

**XV KONFERENCJA NAUKOWA  
PROBLEMY ROZWOJU MASZYN ROBOCZYCH  
i  
XI KONFERENCJA NAUKOWA  
PROBLEMY W KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI  
MASZYN HUTNICZYCH I CERAMICZNYCH  
Zakopane 2002**

Marek Martyna\*, Jan Zwolak\*\*

\* HSW-OBR Stalowa Wola

\*\*HSW-OBR Stalowa Wola

**SYSTEM KOMPUTEROWY PROJEKTOWANIA  
PRZEKŁADNI ZĘBATYCH**

Streszczenie: W pracy przedstawia się koncepcję systemu komputerowego służącego do projektowania przekładni zębatych o prostej i śrubowej linii zęba. System ten umożliwia wielokryterialną optymalizację oraz pozwoli na animację kinematyki przekładni.

Opisano strukturę systemu i aktualny stan prac. Przedstawiono przykład polioptymalizacji przekładni 8 biegowej (typu power shift) stosowanej w ładowarkach kołowych.

## 1. WSTĘP

Projektanci i konstruktorzy przekładni zębatych w swojej pracy najczęściej wykonują obliczenia wytrzymałościowe według znanych norm ISO [1], DIN [2] oraz AGMA [3]. Podane w nich wzory odnoszą się jednak do pojedynczej pary zębatej, a zatem nie mogą być bezpośrednio wykorzystane w obliczeniach złożonych przekładni zębatych, jakimi są na przykład skrzynie przekładniowe typu „power shift”. Należy zatem utworzyć odpowiednią strukturę par zębatych z całego łańcucha kinematycznego skrzyni przekładniowej, na każdym stopniu jej przełożenia, po czym poszczególne pary zębate będą identyfikowane przez system komputerowy i poddawane obliczeniom geometrycznym i wytrzymałościowym.

Przedmiotem pracy jest budowa systemu komputerowego ‘PRZEKŁADNIA’, służącego do projektowania przekładni zębatych o prostej i śrubowej linii zęba. System ten pozwoli na wielokryterialną optymalizację przekładni ze względu na różne wybierane skojarzenia kryteriów (na przykład: minimalna masa, minimalne naprężenia, maksymalna trwałość). System będzie zrealizowany jako aplikacja Windows, z wszelkimi wynikającymi z tego faktu korzyściami. Z punktu widzenia użytkownika będzie to przyjazny interfejs, wyposażony w menu, ikonki wybranych opcji, system dialogowy oraz system pomocy kontekstowej. Przewiduje się możliwość animacji działania przekładni, z interaktywnym sterowaniem obrotem w przestrzeni całej przekładni i możliwością oglądania jej elementów w ruchu.

Układ kinematyczny przekładni będzie budowany w sposób graficzny, na ekranie poprzez wskazanie i przeciągnięcie wybranych elementów (ze zdefiniowanych palet elementów) do właściwego miejsca na ekranie. Poprzez okienka dialogowe będą podawane lub modyfikowane przez użytkownika na przykład: dane elementów, informacje o obciążeniach oraz parametry optymalizacji. Obliczenia wytrzymałościowe przekładni będzie można realizować według normy ISO 6336 lub DIN 3990. Przewiduje się duże korzyści z eksploatacji systemu 'PRZEKŁADNIA', znacznie krótszy cykl projektowy, zoptymalizowane elementy jak i całość przekładni.

W dalszej części pracy przedstawiono przykład polioptymalizacji przekładni zębatej 8 biegowej (typu power shift), która jest stosowana w maszynach roboczych typu ładowarki kołowe.

## 2. ZARYS STRUKTURY SYSTEMU

W systemie można wyróżnić następujące moduły: START, STRUKTURA, OPTYM, GEOMETRIA, ZGIN\_ZĘBA, WYTRZ\_KONT, WAŁY, ŁOŻYSKA, WYDRUK, DECYZJA, ANIMACJA, STOP, pokazane na rys.1. Znaczenie poszczególnych modułów jest następujące:

START	- moduł odpowiedzialny za uruchomienie całości obliczeń, wczytanie danych do obliczeń
STRUKTURA	- budowa w sposób graficzny układu kinematycznego przekładni (wskazanie i przeciągnięcie wybranych elementów z palet, do właściwego miejsca na ekranie) lub wczytanie wcześniej wygenerowanej struktury układu; rozpoznawanie struktury układu dla poszczególnych biegów
OPTYM	- uruchomienie optymalizacji wielokryterialnej dla zaproponowanej przez program lub wybranej przez użytkownika procedury optymalizacji oraz zestawu kryteriów cząstkowych
GEOMETRIA	- wyznaczenie parametrów geometrycznych kół zębatych i par kół oraz niektórych parametrów pomiarowych
ZGIN_ZĘBA	- obliczenia wytrzymałości na zginanie zęba dla wszystkich dopuszczalnych skojarzeń kół zębatych i każdego z biegów
WYTRZ_KONT	- wyliczenie naprężeń kontaktowych w parach zębatych (sprawdzane są wszystkie dopuszczalne skojarzenia kół zębatych)
WAŁY	- obliczenia wytrzymałościowe wałów
ŁOŻYSKA	- dobór łożysk
WYDRUK	- wydruk wyników pośrednich
DECYZJA	- moduł sterujący, w którym podejmowane są decyzje związane na przykład: ze zmianą procedury optymalizacji, zmianą kryteriów cząstkowych, zmianą danych, z zakończeniem obliczeń
ANIMACJA	- możliwość przedstawienia skrzyni przekładniowej w ruchu, w ujęciu przestrzennym, ze sterowaniem obrotem przekładni
STOP	- wydruk wyników końcowych, zakończenie obliczeń



Wykorzystanie optymalizacji wielokryterialnej umożliwia, z punktu widzenia użytkownika (zestawy kryteriów cząstkowych, wagi kryteriów), różne podejścia do projektowania skrzyń przekładniowych. Wprowadzono, w przypadku uzyskania lokalnych minimów, automatyczne wznawianie obliczeń przez program, z odpowiednią modyfikacją punktu startowego (2 metody: zdeterminowana oraz losowa).

Ze względu na olbrzymią ilość parametrów, współczynników niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń, przyjęto zasadę, że prawie wszystkie dane będą miały, w okienkach dialogowych, wstępnie przyjęte wartości (proponowane przez program). Oczywiście, można będzie prawie każdą z nich zmienić w odpowiednim okienku dialogowym. Wobec powyższego, nawet użytkownik z niewielką wiedzą w zakresie projektowania przekładni zębatych, będzie w stanie przeprowadzić obliczenia i uzyskać zadowalające wyniki.

### **3. AKTUALNY STAN PRAC**

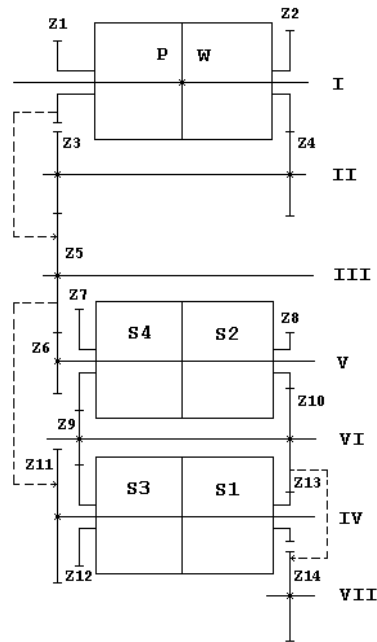
Prace nad systemem są w stadium realizacji. Aktualnie zbudowane i częściowo zweryfikowane zostały niektóre moduły dla obliczeń przekładni zębatych o prostej linii zęba i według normy ISO. Część modułów z rys.1 działa w uproszczonej formie, na przykład blok STRUKTURA pracuje w ten sposób, że automatycznie rozpoznaje strukturę układu, dla poszczególnych biegów, na podstawie bardzo prostego zapisu skojarzeń kół zębatych, zapisanych przez użytkownika w pliku danych. Weryfikację zrealizowanej części systemu przeprowadzono na przykładzie dwóch złożonych przekładni SB 555 i SB 3300 przeznaczonych do ładowarek kołowych. Okazało się, że można w znacznym stopniu poprawić parametry przekładni, korzystając z omawianego systemu. W następnym paragrafie zostanie pokazany przykład obliczeń dla skrzyni biegów SB 555.

### **4. PRZYKŁAD**

Przedstawiono przykład polioptymalizacji przekładni zębatej 8 biegowej (typu power shift) stosowanej w ładowarkach kołowych. Podstawowymi elementami zapewniającymi ruch obrotowy analizowanej skrzyni przekładniowej są: wałki, koła zębate, sprzęgła oraz łożyska toczne. Z uwagi na to, że wszystkie koła zębate tworzące strukturę wewnętrzną skrzyni przekładniowej pozostają w ciągłym zazębieniu ze sobą, a wałki nie leżą w jednej płaszczyźnie, przedstawiono jej schemat kinematyczny w przekroju osiowym i w przekroju promieniowym. Schemat w płaszczyźnie osiowej dający możliwość analizy kinematycznej związanej z trzema sprzęgłami biegowymi SPB i jednym sprzęgłem kierunkowym SPK przedstawia rys.2.

Koła zębate  $z_1$  i  $z_2$  znajdują się na wałku wejściowym I i są ciągle zazębione, odpowiednio z kołem  $z_5$  na wałku III, zaś z kołem  $z_4$  na wałku II. Wałek I może przekazywać ruch obrotowy poprzez koło  $z_1$  sprzężone płytkami sprzęgłowymi znajdującymi się w części P sprzęgła SPK. Wówczas ruch obrotowy na wałku wyjściowym VII uzyskuje kierunek zgodny z kierunkiem obrotów wałka wejściowego I. Ruch obrotowy od wałka I, może być także przekazywany przez koło  $z_2$ , sprzężone

plytkami sprzęgłowymi znajdującymi się w części W sprzęgła SPK. W tym przypadku ruch obrotowy na wałku wyjściowym VII przyjmuje kierunek przeciwny do kierunku na wałku wejściowym I.



Rys.2 Przekrój osiowy skrzyni przekładniowej SB 555

Wałek II z kołami zębatymi  $z_3, z_4$  stanowi sztywne połączenie wielowypustowe, spełniając funkcję ogniwa pośredniego dla biegów jazdy do tyłu. O tym czy wałek II znajduje się w łańcuchu kinematycznym biegu jazdy do tyłu rozstrzyga koło zębate  $z_2$  i koło zębate  $z_4$ .

Przekrój promieniowy z widocznym zazębieniem wszystkich kół zębatych występujących w skrzyni przekładniowej SB 555 zamieszczono na rysunku 3. Przełożenia na poszczególnych biegach można zapisać:

$$i_1 = \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_5 = \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_2 = \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_6 = \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

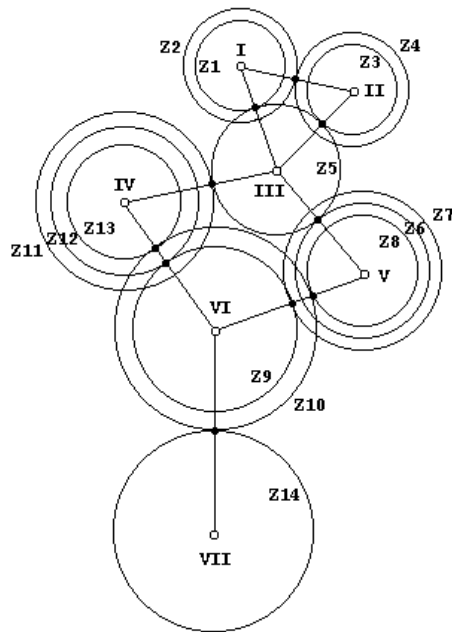
$$i_3 = \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_{12}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_7 = \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_{12}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_4 = \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_7} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

$$i_8 = \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_7} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}$$

gdzie:  $i_1, i_2, i_3, i_4$  - przełożenia na biegu 1,2,3,4 jazdy do przodu,  
 $i_5, i_6, i_7, i_8$  - przełożenia biegu 5,6,7,8 jazdy do tyłu.



Rys.3 Przekrój promieniowy skrzyni przekładniowej SB 555.

Na podstawie rysunku 3, jak i na podstawie zapisu przełożeń, widoczne jest że koła zębate  $z_2, z_3, z_4$  biorą udział w przenoszeniu momentu obrotowego jedynie na biegach: 5,6,7,8 podczas jazdy do tyłu. Natomiast na biegach przednich: 1,2,3,4 koła te obracają się swobodnie, a ich ruch obrotowy wymuszony jest przez koło  $z_5$ .

W rozpatrywanym przypadku zadanie optymalizacji charakteryzuje się następującymi wielkościami:

- 128 zmiennych decyzyjnych,
- 195 ograniczeń nierównościowych i równościowych,
- 3 kryteria cząstkowe.

Kryteria cząstkowe zostały sformułowane jak poniżej:

□odwrotność minimalnego czołowego stopnia pokrycia  $\varepsilon_{\alpha}$  dla 'p' par kół:

$$K_1 = \frac{1}{\min_{i=1,p} \varepsilon_{\alpha i}}$$

□maksymalny współczynnik kształtu zęba  $y_F$  dla 'k' kół:

$$K_2 = \max_{i=1,k} y_{Fi}$$

□całkowita masa kół:

$$K_3 = \sum_{i=1}^k m_i$$

a kryterium globalne zapisano zależnością:

$$K_G = \sum_{j=1}^3 w_j \frac{K_j}{K_{nj}} \quad K_G \rightarrow \min$$

gdzie : p - ilość par kół,  
k - ilość kół,

$w_j$  - współczynnik wagowy kryterium cząstkowego 'j',

$K_{nj}$  - wartość normująca kryterium cząstkowe 'j'.

W tabeli 1 przedstawiono wartości składowych kryteriów cząstkowych dla punktu startowego optymalizacji (przed optym.) oraz dla jednego z rozwiązań optymalnych (po optym.). Przyjęto wagi:  $w_1 = 0.40$ ,  $w_2 = 0.35$ ,  $w_3 = 0.25$ .

Tabela 1

Nr pary kół	Czołowy stopień pokrycia		Nr koła	Współczynnik kształtu zęba		Masa koła [kg]	
	przed optym.	po optym		przed optym.	po optym	przed optym.	po optym
1	1.609	1.834	1	1.668	1.161	2.706	2.202
2	1.644	1.860	2	1.577	1.104	3.735	2.933
3	1.513	1.834	3	1.668	1.149	3.016	2.458
4	1.569	1.852	4	1.577	1.148	4.113	3.264
5	1.492	1.835	5	1.746	1.161	5.209	4.176
6	1.513	1.830	6	1.271	1.154	4.025	2.923
7	1.513	1.835	7	1.375	1.153	7.684	5.725
8	1.513	1.832	8	1.626	1.154	2.783	2.202
9	1.621	1.834	9	1.626	1.160	3.228	2.552
10	1.609	1.831	10	1.375	1.161	8.502	6.266
			11	1.300	1.061	11.103	8.039
			12	1.375	1.154	7.991	5.928

		13	1.626	1.133	2.720	2.156
		14	1.290	0.920	8.708	6.271

W tabeli 2 zestawiono wartości kryteriów cząstkowych oraz kryterium globalnego, dla punktu startowego optymalizacji (przed optym.) oraz dla jednego z rozwiązań optymalnych (po optym.).

Tabela 2

kryteria	przed optym.	po optym.
kryterium cząstkowe $K_1$	0.670	0.546
kryterium cząstkowe $K_2$	1.746	1.161
kryterium cząstkowe $K_3$	75.52	57.09
kryterium globalne $K_G$	0.888	0.660

Na podstawie wyników zamieszczonych w tabelach 1, 2 widać jak znacznie poprawiły się parametry przekładni po optymalizacji.

## 5. PODSUMOWANIE

Przedstawiono koncepcję systemu komputerowego 'PRZEKŁADNIA' oraz przykład jego zastosowania do obliczeń złożonej skrzyni biegów ładowarki kołowej. System ten pozwoli na znacznie szybsze i lepsze zaprojektowanie nowych przekładni, jak również można wykorzystać go do modernizacji istniejących przekładni. Użytkownik systemu (konstruktor) może decydować o wyborze zestawu kryteriów optymalizacji w zależności od aktualnych potrzeb i doświadczenia. Przyjazny interfejs oraz dialogowy sposób kontaktu użytkownika z komputerem umożliwi bardzo wygodną eksploatację systemu.

## LITERATURA

- [1] Calculation of load capacity of spur and helical gears, ISO 6336 part 1,2,3,5.
- [2] Tragfähigkeitsberechnung von Stirn und Kegelrädern, DIN 3990.
- [3] Geometry factors for determining the strength of spur, helical, herringbone and bevel gear teeth, AGMA 226.01.
- [4] Biblioteka procedur numerycznych IMSL, ver.3.0.

## COMPUTER SYSTEM TO DESIGNING TOOTHED GEARS

Summary: In this paper outline of computer methodology to design spur and helical toothed gears is presented. This system enables multicriterion optimization and will include kinematics gear animation.

System structure and actual state of work was described. An example of polioptimization of 8 gear transmission (power shift type) used in wheel loaders was presented.