

Andrzej WILK

WPLYW WYBRANYCH CECH GEOMETRYCZNYCH UZĘBIENIA  
NA OBJĘTOŚĆ PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH STOSOWANYCH  
W NAPĘDACH MASZYN TRANSPORTOWYCH

**Streszczenie.** W napędach maszyn transportowych stosowane są coraz częściej przekładnie obiegowe, które charakteryzują się mniejszymi masami i gabarytami w porównaniu z tradycyjnie stosowanymi przekładniami o osiach kół ustalonych względem obudowy. W procesie konstruowania tych przekładni przyjmuje się zwykle jako istotne kryterium optymalizacyjne minimalizację objętości i masy przekładni. Objętość kół zębatych i innych elementów wirujących przekładni określona jest warunkami wytrzymałościowymi uzębienia.

W pracy zdefiniowano wskaźniki objętościowe koła centralnego przekładni obiegowej jako stosunek, wymaganej względami wytrzymałościowymi uzębienia, objętości tego koła do przenoszonego momentu obrotowego. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wykazano, że wskaźniki te zależą w sposób istotny do cech geometrycznych kół takich, jak: liczba zębów i współczynnik przesunięcia zarysu. Optymalny dobór tych cech uzębienia może być przeprowadzony na podstawie kryterium, którym jest pożądana wartość stosunku współczynników bezpieczeństwa wytrzymałości na złamanie i naciski, co można uzyskać przez zachowanie odpowiedniej proporcji wskaźników objętościowych koła centralnego. Kryterium to wykorzystano w programie obliczeniowym umożliwiającym dobór cech geometrycznych uzębienia kół przekładni obiegowych.

## 1. Wstęp

W napędach maszyn transportowych stosowane są coraz częściej przekładnie obiegowe, które charakteryzują się mniejszymi masami i gabarytami w porównaniu z tradycyjnie stosowanymi przekładniami o osiach kół ustalonych względem obudowy. W procesie konstruowania przekładni przyjmuje się zwykle jako istotne kryterium optymalizacyjne minimalizację objętości i masy przekładni, a zwłaszcza jej elementów wirujących. Sumaryczna objętość tych elementów zależy od doboru przełożeń poszczególnych stopni przekładni, co omówiono w pracy [1]. Z kolei, wymagane ze względów wytrzymałościowych, objętości kół centralnych poszczególnych stopni, a tym samym objętości powiązanych z nimi pozostałych kół przekładni uzależnione są od doboru niektórych cech konstrukcyjnych uzębienia. Przyjmując za podstawę obliczeń warunki wytrzymałościowe uzębienia na złamanie i naciski, w pracy zdefiniowano wskaźniki objętościowe koła centralnego przekładni obiegowej jako stosunek wymaganej objętości tego koła do przenoszonego momen-



tu obrotowego. Wyznaczono, że wartości tych wskaźników zależą w sposób istotny od podstawowych cech geometrycznych uzębienia, takich jak liczba zębów koła centralnego, współczynniki przesunięcia zarysów koła centralnego i innych.

Analizę wpływu tych cech na wymaganą objętość koła centralnego przeprowadzono na podstawie wyników obliczeń numerycznych uzyskanych w Instytucie Transportu za pomocą odpowiedniego programu obliczeniowego przy użyciu minikomputera MERA-400. Wyniki zilustrowano w pracy za pomocą wykresów.

## 2. Warunek wytrzymałości uzębienia na złamanie

Maksymalne naprężenia u podstawy zębów wyznacza się z wzoru:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_n}{m \cdot b} \cdot Y_e \quad (1)$$

gdzie:

$P_n$  - wartość siły normalnej wynikająca z przenieszonego momentu obrotowego z uwzględnieniem dodatkowych oddziaływań wynikających z przeciążeń, nadwyżek dynamicznych, nierównomiernego rozkładu obciążenia i innych względów,

$m$  - moduł koła zębatego,

$b$  - szerokość koła,

$Y_e$  - współczynnik kształtu zęba zależny od cech konstrukcyjnych koła, metody obróbki, parametrów narzędzia i innych czynników, wyznaczony zgodnie z [3].

Jeżeli w obliczeniach wytrzymałościowych uwzględni się wpływ drugiej pary zębów znajdującej się w przyporze, to wzór (1) przyjmuje postać:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_n}{m \cdot b} \cdot Y_e \cdot Y_{\xi} \quad (2)$$

przy czym  $Y_{\xi} = \frac{1}{\xi_{\alpha}}$  zgodnie z zaleceniami ISO i RWPG [2]

gdzie:

$\xi_{\alpha}$  - liczba przyporu zazębienia.

Uwzględniając następujące wzory dotyczące przekładni obiegowej o uzębieniu prostym:

$$P_n = \frac{2 M_1}{p \cdot d_{w1} \cos \alpha_w} \quad (3)$$

$$d_o = m \cdot z_1 \quad (4)$$

$$d_{w1} = d_{o1} \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_w} \quad (5)$$

$$V_1 = \frac{\pi}{4} b \cdot d_{w1}^2 \quad (6)$$

po przekształceniach otrzymuje się nową postać wzoru (2) dla koła centralnego (1) i obiegowego (2):

$$\sigma_{\max 1,2} = \frac{\pi M_1 \cos \alpha_o z_1}{2 p V_1 (\cos \alpha_w)^2 \cdot \xi_\alpha} Y_{e1,2} \quad (7)$$

gdzie:

$M_1$  - moment obciążeniowy działający na koło centralne,

$V_1$  - objętość koła centralnego,

$d_{w1}$  - średnica toczna koła centralnego,

$z_1$  - liczba zębów koła centralnego,

$\alpha_w$  - kąt przyporu na walcu tocznym,

$\alpha_o$  - nominalny kąt przyporu,

$p$  - liczba kół obiegowych.

Warunek wytrzymałości na złamanie zębów może być sformułowany w następujący sposób:

- dla koła centralnego

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M_1 \cos \alpha_o z_1}{2p V_1 (\cos \alpha_w)^2 \xi_\alpha} Y_{e1} \leq \frac{\sigma_{gr}}{X_z} \quad (8)$$

- dla koła obiegowego

$$\sigma_{\max 2} = \frac{\pi M_1 \cos \alpha_o z_1}{2p V_1 (\cos \alpha_w)^2 \xi_\alpha} Y_{e2} \leq \frac{\sigma_{gr}}{X_z} = \frac{0,76 \sigma_{gr}}{X_z} \quad (9)$$

gdzie:

$X_z$  - wymagana wartość współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zębów.

We wzorze (9) naprężenia graniczne na złamanie obustronnie zginanych zębów koła obiegowego  $\sigma'_{gr}$  przyjmuje się zgodnie z zaleceniami ISO [2] równie 0,7  $\sigma_{gr}$  naprężenia granicznego w przypadku jednostronnego zginania.

Po dalszych przekształceniach otrzymuje się zależności określające wskaźniki objętościowe koła centralnego wynikające z warunku:

- wytrzymałości na złamanie zębów koła centralnego

$$\frac{2}{\pi} \frac{V_1 \sigma_{gr}}{M_1 \text{ kryt}} \geq \frac{\cos \alpha_o z_1 \cdot Y_{e1}}{(\cos \alpha_w)^2 \cdot \xi_\alpha} = NKZ1 \quad (10)$$



- wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego

$$\frac{2}{\pi} \frac{V_1' \sigma_{\text{dop}}}{N_1 \text{ kryt}} \geq \frac{\cos \alpha_0 z_1 Y_{a2}}{(\cos \alpha_w)^2 \epsilon_\alpha \cdot 0,7} = \text{KAZP} \quad (11)$$

gdzie:

$$N_1 \text{ kryt} = \frac{N_1 \cdot X_z}{P} \quad (12)$$

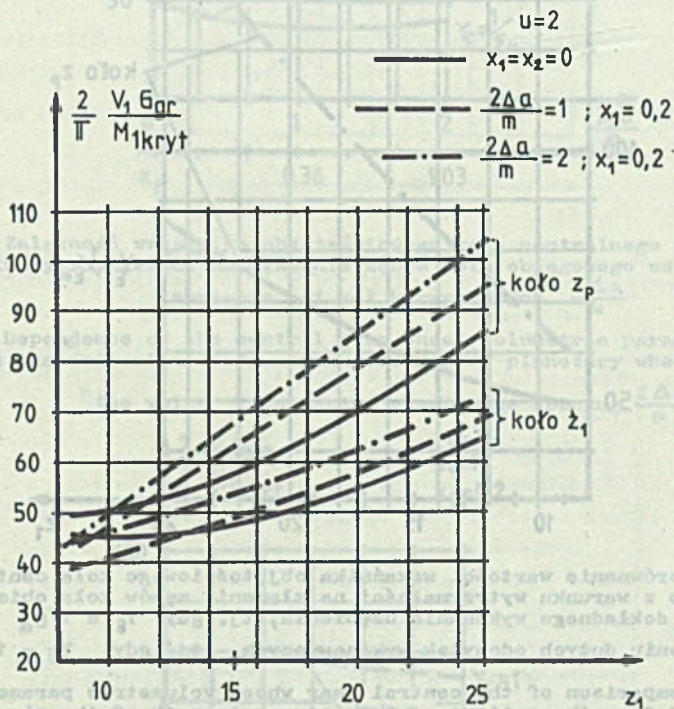
Na podstawie zależności (10) i (11) można przeprowadzić analizę wpływu niektórych parametrów uzębienia na wymaganą objętość koła centralnego. Zadanie to umożliwił opracowany w Instytucie Transportu program obliczeniowy służący do wyznaczania wartości wskaźników objętościowych koła centralnego. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 1 do 6. Dotyczą one przekładni obiegowej typu 2K-H o przelotzeniu bazowym  $u_0 = -5$ , w której przelotzenie koła centralnego i obiegowego wynosi

$$u = \frac{z}{z_1} = 2.$$

Na rys. 1 przedstawiono porównanie wskaźników objętościowych wyliczonych z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła centralnego  $z_1$  i koła obiegowego  $z_2$  w zależności od liczby zębów  $z_1$ . Jak wynika z obliczeń, wymagana objętość koła centralnego znacznie maleje wraz ze zmniejszaniem się liczby zębów  $z_1$ . Jeżeli liczba zębów jest większa od pewnej liczby granicznej (12 - 13), wymagana objętość wzrasta wraz ze zwiększaniem się rozsunęcia osi kół korygowanych  $2 \frac{\Delta a}{m}$ . Można także zauważyć, że wskaźniki objętościowe obliczane z warunku wytrzymałości uzębienia koła obiegowego są większe od odpowiednich wartości wyznaczonych dla koła centralnego, co oznacza, że decydujący wpływ na wymaganą objętość tego ostatniego koła ma wytrzymałość stopy zębów koła obiegowego. Zęby tego koła są niekorzystnie obciążane, co wywołuje ich obustronne zginanie i obciążenie wytrzymałości zmęczeniowej. W niektórych metodach obliczeń wytrzymałości kół zębatych, przy założeniu dużych odchyłek podziału, przyjmuje się przypadek niekorzystny, tj. działanie siły międzyzębnej  $P_m$  o pełnej wartości na wierzchołku zęba. Jak wynika z pracy [4], przypadek ten może zachodzić, gdy odchyłki wykonawcze zębów są większe od wartości ich ugięć statycznych. W tym przypadku współczynnik  $Y$  przyjmuje wartość 1. Na rys. 2 przedstawiono porównania wartości wskaźnika objętościowego z warunku wytrzymałości koła obiegowego  $z_2$  w zależności od liczby zębów  $z_1$  dla dwóch przypadków:

- przy założeniu dokładnego wykonania zazębienia, tj. gdy  $Y_G = 1/\epsilon_\alpha$ ,
- przy założeniu dużych odchyłek wykonawczych powodujących znaczną nierównomierność podziałek zębów, tj. gdy  $Y_G = 1$ .

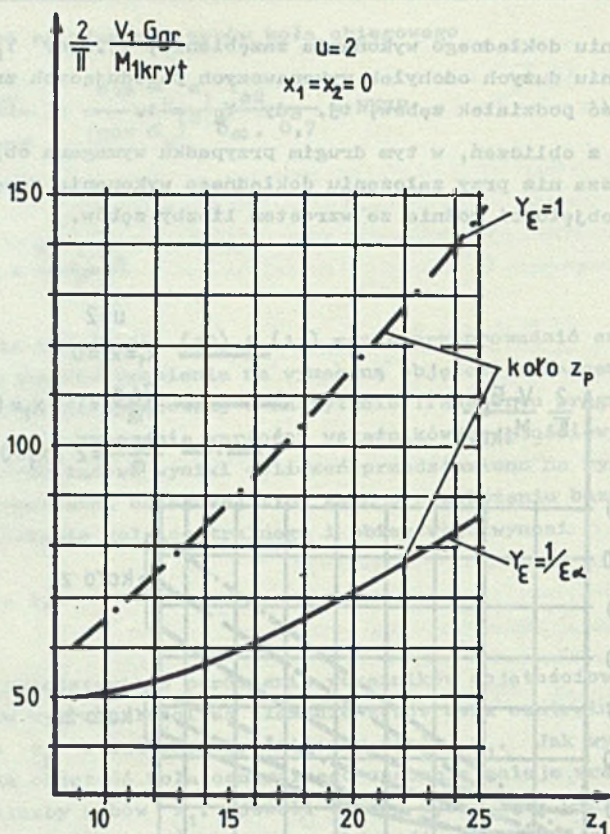
Jak wynika z obliczeń, w tym drugim przypadku wymagana objętość jest znacznie większa niż przy założeniu dokładnego wykonania zazębienia, przy czym różnica objętości rośnie ze wzrostem liczby zębów.



Rys. 1. Zależność wskaźników objętościowych koła centralnego przekładni obiegowej wyznaczonych z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego  $z_p$  i koła centralnego  $z_1$  od liczby zębów koła centralnego i rozsunięcia osi kół korygowanych  $2 \frac{\Delta a}{m}$

Fig. 1. Dependence of volumetric parameters of the central gear wheel of planetary gear determined from the criterion of fracture strength of the planet's teeth  $z_p$  and central wheel's teeth  $z_1$  on the number of central gear wheel's teeth and spacing of the corrected wheel axes  $2 \frac{\Delta a}{m}$



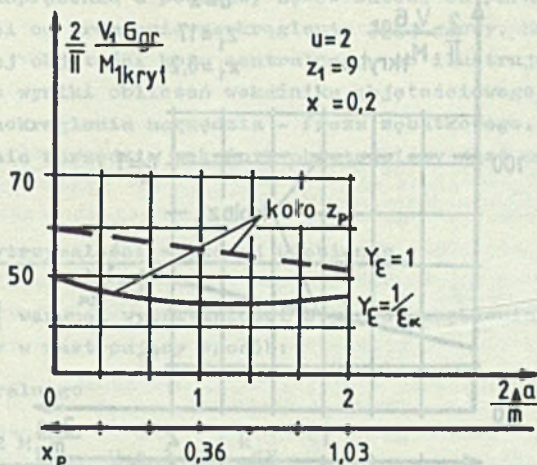


Rys. 2. Porównanie wartości wskaźnika objętościowego koła centralnego wyznaczonego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego dla przypadku dokładnego wykonania uzębienia, tj. gdy  $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$  oraz przy założeniu dużych odchyłek wykonawczych, tj. gdy  $Y_\epsilon = 1$

Fig. 2. Comparison of the central gear wheel volumetric parameter value determined from the criterion of fracture strength of the planet's teeth for the case of precisely made teeth, i.e. when  $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$  and under assumption that work quality deviations are big, i.e. when  $Y_\epsilon = 1$

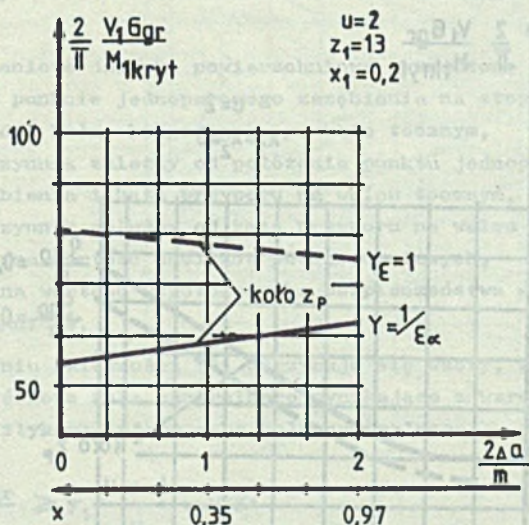
Na rys. 3 - 5 przedstawiono wyniki obliczeń wskaźnika objętościowego określanego z warunku wytrzymałości na złamanie koła obiegowego w zależności od wartości rozsunięcia osi kół po ich skorygowaniu  $\frac{2\Delta a}{m}$ , przy założeniu dokładnego wykonania zazębienia ( $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ ) oraz w przypadku znacznych odchyłek wykonawczych ( $Y_\epsilon = 1$ ).

W pierwszym przypadku, przy założeniu liczby zębów koła centralnego  $z_1 > 10$ , ze wzrostem korekcy zazębienia coraz bardziej wymagana objętość koła centralnego, ze względu na zmniejszanie się liczby przyporu zazębienia korygowanego. Przy założeniu dużych odchyłek podziału, wartości wskaźnika objętościowego są większe niż w poprzednim przypadku, przy czym w mniejszym stopniu zależą od korekcy.



Rys. 3. Zależność wskaźnika objętościowego koła centralnego wyznaczonego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego od wartości rozsunięcia osi kół korygowanych  $\frac{2 \Delta a}{m}$

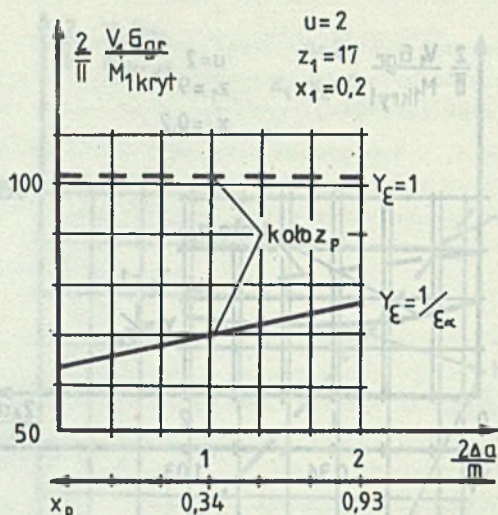
Fig. 3. Dependence of the central gear wheel volumetric parameter determined from the criterion of fracture strength of planetary wheel's teeth on the value of corrected wheel axes spacing  $\frac{2 \Delta a}{m}$



Rys. 4. Zależność wskaźnika objętościowego koła centralnego wyznaczonego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego od wartości rozsunięcia osi kół korygowanych  $\frac{2 \Delta a}{m}$

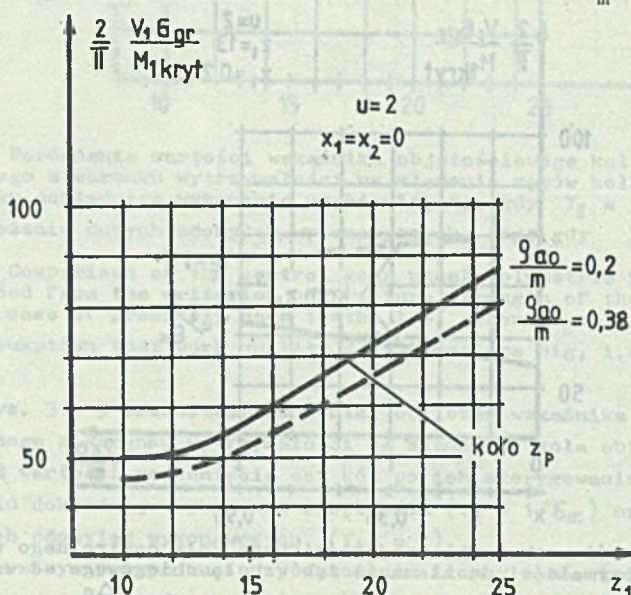
Fig. 4. Dependence of the central gear wheel volumetric parameter determined from the criterion of rupture strength of the planet's teeth of the value of corrected wheel axes spacing  $\frac{2 \Delta a}{m}$





Rys. 5. Zależność wskaźnika objętościowego koła centralnego wyznaczonego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego od wartości rozsunięcia osi kół korygowanych  $\frac{2\Delta a}{m}$

Fig. 5. Dependence of the central gear wheel volumetric parameter determined from the criterion of rupture strength of the planet's teeth on the value of corrected wheel axes spacing  $\frac{2\Delta a}{m}$



Rys. 6. Porównanie wartości wskaźnika objętościowego koła centralnego wyznaczonego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego dla dwóch różnych przypadków wartości promienia zaokrąglenia narzędzia  $\frac{\rho_{ao}}{m}$

Fig. 6. Comparison of the central gear wheel volumetric parameter value determined from the criterion of rupture strength of the planet's teeth for the two different cases of the tool corner radius value  $\frac{\rho_{ao}}{m}$



Maksymalne naprężenia u podstawy zębów zależą od parametrów narzędzia, a w szczególności od promienia zaokrąglenia jego głowy. Ma to wpływ na wartość wymaganej objętości koła centralnego, co ilustruje rys. 6, na którym porównano wyniki obliczeń wskaźnika objętościowego dla dwóch różnych promieni zaokrąglenia narzędzia - freza zębatkowego. Przy większej wartości promienia narzędzia wskaźnik objętościowy jest mniejszy.

### 3. Warunek wytrzymałości stykowej uzębienia

Zgodnie z [1] warunek wytrzymałości stykowej uzębienia prostego może być sformułowany w następujący sposób:

- dla koła centralnego

$$k_1 = y_1 \frac{2 M_1}{p b d_{w1}^2} \frac{u+1}{u} \leq \frac{k_{gr}}{X_p} \quad (13)$$

- dla koła obiegowego

$$k_2 = y_c \frac{2 M_1}{p b d_{w1}^2} \frac{u+1}{u} \leq \frac{k_{gr}}{X_p} \quad (14)$$

gdzie:

$k_{1,2}$  - obciążeniowe naciski powierzchniowe wyznaczone dla koła centralnego w punkcie jednoparowego zazębienia na stopie zęba, natomiast dla koła obiegowego w punkcie tocznym,

$y_1$  -- współczynnik zależny od położenia punktu jednoparowej współpracy uzębienia i kąta przyporu na walcu tocznym,

$y_c$  - współczynnik zależny od kąta przyporu na walcu tocznym,

$k_{gr}$  - graniczna wartość nacisków powierzchniowych,

$X_p$  - wymagana wartość współczynnika bezpieczeństwa na naciski powierzchniowe.

Po uwzględnieniu zależności (6) otrzymuje się wzory, które określają wskaźniki objętościowe koła centralnego wynikające z warunku:

- wytrzymałości stykowej stopy zęba koła centralnego

$$\frac{2 V_1 \cdot k_{gr}}{\pi N_1' \text{ kryt}} \geq y_1 \frac{u+1}{u} = NKK1 \quad (15)$$

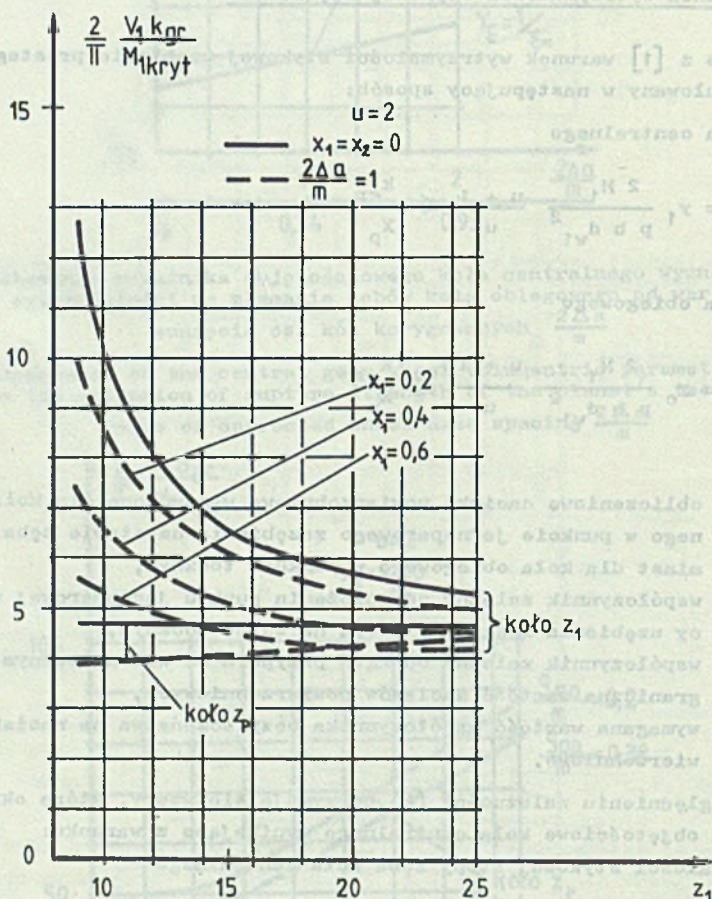
- wytrzymałości stykowej koła obiegowego w punkcie tocznym

$$\frac{2 V_1' \cdot k_{gr}}{\pi N_1' \text{ kryt}} \geq y_c \frac{u+1}{u} = NKKP \quad (16)$$

gdzie:

$$N'_{1 \text{ kryt}} = \frac{K}{v} x_p \quad (17)$$

Wyniki obliczeń wskaźników objętościowych koła centralnego opisanych wzorami (15) i (16) przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Zależność wskaźników objętościowych koła centralnego wyznaczonych z warunku wytrzymałości stykowej koła centralnego  $z_1$  i koła obiegowego  $z_p$  od liczby zębów i współczynnika przesunięcia zarysu koła centralnego  $x_1$

Fig. 7. Dependence of volumetric parameters of the central gear wheel determined from the criterion of contact strength of the central gear wheel  $z_1$  and planet  $z_p$  on the number of teeth and addendum modification coefficient  $x_1$  of the central gear wheel



Jak wynika z obliczeń, wymagana objętość wyznaczona z warunku wytrzymałości stykowej w punkcie tocznym uzębienia niekorygowanego nie zależy od liczby zębów koła centralnego. Zmniejsza się ona natomiast ze wzrotem sumy współczynników korekcji obu współpracujących kół. Przy małej liczbie zębów tego koła ma miejsce znaczny wzrost wskaźnika objętości wynikającego z warunku wytrzymałości stykowej koła centralnego. Jest to spowodowane niekorzystnymi warunkami współpracy w strefie styku na stopie zęba koła centralnego, gdzie wartość promienia zastępczego krzywizn zębów znacząco maleje. Ujawnia się to szczególnie w przypadku uzębienia niekorygowanego. Stosując dodatkowo wartości współczynnika przesunięcia zarysu koła centralnego, można uzyskać obniżenie wartości tego wskaźnika objętościowego. Jednocześnie przy założeniu stałego rozsunęcia osi kół korygowanych (np.  $2 \frac{\Delta a}{m} = 1$ ) występuje niekorzystne zwiększenie wartości wskaźnika objętościowego wynikającego z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego wskutek zmniejszenia się współczynnika przesunięcia zarysu tego koła  $X_p$  (rys. 8). Podobne zależności otrzymano także dla innych wartości przełożenia kół  $u$ .

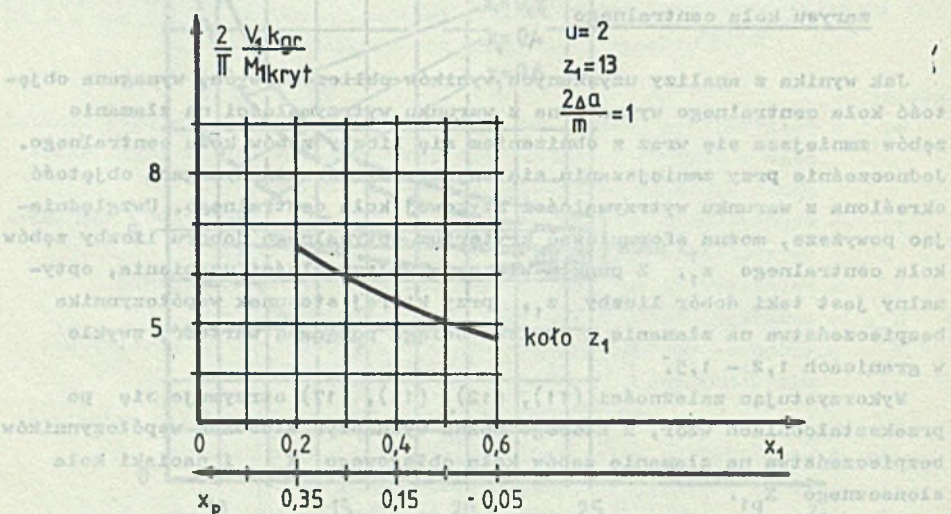
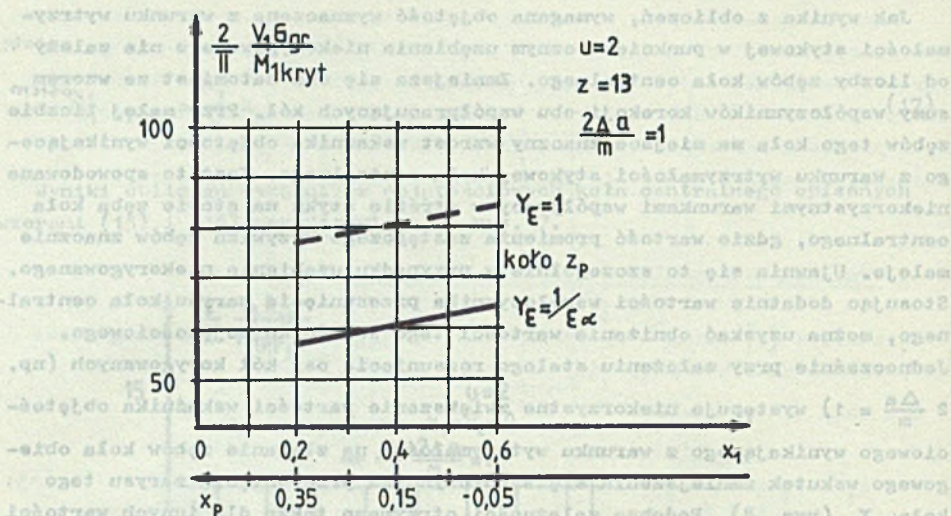
#### 4. Optymalny dobór liczby zębów i współczynnika przesunięcia zarysu koła centralnego

Jak wynika z analizy uzyskanych wyników obliczeniowych, wymagana objętość koła centralnego wyznaczona z warunku wytrzymałości na złamanie zębów zmniejsza się wraz z obniżeniem się liczby zębów koła centralnego. Jednocześnie przy zmniejszaniu się tej liczby wzrasta wymagana objętość określona z warunku wytrzymałości stykowej koła centralnego. Uwzględniając powyższe, można sformułować kryterium optymalnego doboru liczby zębów koła centralnego  $z_1$ . Z punktu widzenia wytrzymałości uzębienia, optymalny jest taki dobór liczby  $z_1$ , przy której stosunek współczynnika bezpieczeństwa na złamanie i naciski osiąga pożądaną wartość, zwykle w granicach 1,2 - 1,5.

Wykorzystując zależności (11), (12), (15), (17) otrzymuje się po przekształceniach wzór, z którego można wyznaczyć stosunek współczynników bezpieczeństwa na złamanie zębów koła obiegowego  $X_{zp}$  i naciski koła słonecznego  $X_{p1}$ .

$$\frac{X_{zp}}{X_{p1}} = \sigma \cdot \frac{NKK1}{NKZP} \cdot \frac{\sigma_{gr}}{k_{gr}} \quad (18)$$





Rys. 8. Porównanie zależności wskaźników objętościowych koła centralnego wyznaczonych z warunku wytrzymałości na złamanie zębów koła obiegowego  $z_p$  oraz warunku wytrzymałości stykowej koła centralnego  $z_1$  od wartości współczynnika przesunięcia zarysu koła centralnego  $x_1$

Fig. 8. Comparison of the dependences of the central gear wheel volumetric parameters determined from the criterion of rupture strength of the planet's teeth  $z_p$  and from the criterion of contact strength of the central gear wheel  $z_1$  on the value of addendum modification coefficient  $x_1$  of the central gear wheel



W przekładniach obiegowych koła zębate wykonuje się zwykle z materiałów utwardzonych powierzchniowo, dla których stosunek  $\sigma_{gr}/k_{gr}$ , zgodnie z [1], zmienia się w granicach od 8,5 do 11,5. Otrzymane w pracy wyniki obliczeń wskazują, że pożądaný stosunek współczynników bezpieczeństwa uzyskuje się w tym przypadku dla małych liczb zębów koła centralnego  $z_1$  w granicach od 10 do 15. Jednocześnie przy tak małych liczbach zębów konieczne jest stosowanie dodatniej korekcyjnej uzębienia dla uniknięcia podcinania stopy zębów, co z kolei utrudnia spełnienia takich warunków, jak dostateczna grubość zębów na wierzchołku oraz wystarczająca wartość liczby przyporu. Przy zbyt małej liczbie zębów  $z_1$  często nie jest możliwy taki dobór współczynnika przesunięcia zarysu, który by zapewniał spełnienie wszystkich wymienionych warunków. W tym przypadku konieczne jest zwiększenie tej liczby.

Podsumowując powyższe uwagi, można stwierdzić, że istotnymi kryteriami optymalnego doboru takich cech geometrycznych uzębienia, jak liczba zębów kół, współczynniki przesunięcia zarysu są, oprócz wskaźników charakteryzujących poprawność geometryczną uzębienia, wskaźniki objętościowe wyznaczone z warunku wytrzymałości zębów koła obiegowego na złamanie oraz wytrzymałości zębów koła centralnego. Wniosek ten został wykorzystany w opracowanym programie obliczeniowym, który umożliwia optymalny dobór parametrów geometrycznych kół zębatych przekładni obiegowej.

## LITERATURA

- [1] Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1979.
- [2] Projekt normy RWPG: Przekładnie zębate walcowe. Obliczenia wytrzymałościowe. Temat O1.416.24-80 - listopad 1983.
- [3] Müller L.: Naprężenia u podstawy zęba - praca niepublikowana.
- [4] Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. ZN Pol. Śl., s. Mechanika, z. 72, Gliwice 1981.

Recenzent: Doc dr hab. inż. Bronisław Sedyka

Wpłynęło do Redkacji 28.05.1987 r.



## ВЛИЯНИЕ ИЗБРАННЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА НА ОБЪЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПРИВОДАХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

### Резюме

В приводах транспортных машин все чаще применяются планетарные редукторы, которые характеризуются уменьшенными массами и габаритами по сравнению с традиционно применяемыми редукторами с постоянными осями по отношению к корпусу. При конструировании этих передач обычно, как существенный оптимизационный критерий, применяется минимизация объема и массы редуктора. Объем зубчатых колес и других вращающихся элементов передачи, определяется условиями прочности зубчатого венца.

В работе дано определение коэффициентов объема солнечного колеса планетарной передачи как отношение, требуемого по прочности венца объема этого колеса к вращательному моменту. На основе проведенных расчетов показано, что эти показатели существенным образом принадлежат к таким геометрическим свойствам колес как число зубьев и коэффициент коррекции профиля зуба. Оптимальный подбор этих свойств зубьев может быть проведен на основе критерия, которым является нужная величина отношения коэффициентов безопасности сопротивления на поломки и натиски, что можно получить путем сохранения соответствующей пропорции показателей объема солнечного колеса. Этот критерий использован в расчетной программе, позволяющей на подбор геометрических свойств зубчатых венцов планетарных передач.

## INFLUENCE OF SELECTED GEOMETRIC FEATURES OF GEAR TEETH ON THE VOLUME OF PLANETARY GEARS USED IN TRANSPORTERS' DRIVES

### Summary

The planetary gears, that are characterized by lower weight and overall dimensions comparing to the gears with wheel axes fixed with relation to the casing used traditionally, are used in the transporters' drives more and more often. In the process of these gears constructing an optimization criterion of the gear's volume and weight reduction is usually assumed as an essential one.

Volumetric parameters of the central gear wheel of the planetary gear have been defined in the work as the ratio of this wheel's volume required by the strength criteria of gear teeth to the torque to be transmitted.



It has been proved, on the basis of the calculations carried out, that these parameters depend in an essential way on geometrical features of the wheels such as: number of theeth and addendum modification coefficient. Optimum selection of these features of the gear teeth can be carried out on the basis of such a criterion as desired ratio value of the fracture and contact pressure strength safety factors which can be achieved, by maintaining adequate proportion of volumetric parameters of the central wheel.

This criterion has been used in the computer program enabling to select geometrical features of the planetary gear wheel teeth.

Streszczenie. W pracy przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych w numerycznej analizie wytrzymałości rebrów kołowych. Wzrost liczby zębów, liczby zębów na podłożu jako dwuwymiarowa siatka elementarna i inne brzożowe (liniowe) cechy konstrukcyjne. Przeprowadzono badania i wypracowano w ramach wytrzymałości Bettiego. Podano sposób wypracowania tych różnych parametrów podziału warstw rebrów elementów kołowych. Stwierdzono również i inne kryteria adaptacyjne, które umożliwiają generację optymalnej siatki elementów skończonych na podstawie otrzymanych danych technicznych rozwiązania numerycznego. Przedstawiono algorytm numeryczny metody i charakterystykę programu w postaci obrabianego programu komputerowego i samego do obliczeń programów i programów w języku Fortran. Przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla różnych parametrów w podziale rebrów i obliczeń porównano z wartościami otrzymanymi w analizie elementów skończonych i metodą elementów skończonych.

1. Wprowadzenie

Jedną z najbardziej rozpowszechnionych metod obliczeniowych pozwalających na analizę konstrukcji w postaci siatki elementów jest metoda elementów skończonych [1]. Metoda ta pozwala na wypracowanie sposobu wypracowania i wypracowania siatki elementów skończonych w postaci siatki elementów skończonych i wypracowania siatki elementów skończonych. Jedną z najważniejszych cech metody jest możliwość wypracowania siatki elementów skończonych w postaci siatki elementów skończonych i wypracowania siatki elementów skończonych. Jedną z najważniejszych cech metody jest możliwość wypracowania siatki elementów skończonych w postaci siatki elementów skończonych i wypracowania siatki elementów skończonych. Jedną z najważniejszych cech metody jest możliwość wypracowania siatki elementów skończonych w postaci siatki elementów skończonych i wypracowania siatki elementów skończonych.