ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1987

Seria: MECHANIKA z. 86 Nr kol. 1012

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN I MECHANIZMÓW

11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Ryszard KARDASZ

OBR Maszyn Ziemnych i Transportowych
Stalowa Wola

Konrad PYLAK

Politechnika Lubelska
Lublin

MECHANIZMY Z CZŁONAMI HYDRAULICZNYMI W ŁAŃCUCHACH KINEMATYCZNYCH MANIPULATORÓW

Streszczenie. W referacie rozważa się możliwość zastosowania mechanizmów dźwigniowych z członami cieczowymi jako układów napędu ogniw łańcucha kinematycznego manipulatorów. W aspekcie struktury układy te mogą być uważane za płaskie mechanizmy dźwigniowe, w których pewne łączniki mechaniczne zostały zastąpione przez łączniki hydrauliczne. Rolę łącznika hydraulicznego pełni określona objętość cieczy. Taki łącznik może być skojarzony z członami, tworzącymi pary postępowe zrealizowane jako siłowniki hydrauliczne.

Wzięto pod uwagę kilka najprostszych schematów strukturalnych mechanizmów z członami cieczowymi. Rozważono możliwości ich włączenia w schematy kinematyczne manipulatorów. Dla tych możliwości wyprowadzono zależności określające funkcje położenia, a także analogii prędkości. Sformułowano ogólne zagadnienie syntezy rozważanych mechanizmów, dostosowując do jego potrzeb wcześniej otrzymane wzory.

1. Wprowadzenie

Optymalna struktura manipulatorów uniwersalnych jest wciąż sprawą dyskusyjną. Wybór struktury dla manipulatorów specjalizowanych prowadzić można do większej jeszcze różnorodności. Dlatego celowe wydaje się rozważanie przydatności mechanizmów o strukturze niekonwencjonalnej w konstruowaniu manipulatorów. Jedną z takich prób jest np. praca [1], rozważająca możliwość wykorzystania pantografów.

Niniejszy referat ma na celu przedstawienie różnorodności możliwych struktur i własności kinematycznych mechanizmów dźwigniowych z członami cie-

czowymi w aspekcie ich zastosowania w łańcuchach kinematycznych manipulatorów. Wydaje się, że mogą one stworzyć pewne nowe możliwości w konstruowaniu manipulatorów, szczególnie wtedy, gdy istotne jest osiąganie dużych sił lub niewielkich mas członów.

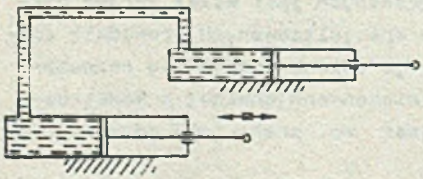
W klasyfikacji funkcjonalnej mechanizmy te stanowią oddzielną grupę, co wynika z ich cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Natomiast w kategoriach klasyfikacji strukturalnej można je uważać za płaskie mechanizmy dźwigniowe klasy drugiej lub trzeciej, w których pewne łączniki stałe zostały zastąpione łącznikami hydraulicznymi. Przez człon hydrauliczny rozumie się określoną objętość cieczy, biorącą udział w przenoszeniu ruchu. Łącznik cieczowy może być dołączony do członów, tworzących pary postępowe zrealizowane jako siłowniki hydrauliczne.

2. Uwagi na temat struktury

Łańcuch kinematyczny manipulatora jest dźwigniowym łańcuchem przestrzennym otwartym. Za jego zamknięcie można uważać łańcuchy napędowe poszczególnych ogniw. Analogiczne zamknięcie mogą stanowić łańcuchy rozważanych mechanizmów z członami cieczowymi. Włączone w mechaniczny układ manipulatora tworzą więzy, ograniczające w sposób celowy możliwości ruchowe niektórych członów.

Zastąpienie łącznika stałego cieczowym zmienia w istotny sposób własności kinematyczne mechanizmu, ponieważ łącznik hydrauliczny przekazuje jedynie przemieszczenia względne dwu członów tworzących parę postępową. Dlatego trudno ustalić ścisłą analogię pomiędzy mechanizmem z członem hydraulicznym a odpowiednim schematem mechanizmu dźwigniowego o członach stałych. Zatem "zamiana łączników" powinna być rozumiana jako zabieg w obrębie modyfikacji struktury.

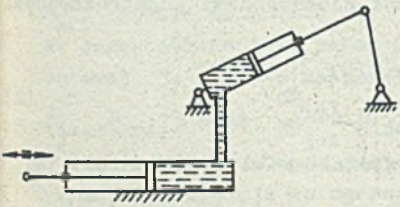
Wszystkie omawiane mechanizmy są układami jednobieżnymi o ruchliwości $W = 1$. Ścisłe wyznaczenie ruchliwości umożliwia wzór uniwersalny, podany w pracy [2]. Uwzględnia się tam spostrzeżenia o wprowadzeniu do układu przez każdy człon cieczowy $s = 7$ więzów i wyróżnia kategorię połączeń członów cieczowych z innymi ogniwami.



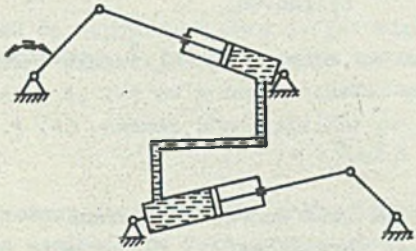
Rys. 1

Najprostszym przykładem mechanizmu z członem cieczowym jest czworobok przegubowy z łącznikiem hydraulicznym (rys. 1). Jest to przypadek szczególny, bowiem można ustalić dokładny schemat jego odpowiednika mechanicznego. Ponadto transformowany ruch jest ruchem członu czynnego względem podstawy.

Struktury bardziej rozbudowane można otrzymać np. przez dołączanie dodatkowych członów lub grup z zachowaniem warunku założonej ruchliwości. W ten sposób otrzymamy schematy pokazane na rys. 2 i 3. Nie będziemy rozważać mechanizmów o strukturach bardziej skomplikowanych. Zasadą włączenia mechanizmów z rys. 1, 2, 3 w łańcuch kinematyczny manipulatora jest odłączenie od podstawy i dołączenie do ogniw otwartego łańcucha manipulatora, zawierającego odpowiednie postacie par kinematycznych.



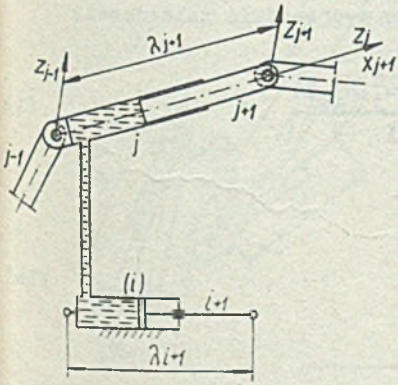
Rys. 2



Rys. 3

3. Analiza kinematyczna

W pracy bierze się pod uwagę model mechanizmu z członem cieczowym niepodatnym. Nie uwzględnia się też strat wynikających z oporów przepływu. Rozważania uwzględniające wpływ ściśliwości cieczy i oporów przepływu na kinematykę układu można przeprowadzić dla modelu o ustalonych już zasadniczych cechach konstrukcyjnych, a więc w końcowej fazie konstruowania. Przyjęcie takiego modelu wydaje się właściwe w aspekcie formułowanego w dalszej części pracy zagadnienia statycznej syntezy wymiarowej.



Rys. 4

Rozważymy możliwe zastosowania łańcuchów mechanizmów przedstawionych na rys. 1, 2, 3 i przeprowadzimy ich analizę kinematyczną.

Mechanizm z rys. 1, przeznaczony do zamiany ruchu postępowego na inny postępowy, może być zastosowany do napędu pary przesuwnej, umieszczonej w dowolnym miejscu łańcucha manipulatora lub do powiązania ruchów względnych w dwu parach postępowych i, j (rys. 4). Zależności analizy kinematycznej są oczywiste:

$$\Delta\lambda_{j+1} = r_{ij} \cdot \Delta\lambda_{i+1} \tag{1}$$

lub

$$\lambda_{j+1} = \lambda^{o}_{j+1} + r_{ij}(\lambda_{i+1} - \lambda^{o}_{i+1}) \qquad (1)$$

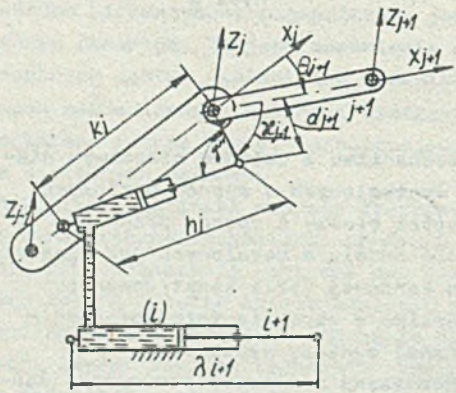
gdzie:

r_{ij} - przełożenie hydrauliczne siłowników $d\lambda_{j+1}/d\lambda_{i+1}$; dla przyjętej modelu wielkość stała i równa ilorazowi odpowiednich przekrojów cylindrów.

Zakres zmian długości λ ograniczony jest własnościami konstrukcyjnymi siłowników:

$$\Delta\lambda/\lambda^{o} \leq m \qquad (2)$$

We wszystkich wzorach oznaczenie "o" przy symbolu wielkości oznacza jej wartość początkową.



Rys. 5

Mechanizm, którego schemat przedstawia rys. 2, może służyć do zamiany ruchu postępowego na obrotowy lub obrotowego na postępowy. Stąd jego zastosowanie (rys. 5) do napędu pary obrotowej albo pary postępowej w dowolnym fragmencie łańcucha lub do powiązania ruchu względnego w parach: postępowej i obrotowej. W przypadku uzależnienia przemieszczeń w parze obrotowej członów j, j+1 od przemieszczeń w parze przesuwnej członów i, i+1 można wyprowadzić zależności:

$$\theta_{j+1} = \pi - \varkappa_{j+1} - \arccos \frac{k_j^2 + d_{j+1}^2 - h_j^2(\lambda_{i+1})}{2k_j d_{j+1}} \qquad (3)$$

gdzie:

$$h_j(\lambda_{i+1}) = h_j + r_{ij}(\lambda_{i+1} - \lambda_{i+1}) \qquad (3a)$$

$$h_j^{o} = \sqrt{k_j^2 + d_{j+1}^2 + 2k_j d_{j+1} \cos(\theta_{j+1} + \varkappa_{j+1})} \qquad (3b)$$

W celu zorientowania się w charakterze przebiegów prędkości, będziemy podawali również zależności na analogi prędkości, otrzymane w wyniku różniczkowania funkcji położenia. Tak więc dla omawianego schematu:

$$\frac{d\theta_{j+1}}{d_{i+1}} = \frac{-2r_{ij}h_j}{\sqrt{\left[h_j^2 - (k_j - d_{j+1})^2\right] \cdot \left[(k_j + d_{j+1}{}^2 - h_j^2\right]}} \tag{4}$$

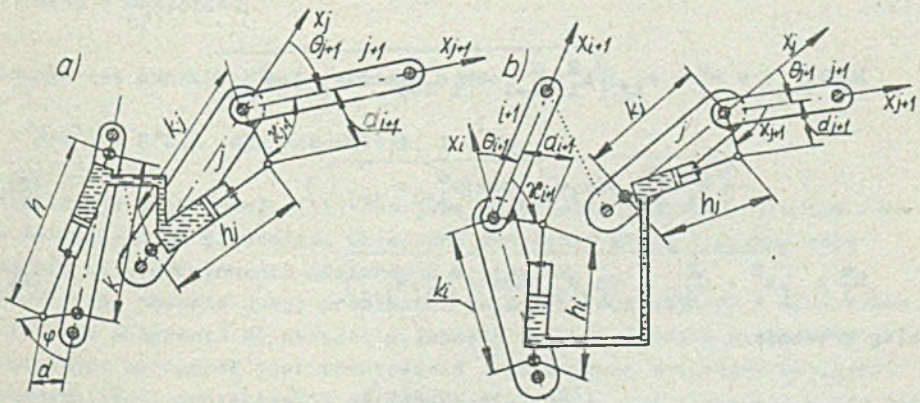
W przypadku wykorzystania układu do napędzania pary j, j+1 wielkość λ_{i+1} będzie długością h_i siłownika napędzającego. Jeżeli zaś uzależniamy przemieszczenia w parze przesuwnej i, i+1 od przemieszczeń w parze obrotowej j, j+1, to zależność (3) i (4) należy przekształcić do postaci: $\lambda_{i+1}(\theta_{j+1})$ oraz $\frac{d\lambda_{i+1}}{d\theta_{j+1}}(\theta_{j+1})$.

Zakres ruchu układu jest ograniczany przez warunki analogiczne do (2); ponadto obowiązują tu ograniczenia minimalnego kąta przełożenia:

$$\gamma > \gamma_{min} \tag{5}$$

przy czym (rys. 4): $\gamma = \begin{cases} \gamma' \text{ dla } \gamma' \leq \pi/2 \\ \pi - \gamma' \text{ dla } \gamma' > \pi/2 \end{cases}$

Mechanizm o schemacie jak na rys. 3 służy do zamiany ruchu obrotowego na inny obrotowy. Z tego względu można go wykorzystać do napędzania pary obrotowej znajdującej się w dowolnym miejscu łańcucha manipulatora (rys.6a) lub do funkcyjnego powiązania ruchów względnych par obrotowych sąsiednich członów: i, i+1 oraz j, j+1 (rys. 6b).



Rys. 6

Dla schematu z rys. 6a otrzymujemy zależności określające funkcję położenia

$$\theta_{j+1} = \pi - \varkappa_{j+1} - \arccos \frac{k_j^2 + d_{j+1}^2 - h_j^2(\varphi)}{2k_j d_{j+1}} \tag{6}$$

gdzie

$$h_j(\varphi) = h_j^o + r_{ij}\left(\sqrt{d^2+k^2+2kd\cos\varphi} - \sqrt{d^2+k^2+2kd\cos\varphi^o}\right) \tag{6a}$$

$$h_j^o = \sqrt{k_j^2+d_{j+1}^2+2k_j d_{j+1}\cos(\theta_{j+1}^o+\varkappa_{j+1})} \tag{6b}$$

Różniczkowanie (6) względem φ prowadzi do wzoru na funkcję analogu prędkości:

$$\frac{d\theta_{j+1}}{d\varphi} = \frac{2r_{ij}kd \cdot h_j \sin\varphi}{\sqrt{\left[h_j^2(k_j-d_{j+1})^2\right]\cdot\left[(k_j+d_{j+1})^2-h_j^2\right]\cdot(d^2+k^2+2kd\cos\varphi)}} \tag{7}$$

Podobne zależności mamy do schematu z rys. 6b:

$$\theta_{j+1} = \pi - \varkappa_{j+1} - \arccos \frac{k_j^2 + d_{j+1}^2 - h_j^2(\theta_{i+1})}{2k_j d_{j+1}} \tag{8}$$

gdzie:

$$h_j(\theta_{i+1}) = h_j^o + r_{ij}\left(\sqrt{k_i^2+d_{i+1}^2+2k_i d_{i+1}\cos(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1})} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{k_i^2+d_{i+1}^2+2k_i d_{i+1}\cos(\theta_{i+1}^o+\ {}_{i+1})}\ \right) \tag{8a}$$

$$h_j^o = \sqrt{k_j^2 + d_{j+1}^2 + 2k_j d_{j+1}\cos(\theta_{j+1}^o+\varkappa_{j+1})} \tag{8b}$$

Analog prędkości:

$$\frac{d\theta_{j+1}}{d\theta_{i+1}} = \frac{2r_{ij}k_i d_{i+1} h_j \sin(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1})}{\sqrt{\left[h_j^2-(k_j-d_{j+1})^2\right]\cdot\left[(k_j+d_{j+1})^2-h_j^2\right]\cdot\left[k_i^2+d_{i+1}^2+2k_i d_{i+1}\cos(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1})\right]}} \tag{9}$$

Dla obu powyższych schematów obowiązują także ograniczenia (2) i (5).

4. Problem syntezy

Dokonajmy próby sformułowania wyizolowanego zagadnienia syntezy rozpatrywanych mechanizmów, przy czym - dla uproszczenia - będzie to synteza ze względu na położenie.

W przestrzeni zmiennych decyzyjnych ograniczenia związane z geometrią, kinematyką, wytrzymałością, warunkami eksploatacji itp. wyznaczają obszar dopuszczalny S. Przykładem ograniczeń mogą być warunki (2) i (5). Dla każdego wariantu mechanizmu, któremu przyporządkowany jest wektor zmiennych decyzyjnych $\underline{X}$ o określonych wartościach składowych, istnieje w obszarze S realizowana przez wariant funkcja położenia; np. dla wariantu z rys. 6a:

$$\theta_{j+1} = \Phi(\varphi, X)$$

Określona jest również wymagana funkcja położenia, otrzymana np. drogą rozwiązania zadania odwrotnego kinematyki konstruowanego manipulatora:

$$\theta_{j+1} = \xi(\varphi)$$

Charakteryzującą każdy wariant funkcję odchyłki definiuje się jako:

$$\delta(\varphi, X) = \Phi(\varphi, X) - \xi(\varphi) \tag{10}$$

Jako przykładowego wskaźnika jakości wariantu mechanizmu (funkcji celu) użyjemy funkcjonału:

$$F(X) = \max_{(\varphi)} |\delta(\varphi, X)| \tag{11}$$

Poszukuje się punktu $X^* \in S$ takiego, że

$$F(X^*) \leqslant F(X) \quad \text{dla wszystkich} \quad X \in S.$$

Minimalizacja funkcjonału (11) nie jest oczywiście jedynym kryterium syntezy ze względu na położenie. Określone wymagania eksploatacyjne mogą prowadzić do sformułowania odmiennego kryterium.

Poświęcimy obecnie uwagę problemowi zmiennych decyzyjnych i sprowadzeniu funkcji położenia do postaci wygodnych do zastosowania w syntezie. Jak wiadomo, korzystne jest traktowanie jako zmienne decyzyjne wielkości związanych, tzn. odniesionych do innych wielkości. Zmniejsza się w ten sposób również liczbę parametrów przez uwzględnienie warunków podobieństwa między wymiarami mechanizmu. Dla przykładu zmodyfikujemy postacie funkcji położenia dla mechanizmów z rys. 6a i 6b. Proponuje się użycie następującej postaci zależności (6):

$$\theta_{j+1} = \pi - \varkappa_{j+1} - \arccos \frac{1+q_j^2-\left[f(\theta^o_{j+1}+\varkappa_{j+1})+q_{ij}f(\varphi)-q_{ij}f(\varphi^o)\right]^2}{2q} \tag{12}$$

gdzie (a także w dalszych wzorach):

$$q_i = \frac{d}{k}, \quad q_j = \frac{d_{j+1}}{k_j}, \quad q_{ij} = r_{ij}\frac{k}{k_j}$$

$$f(\varphi) = \sqrt{1+2q_i\cos\varphi+q_i^2}$$

$$f(\theta_{j+1}+\varkappa_{j+1}) = \sqrt{1+2q_j\cos(\theta_{j+1}+\varkappa_{j+1})+q_j^2}$$

W takim ujęciu wzór (7), określający zależność na analog prędkości, przyjmie postać:

$$\frac{d\theta_{j+1}}{d\varphi} = \frac{2q_iq_{ij}\sin\varphi\left[q_{ij}f(\varphi)-q_{ij}f(\varphi^o)+f(\theta^o_{j+1}+\varkappa_{j+1})\right]}{f(\varphi)\cdot\sqrt{4q_j^2-\left\{1+q_j^2-\left[q_{ij}f(\varphi)-q_{ij}f(\varphi^o)+f(\theta^o)+f(\theta^o_{j+1}+\ _{j+1})\right]^2\right\}^2}} \tag{13}$$

Zależność (13), a także wzór na analog przyspieszenia, który można otrzymać przez dalsze różniczkowanie, mogą być przydatne, gdy za kryterium syntezy uznamy optymalizację własności kinematycznych. Wektor zmiennych decyzyjnych ma dla schematu z rys. 6a składowe:

$$x = \left[q_i,\ q_j,\ q_{ij},\ \varphi^o,\ \theta^o_{j+1},\ \varkappa_{j+1}\right] \tag{14}$$

Analogiczne wzory dla mechanizmu z rys. 6b, otrzymane z (8), mają postać:

$$\theta_{j+1} = \pi - \varkappa_{j+1} - \arccos \frac{1+q_j^2-\left[q_{ij}f(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1})-q_{ij}f(\theta^o_{i+1}+\varkappa_{i+1})+f(\theta^o_{i+1}+\varkappa_{i+1})\right]^2}{2q_j} \tag{15}$$

gdzie, prócz uprzednio wyjaśnionych oznaczeń:

$$q_i = \frac{d_{i+1}}{k_i}, \quad q_{ij} = r_{ij}\frac{k_i}{k_j}, \quad f(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1}) = \sqrt{1+2q_i\cos(\theta_{i+1}+\varkappa_{i+1})+q_i^2}$$

Wektor zmiennych decyzyjnych dla tego schematu mechanizmu:

$$X = \left[q_i, q_j, q_{ij}, \theta^{o}_{i+1}, \varkappa_{i+1}, \theta^{o}_{j+1}, \varkappa_{j+1}\right] \tag{16}$$

Każde zadanie syntezy musi być rozwiązywane dla konkretnych wymagań konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Wyniki otrzymane w niniejszej pracy mogą przybliżyć problem tworzenia modeli rozważanych mechanizmów i stawiania konkretnych zadań syntezy.

Przykład sformułowania i rozwiązania zadania syntezy, wraz z podaniem i omówieniem wyników dla przypadku zastosowania mechanizmu z rys. 6b jako równoległowodu, zawiera wcześniejsza praca [3].

LITERATURA

[1] D.C.H. YANG and Y.Y. LIN: Pantograph mechanisms as a non-traditional manipulator structure. Mech. and Mach. Theory 20(2), 1985.

[2] S. MILLER: Analiza strukturalna układów kinematycznych z członami sztywnymi, podatnymi, cieczowymi i gazowymi. X Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna TMM, Warszawa 1984.

[3] R. KARDASZ, K. PYLAK: Uwagi o konstruowaniu równoległowodów hydraulicznych. X Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna TMM, Warszawa 1984 (Zb. ref. - uzupełnienia).

МЕХАНИЗМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ЗВЕНЬЯМИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ МАНИПУЛЯТОРОВ

Р е з ю м е

В работе обсуждается возможность применения рычажных механизмов с гидравлическими звеньями в качестве систем привода звеньев кинематических цепей манипуляторов. По структуре эти механизмы можно рассматривать как плоские рычажные механизмы, в которых некоторые твердые шатуны заменены гидравлическими шатунами. Роль гидравлического шатуна исполняет определенный объем жидкости. Такой шатун может быть связан со звеньями, составляющими поступательные пары в виде гидравлических цилиндров.

Приняты во внимание несколько самых простых структурных схем механизмов с жидкими звеньями (рис. 1, 2, 3). Рассуждены возможности их включения в кинематические схемы манипуляторов (рис. 4: 5, 6). Для этих возможностей получены уравнения, определяющие функции положения и аналоги скоростей

(уравн. 1-9). Сформулирована общая задача синтеза рассматриваемых механизмов. Раньше полученные формулы изменены по требованиям синтеза (уравн. 12, 13, 15). В качестве примера приводится решённая авторами в работе [3] задача синтеза.

MECHANISMS WITH HYDRAULIC LINKES
IN KINEMATIC CHAINS OF MANIPULATORS

S u m m a r y

In this paper the possibility of application of the linkages with the liquid links as the driving systems of members of the kinematic chain of manipulators is considered. In a type aspect these systems can be considered to be planar linkages at which some solid couplers are replaced by liquid couplers. A specified volume of a liquid constitutes the function of the hydraulic link. Such a coupler may be connected with links forming the prismatic pairs realized as the hydraulic servo-motors.

Several simplest type diagrams (Fig. 1,2,3) of the mechanisms with the liquid members have been taken into account. The possibilities of including ones in kinematic diagrams of manipulators have been considered (Fig. 4,5,6). For these possibilities the relationships determining the position and velocity functions have been educed (eqns 1-9). A general problem of synthesis of the considered mechanisms has been formulated. Therefore the previously obtained formulas have been modified (eqns 12, 13,15). As an example the question of synthesis soluted in authors' paper [3] is given.

Recenzent: Prof. zw. dr inż. Jan Oderfeld

Wpłynęło do redakcji: 17.XI.1986 r.