ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1995
Seria: TRANSPORT z.24 Nr kol.1268

Andrzej WILK
Grzegorz OLEJEK

POLIOPTYMALIZACJA PRZEKŁADNI WALCOWYCH WIELOSTOPNIOWYCH

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono algorytm obliczeń polioptymalizacji przekładni wielostopniowej. Zadanie to zostało zdekomponowane w celu uproszczenia obliczeń i zmniejszenia liczby zmiennych decyzyjnych. Do rozwiązania zadania polioptymalizacji zastosowano metodę docelową ze współczynnikami wagi i normalizacją kryteriów.

THE POLIOPTYMALIZATION OF CYLINDRIAL - MULTI WAYS GEARS

Summary. The computation algoritm of multistage transmission polioptimization has been presented. Thisk task was decomposed in order to simplify calculations and decrease the number of decision variables. The method with weight parameters and criteria normalization was employed to solve the task.

1. WPROWADZENIE

Opracowanie stanowi kontynuację pracy [5] dotyczącej zastosowania metod optymalizacji do konstruowania przekładni zębatych.

W publikacji [5] przedstawiono algorytm i program obliczeniowy optymalizacji jednokryterialnej przekładni jednostopniowej.

Ponadto przeprowadzono analizę przydatności kilku metod optymalizacji do rozwiązania powyższego zagadnienia, wybierając najlepszą z nich. W tym opracowaniu przedstawiono polioptymalizację wielostopniowych przekładni walcowych o osiach stałych. Zadanie polioptymalizacji przekładni wielostopniowej zostało zdekomponowane w celu uproszczenia obliczeń i zmniejszenia ilości zmiennych decyzyjnych. Do rozwiązania tego zagadnienia zastosowano metodę docelową ze współczynnikami wagi i normalizacją kryteriów poliop-

tymalizacji. Ponieważ parametry narzędzia obróbkowego mają wpływ na wartość współczynnika bezpieczeństwa na złamanie, a przez to i na wymiary kół zębatych, dlatego postanowiono parametry narzędzia a_{on} - nominalny kąt zarysu i ρ_{on} - promień zaokrąglenia głowy narzędzia dołączyć do wektora zmiennych decyzyjnych. W ramach pracy opracowano algorytm i program obliczeń polioptymalizacyjnych przekładni wielostopniowej. Ponadto za pomocą tego programu określono wpływ parametrów narzędzia obróbkowego na wymiary przekładni. Program ten może być wykorzystany do wspomaganego komputerowo konstruowania przekładni.

2. FUNKCJE KRYTERIALNE I FUNKCJA CELU NA GÓRNYM POZIOMIE

Do optymalnego rozkładu przełożeń na poszczególne stopnie na górnym poziomie zdekomponowanego zadania polioptymalizacji wykorzystano funkcje przedstawione w pracy [4]. Rozkładu przełożeń można dokonać ze względu na kryterium wyrównania wytrzymałości zębów na złamanie lub na naciski. Całkowite przełożenie przekładni określone jest zwykle w założeniach projektowych, przy czym zadana jest także tolerancja jego wartości. Zadaniem konstruktora jest określenie optymalnej liczby stopni przełożenia oraz dóbr wartości przełożeń cząstkowych.

Najczęściej stosuje się następujące kryteria rozdziału przełożeń:

- wytrzymałość uzębień poszczególnych stopni powinna być jednakowa,
- całkowita objętość oraz masa elementów wirujących przekładni powinny być możliwie małe,
- całkowity moment bezwładności elementów wirujących powinien być jak najmniejszy,
- całkowita długość przekładni uzależniona od długości elementów wirujących powinna być możliwie mała,
- duże koła poszczególnych stopni powinny mieć w przybliżeniu równe średnice dla uzyskania dobrych warunków smarowania zanurzeniowego.

Zakładając wyrównanie wytrzymałości uzębień poszczególnych stopni przekładni, można zgodnie z [3] rozpatrywane kryteria opisać za pomocą funkcji optymalizacyjnych. Rachunek optymalizacyjny prowadzi się dla dwóch przypadków, a mianowicie gdy:

- wymiary kół zębatych uwarunkowane są wytrzymałością stykową uzębienia,
- wymiary kół zębatych zależą od wytrzymałości zębów na zginanie.

Opis rozpatrywanych funkcji kryterialnych wyznaczonych dla przekładni wielostopniowych można znaleźć w [4].

Na górnym poziomie zdekomponowanego zadania polioptymalizacji rozkład przełożeń na poszczególne stopnie jest określany metodą docelową wg wzoru (1), z funkcjami kryterialnymi opisanymi w pracy [4]. Wyniki tej polioptymalizacji graficznie zostały przedstawione na rys. 2 dla wsp. wagi $c_1 = 0.33$ $c_2 = 0.33$ $c_3 = 0.33$.

gdzie:

c_1 - wsp. wagowy kryterium objętości całkowitej,

c_2 - wsp. wagowy kryterium momentu zredukowanego,

c_3 - wsp. wagowy kryterium długości.

Algorytm metody na górnym poziomie został przedstawiony na rysunku 1 i oznaczony jest jedynką.

2.1. Funkcja celu na górnym poziomie

Jako funkcje celu przyjęto:

$$Q(x_i) = \sqrt{c_1[V^*(x_i)]^2 + c_2[J^*_{zr}(x_i)]^2 + c_3[L^*(x_i)]^2} \qquad (1)$$

gdzie:

$Q(x_i)$ - funkcja docelowa

x_i - $f(u_1)$ - 2-stopniowa

x_i - $f(u_1, u_2)$ - 3-stopniowa

c_1, c_2, c_3 - wsp. wagowe

$V_c^*(x_i)$ - kryterium objętości całkowitej

$J_{zr}^*(x_i)$ - kryterium momentu zredukowanego

$L^*(x_i)$ - kryterium długości

$$wg\ zasady\ \ V_c^*(x_i) = \frac{V_c(x_i) - V_{cmin}}{V_{cmax} - V_{cmin}}$$

3. FUNKCJE KRYTERIALNE I FUNKCJA CELU NA DOLNYM POZIOMIE

3.1. Funkcje kryterialne na dolnym poziomie

Algorytm obliczeń do projektowania pary walcowych kół zębatych został zaczerpnięty z pracy [3]. Jako funkcje kryterialne na każdym stopniu przyjęto:

- objętość pary kół zębatych

$$V_c = \frac{\Pi\, b_w}{4}\,(d_{w1}^2 + d_{w2}^2) \quad [cm^3] \tag{2}$$

- zredukowany na wał wejściowy moment bezwładności

$$J_{zr} = \frac{\Pi \rho_1}{32}\,(1+u_1^2)\; b_w\, d_{w1}^4 \quad [kgm^2] \tag{3}$$

- całkowitą długość wewnętrzną kół zębatych

$$L = d_{w1} + d_{w2} \quad [mm] \tag{4}$$

3.2. Funkcja celu na dolnym poziomie

$$Q(x) = \sqrt{c_1\left[\frac{V_c(x)}{V_{cmax}}\right]^2 + c_2\left[\frac{J_{zr}(x)}{J_{zrmax}}\right]^2 + c_3\left[\frac{L(x)}{L_{max}}\right]^2} \tag{5}$$

gdzie:

Q(x) - funkcja docelowa

x - wektor zmiennych decyzji

c_i - wsp. wagi

$V_c(x)$, $J_{zr}(x)$, $L(x)$ - funkcje kryterialne

V_{cmax}, J_{zrmax}, L_{max} - wartości maksymalne kryteriów

V_c - objętość całkowita zębnika i koła

b_w - szerokość wieńca zębatego

d_{w1} - średnica toczna zębnika

d_{w2} - średnica toczna koła

ρ_1 - gęstość materiału zębnika i koła

u_1 - przełożenie danego stopnia.

4. WEKTOR ZMIENNYCH DECYZYJNYCH

Dobór wektora zmiennych decyzyjnych jest bardzo istotny, gdyż od niego zależy efektywność obliczeń numerycznych. Zasady doboru wektora zmiennych decyzyjnych i parametrów funkcji wagi dla zagadnień polioptymalizacji zostały omówione w pracy [2]. Wektor zmiennych decyzyjnych można przedstawić w postaci:

$$X = f(\Sigma x, z_1, \beta, m_n, \kappa, st, \alpha_{on}, \rho_{on}) \tag{6}$$

gdzie:

Σx - suma współczynników korekcji,

z_1 - liczba zębów zębnika,

β - kąt pochylenia linii zęba,

m_n - moduł w przekroju normalnym,

κ - stosunek szerokości koła b_w do średnicy podziałowej d_1,

st - stosunek twardości rzeczywistej do nominalnej dla materiału zębnika i koła,

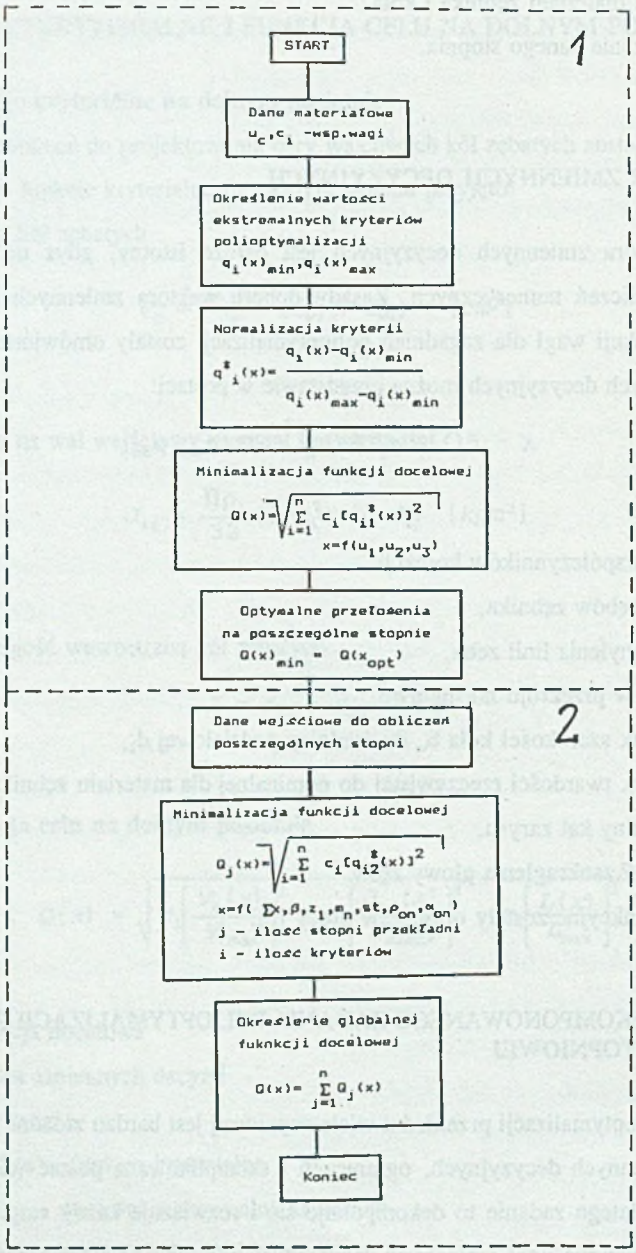
α_{on} - nominalny kąt zarysu,

ρ_{on} - promień zaokrąglenia głowy zęba.

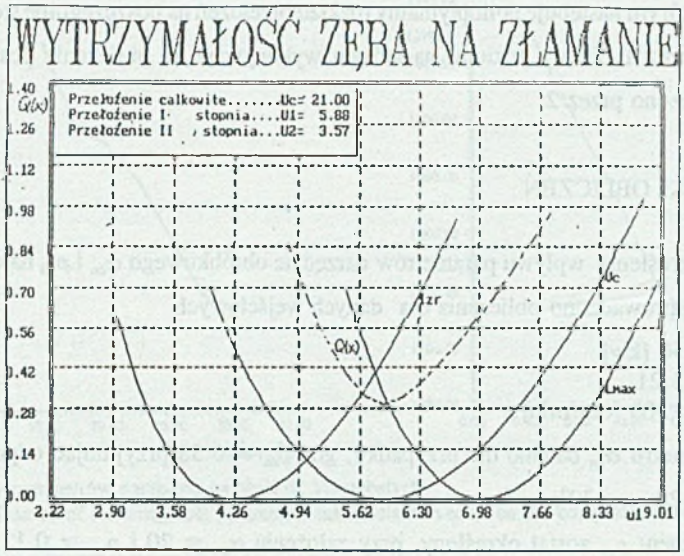
Ograniczenia funkcyjne zostały opisane w pracy [5].

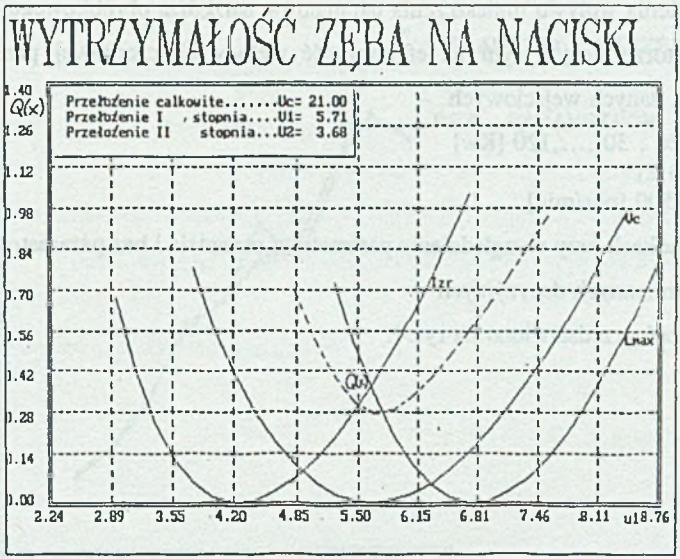
5. OPIS ZDEKOMPONOWANEGO ZADANIA POLIOPTYMALIZACJI PRZEKŁADNI WIELOSTOPNIOWEJ

Zadanie polioptymalizacji przekładni wielostopniowej jest bardzo złożone ze względu na dużą ilość zmiennych decyzyjnych, ograniczeń i skomplikowaną postać wielokryterialnej funkcji celu. Dlatego zadanie to dekomponuje się i rozwiązuje każdy stopień oddzielnie. Pozwala to zmniejszyć ilość zmiennych decyzyjnych z 21 do 7, a ilość ograniczeń z 66 do 22. Tak postawione zadanie można już łatwo rozwiązać przy użyciu metody błądzenia [1].



Rys.1. Algorytm zdekomponowanego zadania polioptymalizacji przekładni wielostopniowej
Fig.1. The algorithm of decomposed multistage gear polioptimization task





Rys.2. Polioptymalny dobór przełożeń cząstkowych metodą docelową
Fig.2. The polioptimum stage gear ratio selection by the target method

Algorytm zdekomponowanego zadania polioptymalizacji przedstawiono na rys.1. Górny poziom, na którym następuje polioptymalny rozkład przełożeń na poszczególne stopnie, został oznaczony przez 1. Dolny poziom, na którym wykonywane są obliczenia poszczególnych stopni, oznaczono przez 2.

6. WYNIKI OBLICZEŃ

W celu określenia wpływu parametrów narzędzie obróbkowego α_{on} i ρ_{on} na objętości kół zębatych przeprowadzono obliczenia dla danych wejściowych

$N = 50$ [kw]
$u_c = 3.21$
$n = 1500$ [obr/min].

Wpływ parametru α_{on} badano dla przypadku, gdy $\rho_{on} = 0.38$ przyjmując odpowiednio $\alpha_{on} = 15, 17.5, 20, \ldots, 30^0$.

Wpływ parametu ρ_{on} został określony, przy założeniu $\alpha_{on} = 20$ i $\rho_{on} = 0.12, 0.15, 0.18, \ldots, 0.4$.

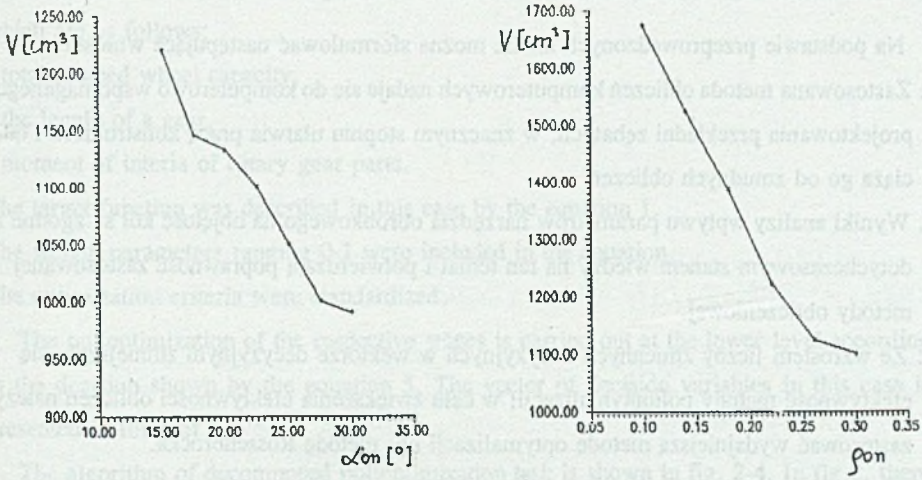
Wyniki obliczeń zostały przedstawione na rys.3.

W celu określenia wpływu umieszczenia parametrów narzędzia obróbkowego (zębatki) α_{on} i ρ_{on} w wektorze decyzyjnym na efektywność metody obliczeniowej przeprowadzono obliczenia dla danych wejściowych

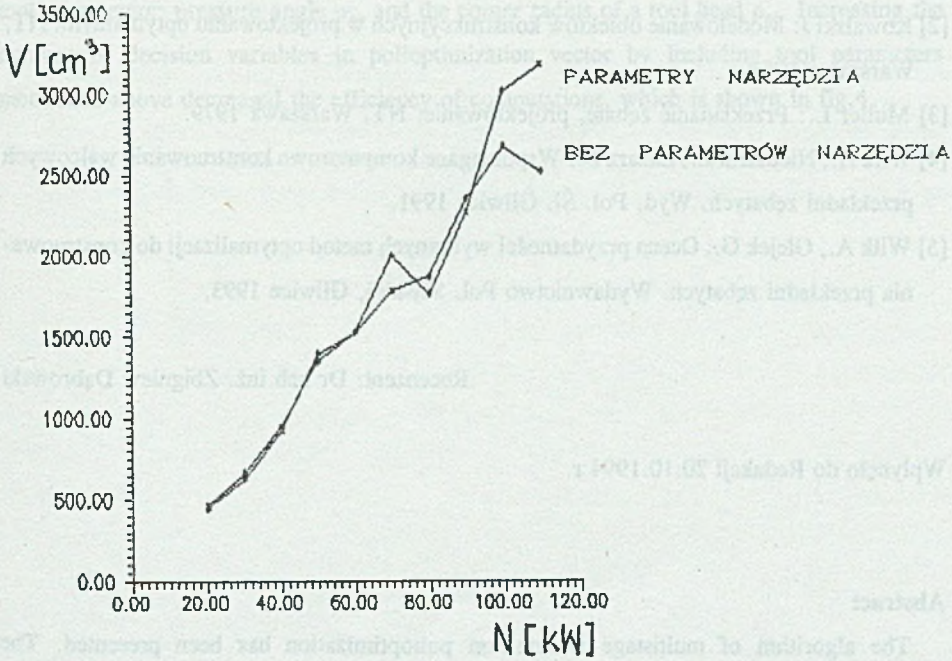
$N = 20, 30, \ldots, 120$ [Kw]
$u_c = 3.21$
$n = 1500$ [obr/min]

w dwu przypadkach przy uwzględnieniu parametrów narzędzia i bez parametrów narzędzia w wektorze zmiennych decyzyjnych

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys.4.



Rys.3. Wpływ parametrów narzędzia na objętość kół zębatych
Fig.3. The influence of including tool parameters into decision vector on the computation efficiency



Rys.4. Wpływ umieszczenia w wektorze decyzyjnym parametrów narzędzia na efektywność obliczeń
Fig.4. The influence of including tool parameters into decision vector on the computation efficiency

7. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych analiz można sformułować następujące wnioski:

1. Zastosowana metoda obliczeń komputerowych nadaje się do komputerowo wspomaganego projektowania przekładni zębatych, w znacznym stopniu ułatwia pracę konstruktora i odciąża go od żmudnych obliczeń.
2. Wyniki analizy wpływu parametrów narzędzia obróbkowego na objętość kół są zgodne z dotychczasowym stanem wiedzy na ten temat i potwierdzają poprawność zastosowanej metody obliczeniowej.
3. Ze wzrostem liczby zmiennych decyzyjnych w wektorze decyzyjnym zmniejszyła się efektywność metody polioptymalizacji; w celu zwiększenia efektywności obliczeń należy zastosować wydajniejszą metodę optymalizacji np: metodę Rossenbrocka.

LITERATURA

[1] Goliński J.: Metody optymalizacyjne w projektowaniu technicznym. NT, Warszawa 1974.

[2] Kowalski J: Modelowanie obiektów konstrukcyjnych w projektowaniu optymalnym. NT, Warszawa 1983.

[3] Muller L.: Przekładanie zębate, projektowanie. NT, Warszawa 1979.

[4] Wilk A., Niedziela Z., Łazarz B.: Wspomagane komputerowo konstruowanie walcowych przekładni zębatych. Wyd. Pol. Śl. Gliwice 1991.

[5] Wilk A., Olejek G.: Ocena przydatności wybranych metod optymalizacji do konstruowania przekładni zębatych. Wydawnictwo Pol. Śląskiej, Gliwice 1993.

Recenzent: Dr hab.inż. Zbigniew Dąbrowski

Wpłynęło do Redakcji 20.10.1994 r.

Abstract

The algorithm of multistage transmition polioptimization has been presented. The problem of polioptimization was solved at the two levels. At the upper level the overall

transmition ratio is divided into gear ones on the basis of accepted polioptimization criteria which are as follows:

- total toothed wheel capacity,
- the lenght of a gear,
- moment of interia of rotary gear parts.

The target function was described in this case by the equation 1.

The weight parameters ranging 0-1 were included in the equation.

The optimization criteria were standardized.

The polioptimization of the respective stages is carried out at the lower level according to the decision shown by the equation 5. The vector of decision variables in this case is presented in form of 6.

The algorithm of decomposed polioptimization task is shown in fig. 2-4. In fig.2. there are relations of accepted optimization criteria and first stage transmition ratio of the gear with overall transmition ratio $u_c = 21$.

Fig.3. refers to relations between the overall volume of the pair of the toothed wheels and tool parameters: pressure angle α_{on} and the corner radius of a tool head ρ_{on}. Increasing the number of decision variables in polioptimization vector by including tool parameters mentioned above decreased the efficiency of computations, which is shown in fig.4.