

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN  
I MECHANIZMÓW11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES  
AND MECHANISMS

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Kazimierz MACZYŃSKI, Stanisław SUWAJ

Instytut Mechaniczno-Konstrukcyjny

Politechnika Łódzka,

Filia w Bielsku-Białej

WPLYW PARAMETRÓW KINEMATYCZNYCH I KONSTRUKCYJNYCH  
MECHANIZMU NA JEGO PRZEŁOŻENIE DYNAMICZNE

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono iteracyjną metodę wyznaczania przełożenia dynamicznego mechanizmu dźwigniowego o sztywnych ogniwach przy uwzględnieniu tarcia w węzłach, mas ogniw mechanizmu oraz sił zewnętrznych działających na ogniwa. Przełożenie dynamiczne takiego modelu mechanizmu porównano z podanym w literaturze przełożeniem dynamicznym mechanizmu o ogniwach bezmasowych przy siłach zewnętrznych działających tylko na ogniwa wyjściowe mechanizmu. Pracę zilustrowano przykładem zastosowania tej metody do mechanizmu korbowo-suwowego i dla tego mechanizmu zbadano wpływ wielkości mas ogniw wewnętrznych, wpływ wielkości siły napędowej i wpływ prędkości katowej korby na przełożenie dynamiczne.

1. Wstęp

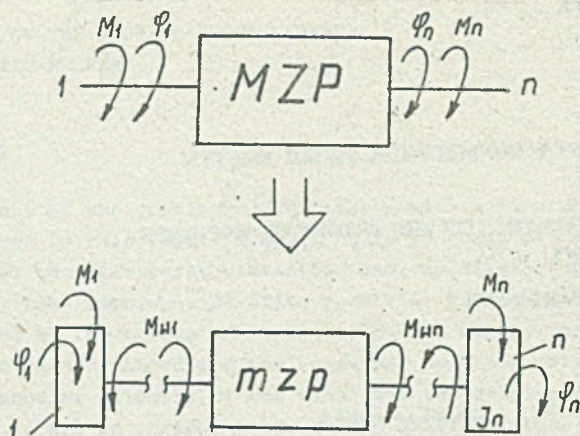
Wprowadzenie przełożenia dynamicznego  $\mathcal{K}$  jako wielkości opisującej - obok przełożenia kinematycznego - własności dynamiczne mechanizmu, ułatwia analizę złożonych układów napędowych zawierających mechanizmy o zmiennym przełożeniu.

W pracy [1] podano metodę analizy dynamicznej takich układów, przy czym w modelu mechanizmu uwzględniono dowolny rodzaj tarcia.

Jako założenia upraszczające przyjęto w tym modelu:

- ogniwa są sztywne i nie posiadają mas,
- w węzłach nie występują luzy,
- siły zewnętrzne działają jedynie na ogniwa wyjściowe.

Masy ogniw zewnętrznych mogą być w tej metodzie uwzględnione przez wyłączenie tych mas z mechanizmu w sposób zilustrowany na rys. 1, przy czym



Rys. 1

rozkład mas ogniw wyjściowych musi spełniać dodatkowe warunki: środki mas ogniw obrotowych muszą leżeć na osi obrotu tych ogniw, środki mas ogniw postępowych muszą leżeć na linii działania siły zewnętrznej działającej na to ogniwo.

Własności dynamiczne mechanizmu bezmasowego z rys. 1 są opisane przez:

- przełożenie kinematyczne

$$i = \frac{\dot{\varphi}_n}{\dot{\varphi}_1} \quad (1)$$

- przełożenie dynamiczne

$$\lambda = \frac{M_{w1}}{M_{wn}} \text{sign} i^+ \quad (2)$$

gdzie:

$$M_{w1} = M_1 - J_1 \ddot{\varphi}_1,$$

$$M_{wn} = M_n - J_2 \ddot{\varphi}_2,$$

$$\text{sign} i^+ = \begin{cases} \text{sign } i(\varphi_1)' & \text{gdy } i(\varphi_1) \neq 0 \\ \text{sign } i(\varphi_1 + \varepsilon \varphi_1) & \text{gdy } i(\varphi_1) = 0 \end{cases}$$

$\varepsilon$  - dowolnie mała liczba

$M_1, M_n$  - siły<sup>x)</sup> zewnętrzne działające na ogniwa wyjściowe 1 oraz  $n$  w kierunku ruchu tych ogniw.

W [1] podano metodę opisu matematycznego oraz metodę i programy rozwiązywania równań ruchu złożonych układów napędowych, zawierających mechanizmy o zmiennym przełożeniu. Błędy analizy dynamicznej wynikające z pominięcia mas ogniw wewnętrznych są w sposób oczywisty zależne od wartości pominiętych mas ogniw i sił działających na ogniwa. Jednak w [1] nie podano sposobu oceny wielkości tych błędów, a zarazem granic, w których można przeprowadzić analizę dynamiczną tego rodzaju układów napędowych przy użyciu tak uproszczonego modelu mechanizmu o zmiennym przełożeniu.

Jako cel niniejszej pracy przyjęto:

- 1) przedstawienie metody wyznaczania przełożenia dynamicznego  $\mathcal{K}$  mechanizmu o zmiennym przełożeniu przy uwzględnieniu zarówno mas wszystkich ogniw (przy dowolnym rozkładzie tych mas), jak i sił zewnętrznych działających na dowolne ogniwa,
- 2) analizę wpływu wielkości mas ogniw mechanizmu i sił przenoszonych przez mechanizm oraz prędkości ruchu mechanizmu na jego przełożenie dynamiczne.

## 2. Metodyka obliczania przełożenia dynamicznego

Do wyznaczenia przełożenia dynamicznego mechanizmu bezmasowego posłużono się w [1] i [2] metodą kół tarcia pozwalającą przy założonym tam modelu mechanizmu stosunkowo prosto wyznaczać zależności analityczne określające przełożenie dynamiczne  $\mathcal{K}$ . Przy rezygnacji z założenia co do braku mas ogniw metoda ta staje się mało efektywna.

W niniejszej pracy przełożenie dynamiczne wyznaczone zostanie z warunków równowagi kinetostatycznej.

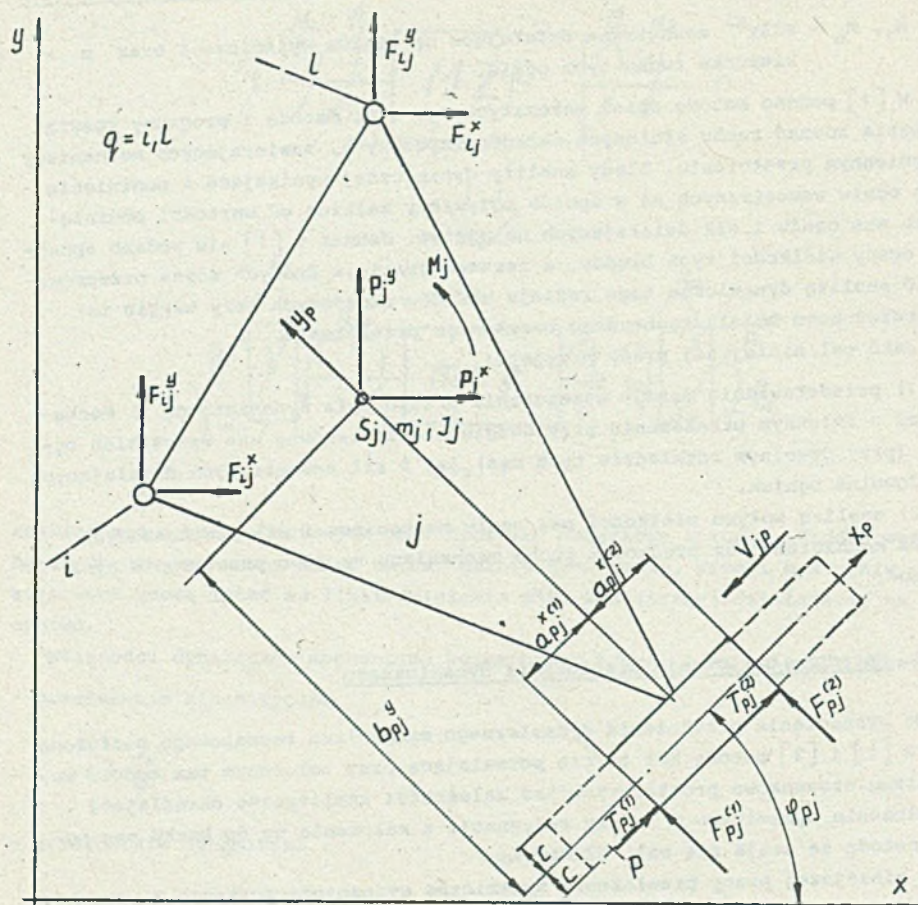
Dla ogniwa o numerze "j" (rys. 2) połączonego węzłami obrotowymi z ogniwami o numerach  $q$ , a węzłami postępowymi z ogniwami o numerach  $p$ , można - przyjmując model suwaka o reakcjach skupionych w narożach - napisać warunki równowagi kinetostatycznej w postaci:

$$m_j \ddot{x}_j = P_j^x + \sum_q F_{qj}^x - \sum_p (F_{pj}^{(1)} + F_{pj}^{(2)}) \sin \varphi_{pj} + \sum_p (T_{pj}^{(1)} + T_{pj}^{(2)}) \cos \varphi_{pj}$$

$$m_j \ddot{y}_j = P_j^y + \sum_q F_{qj}^y - \sum_p (F_{pj}^{(1)} + F_{pj}^{(2)}) \cos \varphi_{pj} + \sum_p (T_{pj}^{(1)} + T_{pj}^{(2)}) \sin \varphi_{pj} \quad (3)$$

$$J_j \ddot{\varphi}_j = \sum_q (M_q (F_{qj}^x) + M_q (F_{qj}^y)) + \sum_p [M_p (F_{pj}^{(1)}) + M_p (F_{pj}^{(2)})] + \sum_p [M_p (T_{pj}^{(1)}) + M_p (T_{pj}^{(2)})]$$

x) Termin "siła" jest tu rozumiany jako siła lub moment sił.



Rys. 2

gdzie:

 $m_j, J_j$   
 $P_j, M_j$ 

- masa i masowy moment bezwładności ogniwa  $j$ ,  
 - wypadkowa siła i wypadkowy moment sił zewnętrznych łącznie z siłami ciężkości zredukowane do środka masy ogniwa  $j$ ,

 $F_{qj}$ 
 $F_{pj}$ 
 $T_{pj}$ 

$M_g(F_{qj}), M_p(F_{pj}), M_p(T_{pj})$  - momenty sił  $F_{qj}, F_{pj}, F_{pj}$  względem środka masy ogniwa  $j$ ,

 $\varphi_{pj}$ 

- kąt między kierunkiem prowadnicy węzła  $pj$  a osią  $x$ .

Indeksy  $x, y$  oznaczają składowe powyższych sił odpowiednio w kierunkach  $x$  i  $y$ . Przy obliczaniu momentów sił tarcia w węzle postępowym  $M_P(T_{Pj}^{(1)})$  oraz  $M_P(T_{Pj}^{(2)})$  należy uwzględnić zmianę ramion działania sił  $T_{Pj}^{(1)}$  oraz  $T_{Pj}^{(2)}$  w zależności od zwrotu reakcji normalnych  $F_{Pj}^{(1)}$  oraz  $F_{Pj}^{(2)}$ . Ramię to można określić (rys. 2) jako:

$$r_{Pj} = b_{Pj}^y + \delta_{Pj} c \quad (4)$$

gdzie:

$$\delta_{Pj} = \text{sign } F_{Pj}$$

Składowe przyspieszeń łatwo wyznaczyć wykorzystując funkcje przenoszenia [3]:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_j &= s_{j1} \cdot \ddot{\varphi} + r_{j1} \cdot \dot{\varphi}^2 \\ \ddot{y}_j &= s_{j2} \cdot \ddot{\varphi} + r_{j2} \cdot \dot{\varphi}^2 \\ \ddot{\varphi}_j &= s_{j3} \cdot \ddot{\varphi} + r_{j3} \cdot \dot{\varphi}^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Warunki równowagi kinetostatycznej dla całego mechanizmu łącznie z ogniwem napędowym w liczbie  $3n$  równań - gdzie  $n$  jest liczbą ogniw - można zapisać w postaci jednego równania macierzowego:

$$B = W \cdot F + P + T \quad (6)$$

gdzie:

$B$  - wektor sił bezwładności,

$W$  - macierz współczynników reakcji,

$F$  - wektor reakcji w węzłach zawierający również moment (siłę) napędowy,

$$F = \text{col}[M_1, M_2, \dots, M_k, \dots, M_{3N}],$$

$P$  - wektor sił zewnętrznych,

$T$  - wektor sił tarcia.

Z równania (6) można wyznaczyć wektor reakcji  $F$ :

$$WF = B - P - T \quad (7)$$

Jeżeli przyjąć jako daną siłę zewnętrzną  $M_n$  działającą na ogniwo wyjściowe  $n$ , to wchodzi ona w wektor sił zewnętrznych  $P$ , a jednym ze składników obliczanego wektora  $F$  będzie siła zewnętrzną  $M_1$  działająca na ogniwo wyjściowe 1. Siłę tę można obliczyć jako:

$$M_1 = \frac{|W_M|}{|W|} \quad (8)$$

gdzie:  $|W|$  i  $|W_M|$  są wyznacznikami określonymi metodą Cramera.

Rozwijając wyznacznik  $|W_M|$  względem kolumny stanowiącej prawą stronę równania (7) otrzymuje się:

$$M_1 = \sum_{i=1}^{3n} a_{im} B_i - \sum_{i=1}^{3n} a_{im} P_i - \sum_{i=1}^{3n} a_{im} T_i \quad (9)$$

gdzie:

$m$  - numer kolumny macierzy odpowiadającej obliczanej sile  $M_1$

$$a_{im} = \frac{|W_{im}|}{|W|}$$

$|W_{im}|$  - minor wyznacznika  $|W|$  po wykreśleniu  $i$ -tego wiersza oraz  $m$ -tej kolumny.

Przełożenie dynamiczne mechanizmu zdefiniowane jako:

$$\chi = \frac{M_1}{M_n} \text{sign } i^+ \quad (10)$$

można więc wyrazić:

$$\chi = \left( \sum_{i=1}^{3n} a_{im} \frac{B_i}{M_n} - \sum_{i=1}^{3n} a_{im} \frac{P_i}{M_n} - \sum_{i=1}^{3n} a_{im} \frac{F_i}{M_n} \right) \text{sign } i^+ \quad (11)$$

Jak wynika z powyższych rozważań, przełożenie dynamiczne określonego mechanizmu jest zależne nie tylko od parametrów kinematycznych ( $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_2$ ), lecz również od sił zewnętrznych działających na ogniwo mechanizmu.

Dla modelu mechanizmu z założeniami upraszczającymi [1] wektor  $\mathbf{P}$  posiada tylko jeden niezerowy składnik  $M_n$ , a zerowe masy ogniw implikują  $\mathbf{B} \equiv 0$ .

Wtedy przełożenie dynamiczne:

$$\chi_0 = (-a_{im} - \sum_{i=1}^{3n} a_{im} \frac{T_i}{M_n}) \text{sign } i^+, \quad (12)$$

co pozwala - przy założeniu tarcia Coulombowskiego, uzależnić przełożenie dynamiczne tylko od położenia mechanizmu określonego współrzędną  $\varphi$ .

Z powyższych rozważań wynika, że wartość przełożenia dynamicznego z uwzględnieniem mas ogniw różni się od wyznaczonej w modelu uproszczonym [1] składnikami  $a_{im} \frac{B_i}{M_n}$ . Przy odpowiednio dużych obciążeniach mechanizmu (duże siły przenoszenia przez mechanizm) i małych siłach bezwładności (mechanizmy wolnobieżne) wartość składników  $a_{im} \frac{B_i}{M_n}$  może być pomijalnie małe. Podobny wpływ mają siły zewnętrzne  $P_i$ .

Obliczenie przełożenia dynamicznego przeprowadzono iteracyjnie ze względu na nieliniowe związki pomiędzy składowymi reakcjami a momentami tarcia. Dla stanu mechanizmu określonego przez  $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, P_i$  wyznaczono wektor reakcji przyjmując wartość sił tarcia z poprzedniego kroku:

$$F = W^{-1}(B - P - T_{i-1}), \quad T_0 = 0.$$

Na podstawie wektora  $F_i$  wyznacza się składowe wektora  $T_i$ , a następnie przyjmując  $i = i + 1$  wstawia ponownie do równania (13). Postępowanie iteracyjne prowadzi się do czasu, gdy spełniony będzie warunek:

$$\frac{\|F_i\| - \|F_{i-1}\|}{\|F_i\|} < \varepsilon$$

gdzie  $\varepsilon$  określa wymaganą dokładność iteracji.

### 3. Przykład liczbowy

Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla mechanizmu korbowo-suwowego przedstawionego na rys. 3, dla którego odpowiednie funkcje przenoszenia [3] mają postać:

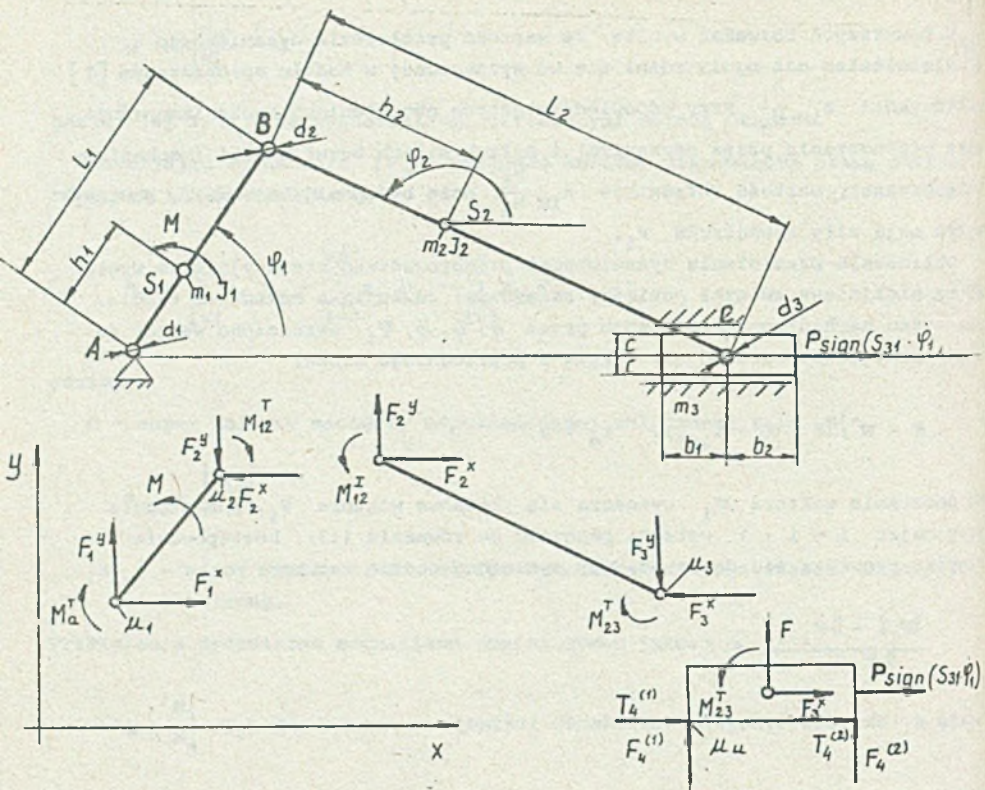
$$s_{11} = -h_1 \sin \varphi_1; \quad s_{12} = h_1 \cos \varphi_1; \quad s_{13} = 1,$$

$$s_{21} = -l_1 \sin \varphi_1 + h_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \sin \varphi_2; \quad s_{22} = l_1 \cos \varphi_1 - h_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos \varphi_2,$$

$$s_{23} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1},$$

$$\varphi_2 = \pi - \arcsin(\lambda \sin \varphi_1); \quad \lambda = \frac{l_1}{l_2},$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{-\lambda \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1}},$$



Rys. 3

$$s_{31} = -l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cdot \sin \varphi_2; \quad s_{22} = s_{23} = 0, \quad (14)$$

$$r_{11} = -h_1 \cos \varphi_1; \quad r_{12} = -h_1 \sin \varphi_1; \quad r_{13} = 0,$$

$$r_{21} = -l_1 \cos \varphi_1 + h_2 \left( \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \cos \varphi_2 + h_2 \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \sin \varphi_2,$$

$$r_{22} = -l_1 \sin \varphi_1 + h_2 \left( \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \sin \varphi_2 - h_2 \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \cos \varphi_2,$$

$$r_{23} = \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2},$$



$$\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1)\sin\varphi_1}{\sqrt{(1 - \lambda^2\sin^2\varphi_1)^3}}$$

$$r_{31} = -l_1\cos\varphi_1 + l_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos\varphi_2 + l_2 \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \sin\varphi_2,$$

$$r_{32} = r_{33} = 0.$$

Warunki równowagi kinetostatycznej tworzą układ równań:

$$F_1^X - F_2^X = m_1(s_{11} \cdot \ddot{\varphi}_1 + r_{11} \cdot \dot{\varphi}_1^2)$$

$$F_1^Y - F_2^Y = m_1(s_{12}\ddot{\varphi}_1 + r_{12}\dot{\varphi}_1^2) + m_1g$$

$$M + F_1^X h_1 \sin\varphi_1 - F_1^Y h_1 \cos\varphi_1 + (l_1 - h_1)F_2^X \sin\varphi_1 - (l_1 - h_1)F_2^Y \cos\varphi_1 =$$

$$J_1 \ddot{\varphi} + M_{O1}^T + M_{21}^T$$

$$F_2^X - F_3^X = m_2(s_{21}\ddot{\varphi}_1 + r_{21}\dot{\varphi}_1^2) \quad (15)$$

$$F_2^Y - F_3^Y = m_2(s_{22}\ddot{\varphi}_1 + r_{22}\dot{\varphi}_1^2) + m_2g$$

$$-h_2 \sin\varphi_2 \cdot F_2^X + h_2 \cos\varphi_2 \cdot F_2^Y - (l_2 - h_2) \sin\varphi_2 \cdot F_3^X +$$

$$+ (l_2 - h_2) \cos\varphi_2 F_3^Y = J_2(s_{23} \cdot \ddot{\varphi}_1 + r_{23}\dot{\varphi}_1^2) - M_{21}^T + M_{23}^T$$

$$F_3^X = -P - T_4^{(1)} - T_4^{(2)} + m_3(s_{31} \cdot \ddot{\varphi}_1 + r_{31}\dot{\varphi}_1^2)$$

$$F_3^Y + F_4^{(1)} + F_4^{(2)} = m_3g$$

$$F_4^{(1)} \cdot b_1 + F_4^{(2)} \cdot b_2 = M_{23}^T - T_4^{(1)} \cdot c \operatorname{sign} F_4^{(1)} T_4^{(2)} \cdot c \cdot \operatorname{sign} F_4^{(2)}$$

Układ równań (15) rozwiązano analitycznie otrzymując składowe reakcji:

$$F_1^x = d_1 + d_4 + d_6$$

$$F_3^x = d_6$$

$$F_2^x = d_4 + d_6$$

$$F_3^y = [-d_7 - h_2 \sin \varphi_2 (d_4 + d_6) + h_2 \cos \varphi_2 \cdot d_5 + (l_2 - h_2) \sin \varphi_2 \cdot d_6] / (-l_2 \cos \varphi_2)$$

$$F_2^y = d_5 + F_3^y$$

$$F_1^y = d_2 + F_2^y$$

$$M = d_3 - h_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot F_1^x + h_1 \cos \varphi_1 \cdot F_1^y - (l_1 - h_1) \sin \varphi_1 F_2^x + (l_1 - h_1) \cdot F_2^y$$

$$F_4^{(1)} = (-d_9 + b_2 \cdot d_8 - b_2 \cdot F_3^y) / (b_1 + b_2)$$

$$F_4^{(2)} = d_8 - F_3^y - F_4^{(1)}$$

gdzie:

$$d_1 = m_1 (s_{11} \ddot{\varphi}_1 + r_{11} \dot{\varphi}_1^2),$$

$$d_2 = m_1 (s_{12} \ddot{\varphi}_1 + r_{12} \dot{\varphi}_1^2 + g),$$

$$d_3 = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_{01}^T + M_{12}^T,$$

$$d_4 = m_2 (s_{21} \ddot{\varphi}_1 + r_{21} \dot{\varphi}_1^2),$$

$$d_5 = m_2 (s_{22} \ddot{\varphi}_1 + r_{22} \dot{\varphi}_1^2 + g),$$

$$d_6 = -P - T_4^{(1)} - T_4^{(2)} + m_3 (s_{31} \ddot{\varphi}_1 + r_{31} \cdot \dot{\varphi}_1^2),$$

$$d_7 = -M_{12}^T + M_{23}^T + J_2 (s_{23} \ddot{\varphi}_1 + r_{23} \dot{\varphi}_1^2),$$

$$d_8 = m_3 g,$$

$$d_9 = M_{23}^T - T_4^{(1)} \cdot c \cdot \text{sign} F_4^{(1)} - T_4^{(2)} \cdot c \cdot \text{sign} F_4^{(2)}.$$

Na podstawie składowych reakcji wyznacza się siły i momenty tarcia w węzłach:

$$M_{O1}^T = -\sqrt{(F_1^x)^2 + (F_1^y)^2} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \mu_1 \cdot \text{sign} \dot{\varphi}_1,$$

$$M_{12}^T = -\sqrt{(F_2^x)^2 + (F_2^y)^2} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \mu_2 \cdot \text{sign}((1 - s_{23})\dot{\varphi}_1),$$

$$M_{23}^T = -\sqrt{(F_3^x)^2 + (F_3^y)^2} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \mu_3 \cdot \text{sign}(s_{23}\dot{\varphi}_1),$$

$$T_4^{(1)} = |F_4^{(1)}| \cdot \mu_4 \cdot \text{sign}(s_{31}\dot{\varphi}_1),$$

$$T_4^{(2)} = |F_4^{(2)}| \cdot \mu_4 \cdot \text{sign}(s_{31} - \dot{\varphi}_1).$$

Postępowanie iteracyjne pozwala wyznaczyć moment  $M_1$ .

Przełożenie dynamiczne  $\mathcal{X}$  wyznaczono z zależności (10) wyrażonej tu jako:

$$\mathcal{X} = \frac{M}{F} \cdot \text{sign} s_{31}.$$

Obliczenia przeprowadzono na mikrokomputerze ZX SPECTRUM dla następujących danych liczbowych:

$$l_1 = 0,06 \text{ m}; \quad l_2 = 0,3 \text{ m}; \quad h_1 = 0; \quad h_2 = 0,15 \text{ m};$$

$$d_1 = 0,04 \text{ m}; \quad d_2 = 0,03 \text{ m}; \quad d_3 = 0,03 \text{ m};$$

$$b_1 = 0,02 \text{ m}; \quad b_2 = 0,03 \text{ m}; \quad c = 0,04 \text{ m}; \quad \ddot{\varphi}_1 = 0;$$

$$m_1 = m_3 = 0; \quad J_1 = 0.$$

Badano wpływ siły przyłożonej do suwaka, masy łącznika oraz prędkości katowej na wartości i przebieg przełożenia dynamicznego. Masę korby i suwaka pominięto, aby wyniki liczbowe odnieść do bezmasowego modelu przedstawionego w pracy [1].

W stosunku do przełożenia dynamicznego mechanizmu bezmasowego, uwzględnienie masy łącznika powoduje powiększenie przełożenia dynamicznego  $\mathcal{X}$  o

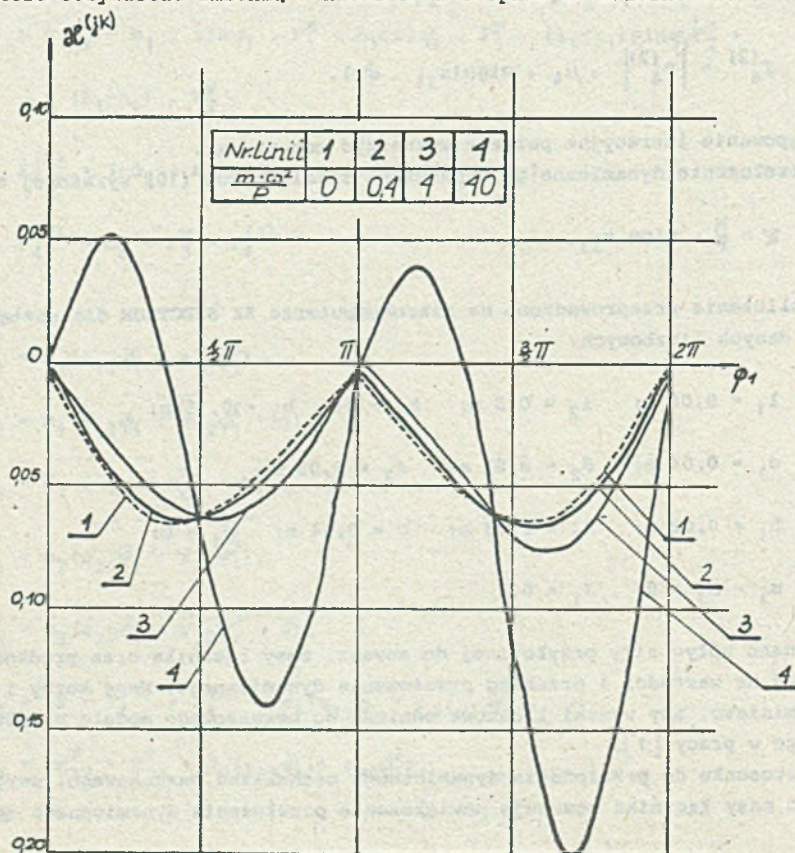
człony  $a_{im} \frac{B_i}{P}$ . W tym przykładzie (dla  $\ddot{\varphi}_1 = 0$ ) człon dodatkowy  $d$  określa wyrażenie:

$$d = a_{43} \frac{m_2 (r_{21} \dot{\varphi}_1)^2}{P} + a_{53} \frac{m_2 (r_{22} \dot{\varphi}_1)^2}{P} + a_{63} \frac{I_2 (r_{23} + \dot{\varphi}_1)^2}{P},$$

a zakładając pryzmatyczny przekrój łącznika przy stałej jego długości, czyli  $J_2 = k \cdot m_2$  otrzymuje się:

$$d = (a_{43} \cdot r_{21}^2 + a_{53} \cdot r_{22}^2 + a_{63} \cdot k \cdot r_{23}^2) \cdot \frac{m_2 \dot{\varphi}_1^2}{P}.$$

Wyrażenie w nawiasie jest tylko funkcją położenia  $\varphi_1$ . Wartość członu dodatkowego  $d$  jest więc - dla danego położenia - proporcjonalna do masy łącznika oraz kwadratu prędkości katowej korby, a odwrotnie proporcjonalna do siły  $P$ . W rozumowaniu powyższym pominięto dla uproszczenia siły tarcia, które oczywiście zmieniają w niewielkim stopniu te zależności.



Rys. 4

Na rys. 4 przedstawiono wpływ wyrażenia  $\frac{m_2 \omega_1^2}{P}$  na wartości i przebieg przełożenia dynamicznego  $\lambda$ . Z wykresu wynika, że dla analizowanego mechanizmu korbowo-suwowego wpływ ten jest pomijalny.

#### 4. Uwagi końcowe

Przedstawiona w pracy metoda wyznaczania przełożenia dynamicznego oraz przeprowadzona analiza numeryczna pozwalają wysunąć następujące wnioski:

1) Wpływ mas ogniw wewnętrznych mechanizmu na wartość przełożenia dynamicznego maleje dla rosnących wartości sił przenoszonych przez mechanizm, malejących wartości prędkości mechanizmu i malejących mas ogniw wewnętrznych.

2) Zaproponowana metoda wyznaczania przełożenia dynamicznego pozwala uwzględnić masy ogniw wewnętrznych i może być wykorzystana do analizy złożonych układów dynamicznych według algorytmów podanych w [1].

3) Czas obliczania jednej wartości przełożenia dynamicznego na mikrokomputerze ZX SPECTRUM nie przekracza kilku sekund, a liczba iteracji 2÷5, przy czym czas ten może być znacznie zmniejszony przy zastosowaniu komputera wyższej klasy.

#### LITERATURA

- [1] MACZYŃSKI K.: Dynamika układów napędowych zawierających mechanizmy o zmiennym przełożeniu. Zeszyt Naukowy Politechniki Łódzkiej, Rozprawy Naukowe z. 23, 1980.
- [2] MACZYŃSKI K.: Przełożenie kinematyczne podstawowych mechanizmów dźwigniowych. Zeszyt Naukowy Politechniki Łódzkiej, Mechanika z. 60, 1980.
- [3] DRANGA M.M., MANOLESCU N.I.: Matrix Equation for the Motion of Planar Mechanism with one Degree of Mobility Using Transmission Functions, Mechanism and Machine Theory, Vol. 12, 1977.

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА  
НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

Р е з ю м е

В работе представлен итерационный метод определения динамического отношения рычажного механизма с жесткими звеньями при учёте трения в узлах, масс звеньев механизма, а также внешних сил, действующих на звенья. Передаточное отношение такой модели механизма сравнено с литературными данными по передаточным отношениям механизмов с невесомыми звеньями при внешних силах, действующих только на исходное звено механизма. Работа иллюстрируется примером применения метода в кривошипно-ползучном механизме и для такого механизма исследовано влияние величины масс внутренних звеньев, величины приводной силы и влияние угловой скорости кривошипа на динамическое передаточное отношение.

THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIONAL AND KINEMATIC PARAMETERS  
OF THE MECHANISM UPON ITS DYNAMIC TRANSMISSION RATIO

S u m m a r y

In the paper the iterative method of calculating the dynamic transmission ratio of link mechanisms with rigid links, friction in pair bearings, mechanism links masses and external forces influencing the links have been presented. The dynamic transmission ratio of such a mechanism model has been compared with the published in literature dynamic transmission ratio of the massless links mechanism with the external forces influencing only the exit links of the mechanism. The paper has been illustrated with an example of application of the method to the slider-crank mechanism and the influence of internal links masses, driving force and angular velocity of the crank upon the dynamic transmission ratio has been examined.

Recenzent: Doc. dr inż. Tadeusz Młynarski

Wpłynęło do redakcji 11.XII.1986 r.