenie otwarte, b) położenie zamknięte; $H5$ i $H7$ – wysokość położenia punktów P_5 i P_7 (wg Rys. 5) nad poziomem podłogi, y_8 – położenie podłokietnika nad siedziskiem, Δ – różnica pomiędzy wysokościami fotela w położeniu otwartym i zamkniętym

Rys. 7. Wariant II schematu fotela: a) położenie otwarte, b) położenie zamknięte; $H5$ i $H7$ – wysokość położenia punktów P_5 i P_7 (wg Rys. 5) nad poziomem podłogi, y_8 – położenie podłokietnika nad siedziskiem, Δ – różnica pomiędzy wysokościami fotela w położeniu otwartym i zamkniętym



Rys. 8. Wariant III schematu fotela: a) położenie otwarte, b) położenie zamknięte; $H5$ i $H7$ – wysokość położenia punktów $P5$ i $P7$ (wg Rys. 5) nad poziomem podłogi, $y8$ – położenie podłokietnika nad siedziskiem, Δ – różnica pomiędzy wysokościami fotela w położeniu otwartym i zamkniętym

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono model fizyczny, analityczny i numeryczny mechanizmu czworoboku przegubowego zaimplementowanego w napędzie samoczynnie składanego fotela konferencyjnego. Model ten wykorzystano w rozwiązaniu zadania optymalizacji, którego celem jest dobór rozmieszczenia węzłów czworoboku przegubowego o zminimalizowanych wymiarach, realizującego ściśle zadane dwa skrajne położenia kątowe członów. W efekcie przeprowadzonych symulacji dla wybranych konfiguracji geometrycznych

mechanizmu potwierdzono skuteczność proponowanej metody. Metoda ta może być stosowana jako narzędzie komputerowego wspomagania procesu projektowania, eliminująca żmudny i czasochłonny dobór rozmieszczenia węzłów czworoboku przegubowego tradycyjną metodą prób i błędów, wykreślą czy analityczną.

BIBLIOGRAFIA

1. Miller S., Teoria maszyn i mechanizmów. Analiza układów kinematycznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1996.
2. PN-EN 13200-4:2007: Obiekty widowiskowe. Część 4: Siedziska – Właściwości wyrobu.
3. PN-EN 12727:2004: Meble – Siedziska szeregowe. Metody badań oraz wymagania wytrzymałości i trwałości.
4. PN-EN 1729-1:2007: Meble – Krzesła i stoły dla instytucji edukacyjnych. Część 1: Wymiary funkcjonalne.
5. PN-EN 1729-2:2012: Meble – Krzesła i stoły dla instytucji edukacyjnych. Część 2: Wymagania bezpieczeństwa i metody badań.
6. Parszewski Z.: Teoria maszyn i mechanizmów, WNT Warszawa, 1976.
7. Morecki A., Trzaska S.: Zajęcia dydaktyczne z mechanicznej teorii maszyn, WNT, Warszawa 1965.
8. Wawrzecki J.: Teoria maszyn i mechanizmów. Wstęp do teorii mechanizmów przestrzennych. Politechnika Łódzka, Łódź 2008.
9. Młynarski T., Listwan A., Pazderski E., Teoria maszyn i mechanizmów. Cz. I. Synteza i analiza strukturalna mechanizmów. Politechnika Krakowska. Kraków 1997.

Method of the geometry determination of the four-linkage mechanism realising given tilt angles of the members

The paper presents method for determining the knots position of the four-bar linkage mechanism that realises given tilt angles of the members. In this method, numerical optimization is used in which the objective function is to minimize the length of the members, and the constraints result from the predetermined tilt angles of the members in the selected positions of the four-bar linkage. In the geometrical analysis of the mechanism an approach is used in which the four-bar linkage is treated as a closed polygon of vectors. The effectiveness of proposed method was confirmed during development of exemplary variants of the mechanism.

Autorzy:

dr hab. inż. **Tomasz Piątkowski** – Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. Kaliskiego 7, 85-793 Bydgoszcz, topiat@utp.edu.pl

mgr inż. **Mirosław Wolski** – Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. Kaliskiego 7, 85-793 Bydgoszcz, miroslaw.wolski@utp.edu.pl

mgr inż. **Przemysław Osowski** – Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. Kaliskiego 7, 85-793 Bydgoszcz, przemyslaw.osowski@utp.edu.pl