

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

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Andrzej CELMEROWSKI

Instytut Mechaniki  
Politechnika BiałostockaSYNTEZA NOŻYCOWEGO MECHANIZMU ŁAMANIA WYSIĘGNIKA  
ROLNICZEJ ŁADOWARKI CHWYTAKOWEJ

Streszczenie. W pracy przedstawiono pewną metodę funkcjonalnej syntezy nożycowego mechanizmu łamania wysięgnika rolniczej ładowarki hydraulicznej.

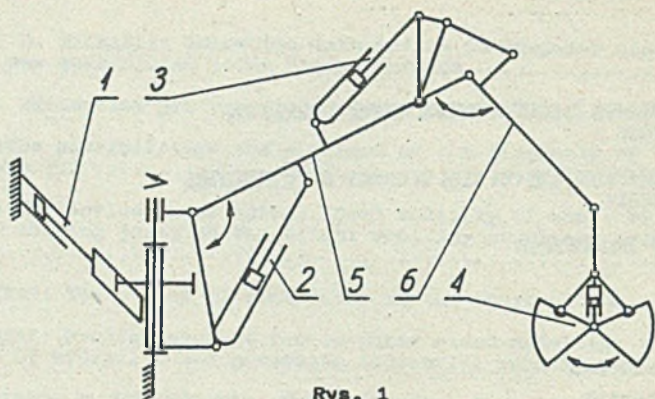
Przeprowadzone na przykładzie ładowarki chwytakowej T287-Troll350 obliczenia stanowią próbę poprawy parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych mechanizmu. Sformułowano szereg zależności charakteryzujących parametry pracy maszyny. Do rozwiązania zadania zastosowano metodę losowego przeszukiwania obszaru dopuszczalnego rozwiązań. Przeprowadzone tą metodą obliczenia optymalizacyjne pozwoliły na minimalizację masy mechanizmu przy założonych parametrach eksploatacyjnych.

### 1. Wprowadzenie

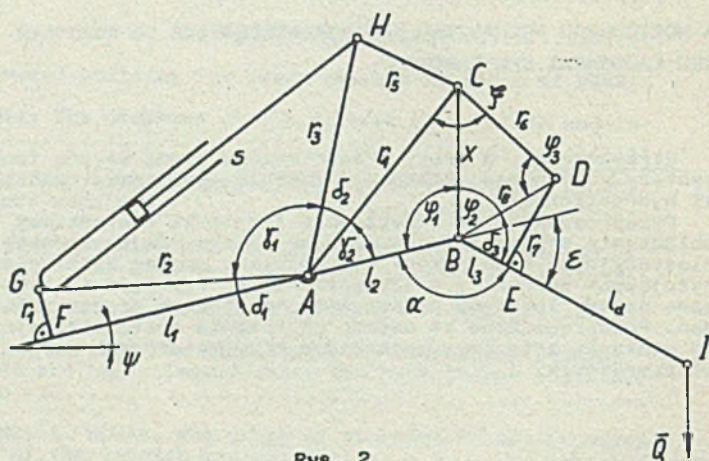
Osprzęt roboczy stanowi jeden z ważniejszych zespołów rolniczej ładowarki chwytakowej. W głównej mierze jego właściwości, zależne od parametrów geometrycznych, decydują o zdolnościach roboczych i możliwościach zastosowania maszyny. W osprzęcie tym można wyróżnić cztery elementarne mechanizmy ruchu (rys. 1): mechanizm obrotu wysięgnika wokół osi pionowej, mechanizm podnoszenia wysięgnika, mechanizm łamania wysięgnika oraz mechanizm chwytaka. Każdy z mechanizmów może być rozpatrywany oddzielnie.

Niniejszy referat dotyczy pewnej metody funkcjonalnej syntezy mechanizmu łamania wysięgnika rolniczej ładowarki chwytakowej T287-Troll350 i stanowi próbę minimalizacji masy mechanizmu przy założonych parametrach eksploatacyjnych.

Na rys. 2 przedstawiono schemat nożycowego mechanizmu łamania wysięgnika. Jest to płaski mechanizm o jednym stopniu swobody. Człon GH o zmien-



Rys. 1



Rys. 2

nej długości (siłownik hydrauliczny) napędza poprzez dźwignię AGH mechanizm dwukorbowy ABDC, w którym członem napędzanym jest korba BD związana z dziobem wysięgnika.

W celu przeprowadzenia syntezy tego mechanizmu sformułowano pewne zależności charakteryzujące parametry jego pracy, takie jak:

- kąt  $\epsilon$  łamania wysięgnika;
- obciążenie  $Q$  wysięgnika;
- ciśnienie oleju  $p$  w układzie hydraulicznym;
- siły w poszczególnych członach mechanizmu;
- współczynnik  $\theta$  nierównomierności prędkości kątowej;
- warunki istnienia trójkątów AGH, ACH i czworoboku ABDC.

2. Kąt łamania wysięgnika

Kąt  $\varepsilon$  łamania wysięgnika (rys. 2) określono jako różnicę:

$$\varepsilon = \alpha(s_0) - \alpha(s_1) \quad (1)$$

gdzie:

$\alpha(s)$  - kąt ustawienia dzioba względem wspory w funkcji długości  $s$  siłownika,

$s_{0,1}$  - minimalna i maksymalna długość siłownika.

Z założeń konstrukcyjnych wynika, że dla siłownika z wciągniętym tłoczyskiem wspora i dziób wysięgnika tworzą jeden kierunek, a więc:

$$\alpha(s_0) = \pi. \quad (2)$$

Wtedy:

$$\varepsilon = \pi - \alpha(s_1). \quad (3)$$

Funkcję  $\alpha(s)$  określono w następujący sposób:

a) z sumy kątów w punkcie B wyznaczono kąt  $\alpha$ :

$$\alpha = 2\pi - (\varphi_1 + \varphi_2 + \delta_3). \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \delta_3 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \delta_3 \\ &\quad - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \delta_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \delta_3; \end{aligned} \quad (4a)$$

b) funkcje kątów  $\varphi_1, \varphi_2, \delta_3$  wyznaczono z trójkątów

$$\left. \begin{aligned} \triangle ABC : \cos \varphi_1 &= \frac{1_2^2 + x^2 - r_4^2}{2 \cdot 1_2 \cdot x}, \quad \sin \varphi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \\ \triangle BCD : \cos \varphi_2 &= \frac{x^2 + r_8^2 - r_6^2}{2 \cdot x \cdot r_8}, \quad \sin \varphi_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_2}; \\ \triangle BED : \cos \delta_3 &= \frac{1_3}{r_8} \quad \sin \delta_3 = \frac{r_7}{r_8}; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

c) z  $\triangle ABC$  wyznaczono promień  $x$ :

$$x = \sqrt{r_4^2 + l_2^2 - 2 r_4 l_2 \cos \gamma_2} \quad (6)$$

d) z sumy kątów w punkcie A wyznaczono kąt  $\gamma_2$

$$\gamma_2 = \pi - (\delta_1 + \delta_2 + \gamma_1), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \cos \gamma_2 = & -\cos \delta_1 \cos \delta_2 \cos \gamma_1 + \sin \delta_1 \sin \delta_2 \cos \gamma_1 \\ & + \sin \delta_1 \cos \delta_2 \sin \gamma_1 + \cos \delta_1 \sin \delta_2 \sin \gamma_1; \end{aligned} \quad (7a)$$

e) funkcje kątów  $\delta_1, \delta_2, \gamma_1$  wyznaczono z trójkątów

$$\triangle FAG : \cos \delta_1 = \frac{l_1}{r_2} \quad \sin \delta_1 = \frac{r_1}{l_2};$$

$$\triangle HAC : \cos \delta_2 = \frac{r_3^2 + r_4^2 - r_5^2}{2r_3r_4}, \quad \sin \delta_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \delta_2}; \quad (8)$$

$$\triangle GAM : \cos \gamma_1 = \frac{r_2^2 + r_3^2 - s^2}{2r_2r_3}, \quad \sin \gamma_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \gamma_1}.$$

### 3. Analiza siłowa mechanizmu

Mechanizm jest obciążony siłą bierną  $Q$  przyłożoną do dzioba w punkcie I i skierowaną pionowo w dół. Siłą czynną jest siła rozwijana przez siłownik hydrauliczny. W dalszych rozważaniach pominięto siły masowe i tarcie. Dla danego położenia wysięgnika (kąt  $\psi$ ) i kąt  $\alpha = \alpha(\theta)$  określono reakcje w niewzajemnych członach mechanizmu uzyskując wyrażenia w postaci:

a) dla członu CD

$$P_6 = \frac{Q l_d r_6 \sin(\alpha + \psi)}{2 x r_8 \sin \gamma_2}, \quad (9)$$

b) dla członu GH (siłownik hydrauliczny)

$$P_8 = \frac{P_6 r_4 s \sin \xi}{2 r_2 r_3 \sin \gamma_1}. \quad (10)$$

2. Kąt łamanis wysięgnika

Kąt  $\varepsilon$  łamania wysięgnika (rys. 2) określono jako różnicę:

$$\varepsilon = \alpha(s_0) - \alpha(s_1) \quad (1)$$

gdzie:

$\alpha(s)$  - kąt ustawienia dzioba względem wspory w funkcji długości  $s$  siłownika,

$s_{0,1}$  - minimalna i maksymalna długość siłownika.

Z założeń konstrukcyjnych wynika, że dla siłownika z wciągniętym tłoczyskiem wspora i dziób wysięgnika tworzą jeden kierunek, a więc:

$$\alpha(s_0) = \pi. \quad (2)$$

Wtedy:

$$\varepsilon = \pi - \alpha(s_1). \quad (3)$$

Funkcję  $\alpha(s)$  określono w następujący sposób:

a) z sumy kątów w punkcie B wyznaczono kąt  $|\alpha|$ :

$$\alpha = 2\pi - (\varphi_1 + \varphi_2 + \delta_3). \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \delta_3 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 \\ &- \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \delta_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \delta_3; \end{aligned} \quad (4a)$$

b) funkcje kątów  $\varphi_1, \varphi_2, \delta_3$  wyznaczono z trójkątów

$$\left. \begin{aligned} \triangle ABC : \cos \varphi_1 &= \frac{l_2^2 + x^2 - r_4^2}{2 l_2 x}, \quad \sin \varphi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \\ \triangle BCD : \cos \varphi_2 &= \frac{x^2 + r_8^2 - r_6^2}{2 x r_8}, \quad \sin \varphi_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_2}; \\ \triangle BED : \cos \delta_3 &= \frac{l_3}{r_8} \quad \sin \delta_3 = \frac{r_7}{r_8}; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

c) z  $\Delta ABC$  wyznaczono promień  $x$ :

$$x = \sqrt{r_4^2 + r_2^2 - 2 r_4 r_2 \cos \gamma_2} \quad (6)$$

d) z sumy kątów w punkcie  $A$  wyznaczono kąt  $\gamma_2$

$$\gamma_2 = \pi - (\delta_1 + \delta_2 + \gamma_1), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \cos \gamma_2 &= -\cos \delta_1 \cos \delta_2 \cos \gamma_1 + \sin \delta_1 \sin \delta_2 \cos \gamma_1 \\ &+ \sin \delta_1 \cos \delta_2 \sin \gamma_1 + \cos \delta_1 \sin \delta_2 \sin \gamma_1; \end{aligned} \quad (7a)$$

e) funkcje kątów  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\gamma_1$  wyznaczono z trójkątów

$$\Delta FAG : \cos \delta_1 = \frac{r_1}{r_2}, \quad \sin \delta_1 = \frac{r_1}{r_2};$$

$$\Delta HAC : \cos \delta_2 = \frac{r_3^2 + r_4^2 - r_5^2}{2r_3 r_4}, \quad \sin \delta_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \delta_2}; \quad (8)$$

$$\Delta GAM : \cos \gamma_1 = \frac{r_2^2 + r_3^2 - s^2}{2r_2 r_3}, \quad \sin \gamma_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \gamma_1}.$$

### 3. Analiza siłowa mechanizmu

Mechanizm jest obciążony siłą bierną  $Q$  przyłożoną do dzioba w punkcie  $I$  i skierowaną pionowo w dół. Siłą czynną jest siła rozwijana przez siłownik hydrauliczny. W dalszych rozważaniach pominięto siły masowe i tarcie. Dla danego położenia wysięgnika (kąt  $\psi$ ) i kąt  $\alpha = \alpha(s)$  określono reakcje w niewzajemnych członach mechanizmu uzyskując wyrażenia w postaci:

a) dla członu  $CD$

$$P_6 = \frac{Q_1 r_6 \sin(\alpha + \psi)}{2 \times r_6 \sin \gamma_2}. \quad (9)$$

b) dla członu  $GH$  (siłownik hydrauliczny)

$$P_8 = \frac{P_6 r_4^3 \sin \gamma_2}{2 r_2 r_3 \sin \gamma_1}. \quad (10)$$

Siła maksymalna  $P_{s \max}$  rozwijana przez siłownik jest zależna od jego powierzchni czynnej  $F_c$  i ciśnienia  $p$  oleju w układzie zasilającym. Siłę  $P_{s \max}$  wyrażono zależnością:

$$P_{s \max} = p \cdot F_c \quad (11)$$

gdzie:

$$F_c = \begin{cases} 0,25\pi (d_c^2 - d_t^2), & \text{dla } \alpha(s) + \phi \geq \frac{\pi}{2} \\ 0,25\pi d_c^2 & \text{dla } \alpha(s) + \phi < \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

Mechanizm będzie pracował poprawnie, jeżeli dla każdej wartości kątów  $\phi$  i  $\alpha(s)$  spełniony będzie warunek:

$$P_s < P_{s \max} \quad (12)$$

W celu obniżenia do minimum obciążeń dynamicznych układu należy dążyć do tego, aby przy jednostajnym ruchu tłoczyśka siłownika dziób obracał się z możliwie stałą prędkością kątową. Dla uproszczenia dalszych rozważań określono współczynnik  $\theta$  nierównomierności prędkości kątowej w pozycji:

$$\theta = \frac{|\dot{\alpha}(s)_{\max}|}{\dot{\alpha}(s)_{\min}} \quad (13)$$

gdzie:

$\dot{\alpha}(s)_{\max, \min}$  - maksymalna i minimalna prędkość kątowa dzioba względem wspory w jednym cyklu roboczym.

Z uwagi na skomplikowaną postać funkcji  $\alpha(s)$  różniczkowanie jej przeprowadzono metodą numeryczną. Wybrano wzór na obliczanie wartości pochodnej [1]:

$$\dot{\alpha}_0 = \frac{1}{h} \sqrt{\frac{2}{3}} (\alpha_{+1} - \alpha_{-1}) - \frac{1}{12} (\alpha_{+2} - \alpha_{-2}) \quad (14)$$

gdzie:

- $\dot{\alpha}_0$  - wartość pochodnej funkcji  $\alpha$  w punkcie bieżącym,
- $\alpha_{\pm 1,2}$  - wartości funkcji  $\alpha$  w punktach przed i po punkcie bieżącym,
- $h$  - krok z jakim badano funkcję  $\alpha$ .

#### 4. Metodyka i wyniki obliczeń

Synteza nożycowego mechanizmu łamania wysięgnika polega na takim doborze wymiarów  $r_1, r_{3-7}, l_{1-3}$  mechanizmu oraz parametrów znormalizowanego siłownika hydraulicznego (średnica cylindra  $d_c$  i tłoczyska  $d_t$  oraz skok  $\Delta s$ ), aby spełniane były narzucone geometryczne, eksploatacyjne i konstrukcyjna ograniczenia między innymi takie, jak: narzucony zakres dopuszczalnych kątów łamania wysięgnika, maksymalne dopuszczalne przyspieszenia kątowe, maksymalne dopuszczalne ciśnienie oleju w układzie hydraulicznym, warunki wynikające z takiej a nie innej konstrukcji siłowników hydraulicznych, założone długości niektórych członów mechanizmu czy ograniczenia materiałowe.

Do rozwiązania zagadnienia ze względu na znaczną liczbę niewiadomych zastosowano metodę losową. Przy użyciu EMC z założonego obszaru dopuszczalnego losowano zestawy zmiennych decyzyjnych i sprawdzono czy spełniają one przyjęte ograniczenia. Przy wyborze rozwiązania optymalnego przyjęto funkcję celu w ogólnej postaci:

$$F_{\text{cel}} = F_{\text{cel}}(d_c, d_t, \Delta s, r_1, r_{3-7}, l_{1-3}), \quad (15)$$

która dla najmniejszego siłownika pozwala na minimalizację masy mechanizmu.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń przedstawiono w tabeli 1. Porównano parametry nożycowego mechanizmu łamania wysięgnika rolniczej ładowarki chwytakowej T287-Troll350 z parametrami obliczonymi wg metody przedstawionej w referacie dla siłownika hydraulicznego typu CJ2-80-45-500 (takiego jak w ładowarce Troll) i dla siłownika CJ2-63-36-500 mniejszego i tańszego.

#### 5. Wnioski

W referacie przedstawiono przykład wykorzystania metody losowego przeszukiwania obszaru dopuszczalnego rozwiązań do optymalizacji mechanizmu łamania wysięgnika ładowarki rolniczej. Obliczenia przeprowadzono przedstawioną metodą pozwoliły na [2]:

- obniżenie masy mechanizmu z siłownikiem CJ2-80/45/500 o ok. 7,6%, bez pogorszenia jego parametrów pracy;
- zastosowanie siłownika typu CJ2-63/36/500 o mniejszej średnicy cylindra.



Tabela 1

Parametry mechanizmu	Oznaczenie	Wymia- ry	Mechanizm z siłownikiem typu		
			CJ2-80-45-500		CJ2-63- -36-500
			Troll		
Długość dzioba	$l_d$	m	1,500	1,500	1,500
Obciążenie zewnętrzne	Q	N	5250,	5250,	5250,
<b>Siłownik:</b>					
- średnica cylindra	$d_c$	m	0,080	0,080	0,063
- średnica tłoczyska	$d_t$	m	0,045	0,045	0,036
- skok	$\Delta s$	m	0,500	0,500	0,500
Kąt łamania wysięgnika	$\varepsilon$	°	148	146	143
Współczynnik nierówno- mierności prędkości kątownej	$\theta$	-	4,17	3,60	4,13
<b>Parametry geometryczna</b>					
	$l_1$	m	0,912	0,927	0,784
	$l_2$	m	0,180	0,150	0,173
	$l_3$	m	0,035	0,077	0,130
	$r_1$	m	0,110	0,024	0,003
	$r_3$	m	0,370	0,397	0,444
	$r_4$	m	0,312	0,264	0,440
	$r_5$	m	0,096	0,189	0,127
	$r_6$	m	0,300	0,290	0,400
	$r_7$	m	0,255	0,217	0,326

## LITERATURA

- [1] RUMSISKIJ L.Z.: Matematyczaskaja obrabotka rezultatow ekaperimenta. Spravočnoja rukowodstwo, "Nauka", Moskwa 1974.
- [2] Opracowanie naukowo-badawcze nr 60/84-RNN/U/506/84. "Ładowarka chwy-  
takowa nabudowana na jednoosiowym rozrzutniku obornika". Politechni-  
ka Białostocka, 1985.

СИНТЕЗ НОЖНИЦОВОГО МЕХАНИЗМА ЛОМКИ СТРЕЛЫ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ГРЕЙФЕРНОГО ПОГРУЗЧИКА

Р е з ю м е

В работе представлен метод функционального синтеза ножницового механизма ломки стрелы сельскохозяйственного грейферного погрузчика. Применен метод выборного поиска допустимой зоны решения. Выполнены оптимизационные вычисления, которые разрешили уменьшить массу механизма.

THE SYNTHESIS OF THE SHEARS MECHANISM TO BREAK  
THE EXTENSION ARM OF THE AGRICULTURAL GRABER LOADER

S u m m a r y

In the article the functional synthesis method of the shears mechanism to break the extension arm of the agricultural graber loader is displayed. There were used the random search methods of the permissible range of the solutions. The investigated optimisation calculations allowed the reduction of the mass of the mechanism.

Recenzent: Dr inż. Henryk Skowron

Wpłynęło do redakcji: 30.X.1986 r.