

XIII MIĘDZYNARODOWE KOŁOKWIUM
"MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"
13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
"MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"
25-28.04.1989 ZAKOPANE

Antoni GRONOWICZ

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Politechnika Wrocławska

PROBLEMY PROJEKTOWANIA MECHANIZMÓW NIERACJONALNYCH*

Streszczenie. W pracy zwraca się uwagę na potrzebę rozszerzenia procesu projektowania mechanizmów nieracjonalnych o dodatkowe elementy mające związek z ich specyficznymi własnościami. O możliwości ruchu mechanizmów tego typu decydują szczególne wartości pewnej grupy wymiarów geometrycznych członów. Identyfikowanie tych wymiarów oraz określanie ich wpływu na własności użytkowe to istotne zadania stojące przed konstruktorem mechanizmów nieracjonalnych.

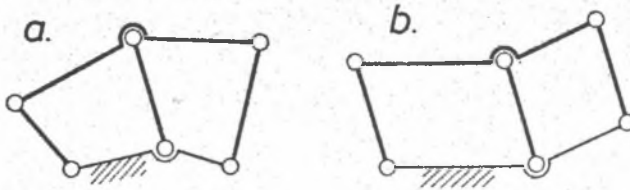
1. Strukturalne i geometryczne uwarunkowania własności ruchowych

W analizie mechanizmów przyjęto się określać własności ruchowe w oparciu o ruchliwość, wyliczaną z prostych reguł uwzględniających liczbę członów oraz par kinematycznych określonych klas. Ten teoretyczny wskaźnik (W_t) nie został w pełni potwierdzony przez praktykę, która wykorzystuje mechanizmy pomimo ich teoretycznej sztywności lub przesztynienia ($W_t \leq 0$). Wprowadzono nawet pojęcie ruchliwości rzeczywistej (W_r) dla opisu faktycznych własności ruchowych.

Możliwość ruchu względnego członów układu kinematycznego jest, obok struktury, zdeterminowana także wymiarami geometrycznymi, a ściślej relacjami pomiędzy tzw. wymiarami podstawowymi [2].

Na rys.1 przedstawiono dwa różne geometrycznie wykonania układu o tej samej strukturze. Wskaźnik ruchliwości $W_t = 0$ prawidłowo oddaje sytuację ruchową jedynie dla układu pierwszego (rys.1a). Wykonanie z rys.1b, w wyniku szczególnego doboru wymiarów geometrycznych, dysponuje możliwością ruchu ($W_r = 1$).

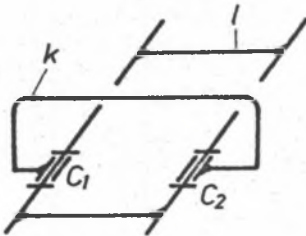
*Praca powstała w ramach RP-I.06



Rys.1. Układ sztywny (a) i mechanizm (b), posiadające jednakową strukturę

Fig.1. The frame (a) and the mechanism (b), both of the same structure

Ruch względny, uwarunkowany geometrią, obserwuje się także w ruchowych połączeniach dwóch członów, które charakteryzują się $W_{\pm} \leq 0$. Ma to miejsce w tzw. parach wielokrotnych, tworzonych np. dla poprawienia stanu obciążenia członów. Jedno z takich rozwiązań, przeznaczone dla realizacji ruchu względnego postępowego, przedstawiono na rys.2. Po dwóch prowadnicach tworzących człon 1 mają się przemieszczać dwie tuleje członu k, a poprawna współpraca wymaga zapewnienia równoległości oraz jednakowej odległości osi par obu członów ($W_{\pm} = -2$).



Rys.2. Ruchowe połączenie członów dla realizacji ruchu postępowego

Fig.2. The movable connection of two links for translatory motion

Te układy, które są strukturalnie sztywne ($W_{\pm} = 0$) lub przesztynwione ($W_{\pm} < 0$), a stają się fizycznie ruchliwe dzięki odpowiednio dobranym wartościom pewnych wymiarów, nazywa się często układami nieracjonalnymi. Ruch względny ich członów możliwy jest dlatego, że pewne więzy są biernymi, stanowiąc w istocie powtórzenia ograniczeń już istniejących.

Specyficzne własności mechanizmów nieracjonalnych powodują konieczność rozszerzenia procesu ich projektowania o elementy, które nie występują w syntezie układów bez więzów biernych. Chodzi tutaj w szczególności o ustalenie wymiarów podstawowych uwarunkowanych [2], którym należy poświęcić szczególną uwagę w fazie ich tolerowania i technicznej realizacji.

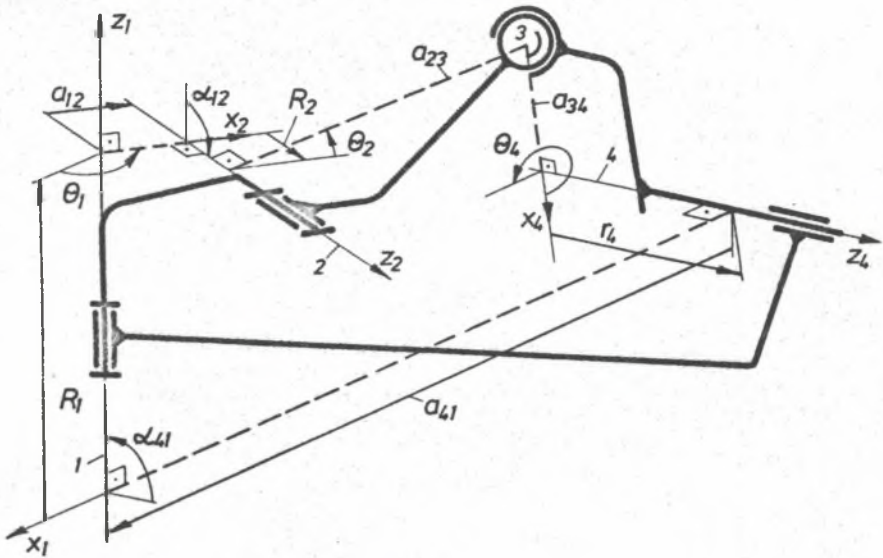
Nie mniej ważne jest określenie wpływu nieuniknionych odchyłek wykonawczych na własności użytkowe mechanizmów nieracjonalnych.

2. Geometria mechanizmów nieracjonalnych

Przedstawione dotąd przykłady były na tyle proste, że dla ustalenia warunków geometrycznych ruchu wystarczała intuicja. Zadanie to jest o wiele bardziej złożone dla układów przestrzennych. Przykładem niech będzie układ RRSC*.

Przyjmując oznaczenia parametrów geometrycznych jak na rys.3, otrzyma się następujący układ równań [1]:

* pary: R - obrotowa, T - postępow, C - cylindr., S - sferyczna



Rys.3. Ogólna postać mechanizmu RRSC
Fig.3. The general form of RRSC mechanism

$$a_{23}c_1c_2 - a_{23}s_1s_2c_{12} + R_2s_1s_{12} + a_{12}c_1 + a_{34}c_4 - a_{41} = 0 \quad (1)$$

$$a_{23}c_2s_1 + a_{23}s_2c_1c_{12} - R_2c_1s_{12} + a_{12}s_1 - a_{34}s_4c_{41} + r_4s_{41} = 0 \quad (2)$$

$$a_{23}s_2s_{12} + R_2c_{12} + R_1 + a_{34}s_4s_{41} + r_4c_{41} = 0 \quad (3)$$

gdzie: $s_i = \sin \theta_i$, $c_i = \cos \theta_i$, $s_{ij} = \sin \alpha_{ij}$, $c_{ij} = \cos \alpha_{ij}$

Równania (1), (2), (3) wiążą wymiary podstawowe a_{ij} , α_{ij} , R_i oraz zmienne θ_i , r_4 wyrażające przemieszczenia w parach. Umożliwiają one wyznaczenie wartości dowolnie wybranych trzech zmiennych parametrów par po założeniu czwartego.

Istotne zmiany we własnościach ruchowych omawianego układu kinematycznego wystąpią dla wykonawców szczególnych, spełniających określone warunki geometryczne, np.:

$$\alpha_{12} = \alpha_{41} = \pi/2 \quad (4)$$

$$a_{12} = a_{41} = 0 \quad (5)$$

$$R_1 = R_2 = 0 \quad (6)$$

Wtedy równania (1), (2), (3) znacznie się uproszczą i przyjmą postać:

$$a_{23}c_2c_1 + a_{34}c_4 = 0 \quad (7)$$

$$a_{23}c_2s_1 + r_4 = 0 \quad (8)$$

$$a_{23}^2 s_2 + a_{34}^2 s_4 = 0 \quad (9)$$

Przekształcenia zależności (7), (8), (9) prowadzą do związku:

$$a_{23}^2 - a_{34}^2 = r_4^2 \quad (10)$$

Zależność (10) pokazuje, że w parze cylindrycznej C nie występuje przemieszczenie liniowe, bowiem $r_4 = \text{const}$. Oznacza to, że para C może być zastąpiona parą R. Wtedy układ zmieni swą strukturę przyjmując postać RRSR. Jego ruchliwość ($W_4 = 0$) wskazuje, że jest to układ sztywny. Dla wykonania ogólnego c.o. najwyższej można go zmontować w jednym lub kilku położeniach.

Otrzymany układ RRSR jest jednym z licznej rodziny mechanizmów nieracjonalnych. Część wymiarów opisujących geometrię członów tego układu, związanych równaniami (4), (5) i (6), to wspomniane wymiary podstawowe uwarunkowane. Właśnie one powinny być przedmiotem szczególnej troski konstruktora.

Definiowanie geometrycznych warunków ruchu układów nieracjonalnych jest zadaniem stosunkowo złożonym. Wielokrotnie podejmowane próby rozwiązania globalnego (np. [3], [4]) nie przyniosły jak dotąd oczekiwanych rezultatów. Niemniej obecnie znana jest grupa takich układów. Część z nich, zestawiona w opracowaniu [1], może stanowić istotną pomoc dla konstruktora zajmującego się projektowaniem układów nieracjonalnych dźwigniowych.

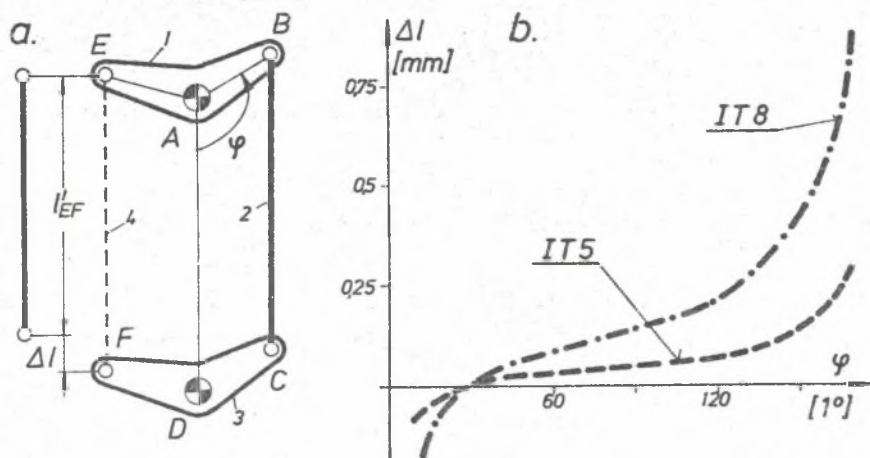
3. Efekty błędów technologicznych

Podejmując zadania opisu wpływu odchyłek na własności układów nieracjonalnych, zwróćmy uwagę, że w istocie są to mechanizmy przeszytynione. Wykazano już, że część wymiarów postawowych członów układów nieracjonalnych winna być zrealizowana ściśle według wartości nominalnych. Tymczasem każda technologia charakteryzuje się określonymi wartościami tolerancji wykonawczych. Nieuniknione odchyłki wymiarów uwarunkowanych dadzą o sobie znać w fazie montażu, który może wymagać wywołania korygujących odkształceń sprężystych członów. Skutkiem tego w układzie nieracjonalnym pojawiają się dodatki, na ogół cyklicznie zmienne, obciążenia członów i par.

Dla ilościowego opisu tego zjawiska rozpatrzmy mechanizm przedstawiony na rys.4. Jest to mechanizm równoległoboczny służący do transformacji ruchu obrotowego członu 1 na ruch członu 3. Mechanizm ten spełni swą funkcję również wtedy, gdy pozbawi się go jednego z łączników 2 lub 4. Obecność dwóch łączników sprawia, że nawet zakładając płaskość tego mechanizmu (wymaga to równoległości osi wszystkich par) mamy do czynienia z rozwiązaniem nieracjonalnym. Należy więc zapewnić szczególne wartości wymiarów, a mianowicie:

$$AD = BC = EF, AE = DF, AB = CD, \rightarrow EAB = \rightarrow FDC \quad (11)$$

Wykonanie z błędami wymiarów wychodzących w związku (11) może doprowadzić do sytuacji, w której ostatnia faza montażu, np. wmontowanie łącznika 4, będzie wymagało użycia siły. Przyczyną tego będzie odchyłka Δl (rys.4), przy czym, co bardzo istotne, wartość tej odchyłki jest także funkcją położenia układu. Przyjmując wymiary: $AD = BC = EF = 450 \text{ mm}$, $AE = DF = AB = CD = 60 \text{ mm}$, $\rightarrow EAB = \rightarrow FDC = \pi/2$, na rys.4b przedstawiono przebiegi zmian $\Delta l(\varphi)$ dla IT5 i IT8, przy symetrycznym rozkładzie tolerancji. Z wykresu $\Delta l(\varphi)$



Rys.4. Mechanizm równoległoboczny z dwoma łącznikami (a) i geometryczne skutki błędów wykonawczych (b)

Fig.4. The two coupler parallelogram (a) and geometrical results of technological errors (b)

widać, że dla tego mechanizmu istnieje położenie, w którym $\Delta l = 0$, a montaż nie wymaga odkształcenia członów. Jednak w czasie ruchu mechanizmu Δl zmienia się co do wartości i znaku. Oznacza to w praktyce wywoływanie na przemian rozciągania i ściskania łącznika 4, co oczywiście powoduje odkształcenia pozostałych członów. Wielkość sił towarzyszących tym odkształceniom zależna jest od sztywności układu. Zawsze jednak będą one przyczyną zwiększonych sił oddziaływania i tarcia w parach kinematycznych, nadmiernego zużycia elementów par, jak również obniżenia sprawności mechanicznej.

Te niekorzystne zjawiska mogą się jeszcze pogłębić w wyniku odkształceń członów spowodowanych czynnikami zewnętrznymi, np. temperaturą.

4. Uwagi końcowe

Z montażem i eksploatacją mechanizmów nieracjonalnych związane są zawsze określone trudności, tym wydatniejsze, im gorsza dokładność wykonania. Jednocześnie dzięki więzom biernym uzyskuje się w nich zamierzone korzystniejsze rozłożenie nacisków, podwyższenie sztywności, a także uproszczenie rozwiązania konstrukcyjnego.

Projektowanie tych mechanizmów musi uwzględniać fakt, że są to układy przeszywnione. W szczególności specjalnego potraktowania wymagają wymiary uwarunkowane poprzez uwzględnienie wpływu ich niedotrzymania na własności mechanizmów nieracjonalnych.

LITERATURA

- [1] GRONOWICZ A., MILLER S., TWARÓG W.: Projektowanie mechanizmów realizujących ruchy przerywane oraz mechanizmów dźwigniowych przeszywnionych. Raport nr 125/88 IKiEM P.Wr., Wrocław 1988.

- [2] MILLER S., GRONOWICZ A.: Wymiary podstawowe elementem oceny struktur układów kinematycznych. Archiwum Budowy Maszyn, z.2, 1982 (str. 235-244).
- [3] PAMIDI P.R., SONI A.H., DUKKIPATI R.V.: Necessary and Sufficient Existence Criteria of Overconstrained Five-Link ..., Trans. ASME, Ser. B, Vol. 95, 1977 (pp. 737-743).
- [4] Waldron K.I.: A study of Overconstrained Linkage Geometry by Solution of Closure Equations, Mech. and Mach. Theory, Vol. 8, 1973 (Part I - pp. 95-104, Part II - pp. 233-247).

SOME REMARKS ON DESIGNING OF OVERCONSTRAINED MECHANISMS

Summary

In the paper the attention is paid to the need of additional steps in the designing process of overconstrained mechanisms. For an arrangement of such a type certain values of some dimensions decide about motion possibility. Identification of these dimensions, as well as estimation of their influence on useful properties, are valued tasks for a designer of overconstrained mechanisms.

ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕРАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Резюме

В работе обращено внимание на нужды расширения процесса проектирования нерациональных механизмов дополнительными элементами, имеющими связь с их специфичными особенностями. О возможности движения механизмов этого типа решают особенные значения некоторой группы геометрических параметров членов. Идентификация этих параметров, а также определение их влияния на потребительские особенности является существенным заданием, ставящимся перед конструктором нерациональных механизмов.

Recenzent: doc. dr inż. K. Reich

Wpłynęło do Redakcji 20.XII.1988 r.