

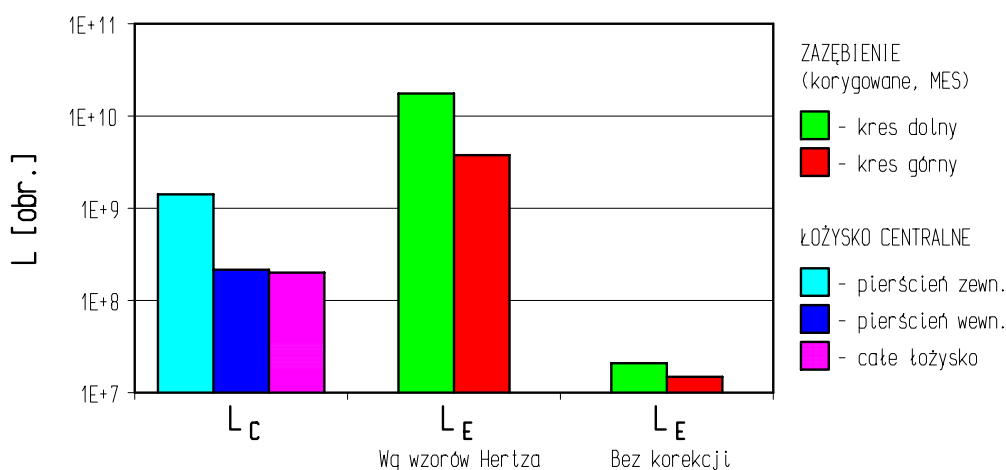
Bogdan WARDA  
Katedra Konstrukcji Precyzyjnych  
Politechnika Łódzka

## WPLYW KSZTAŁTU TWORZĄCYCH ZĘBA NA TRWAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWĄ ZAZĘBIENIA PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ

### STRESZCZENIE

Układ przeniesienia mocy w obiegowej przekładni cykloidalnej (Cyclo) tworzy szeregowo połączenie trzech węzłów tocnych, którymi są: walcowe łożysko centralne, zestaw tocnych sworzni w mechanizmie równowodowym oraz specjalne zazębienie cykloidalne, pozwalające uzyskać przełożenie z zakresu  $i = 9 - 87$ . Zazębienie to tworzą koła obiegowe (najczęściej dwa, przestawione o kąt  $\pi$ ) współpracujące z nieruchomym zestawem rolek. Każde koło obiegowe posiada zewnętrzne uzębienie w postaci ekwidystanty epicykloidy skróconej [1, 2]. Dominującym rodzajem zużycia, które przesądza o trwałości przekładni cykloidalnej, jest zmęczeniowe zużycie powierzchni elementów wymienionych wyżej węzłów tocnych.

Jak wykazały wstępne wyniki komputerowego prognozowania trwałości zmęczeniowej [3, 4], o trwałości całej przekładni decyduje trwałość centralnego łożyska wału napędowego oraz trwałość uzębienia koła obiegowego. Przewidywana trwałość uzębienia była przy tym o około dwa rzędy większa niż trwałość łożyska (rys. 1).



Rys. 1 Porównanie trwałości łożyska centralnego z trwałością uzębienia koła obiegowego

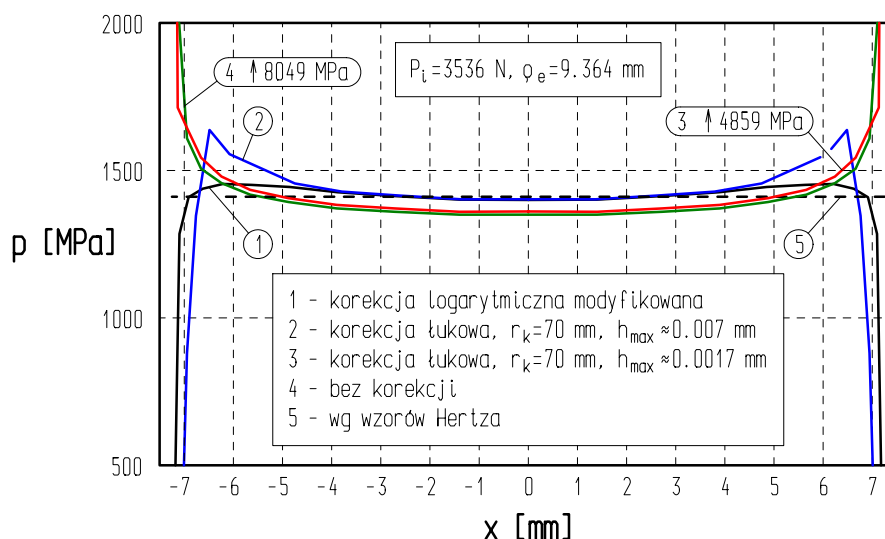
W modelu obliczeniowym trwałości zmęczeniowej przyjętym w pracy [3] rozkład nacisków w styku zęba koła obiegowego z rolką koła współpracującego wyznaczono według wzorów Hertza dla styku liniowego. W rzeczywistości, w styku dwóch brył o prostoliniowych tworzących, na końcach styku występują spiętrzenia nacisków znacznie redukujące trwałość współpracujących elementów.

W celu zbadania wpływu kształtu tworzących zęba na trwałość uzębienia koła obiegowego przekładni cykloidalnej opracowano nowy model przewidywania trwałości zmęczeniowej, pozwalający na uwzględnienie lokalnych zmian w trójwymiarowym rozkładzie naprężeń pod powierzchnią styku, wynikających ze złożonego profilu współpracujących powierzchni. W oparciu o powyższy model przygotowano program komputerowy ZCYCLO służący do prognozowania trwałości zmęczeniowej uzębienia koła obiegowego przekładni cykloidalnej. Przy pomocy programu przeprowadzono obliczenia dla prototypu przekładni [2] o przełożeniu  $i = 19$ , mocy  $N_p = 3,7$  kW i prędkości wału napędowego  $n_h = 750$  obr/min, dla której moment wyjściowy  $M_1 = 880$  Nm. Pozostałe parametry przekładni to:

- liczba zębów koła obiegowego:  $z_s = 19$ ,
- liczba rolek koła współpracującego:  $z_k = 20$ ,
- promień rozmieszczenia rolek:  $r = 96$  mm,
- średnica rolki:  $D_e = 17$  mm,
- szerokość zęba:  $l_e = 14,5$  mm,
- mimośród:  $e = 3$  mm.

Rysunek 2 ilustruje rozkłady maksymalnych nacisków występujących w styku zęba i rolki, obciążonych największą siłą  $P_i$ , jaka może wystąpić podczas pracy przekładni. Rozkłady sił  $P_i$  wyznaczono metodą numeryczną, a następnie poddano analizie statystycznej, obliczając przedział ufności średniej wartości siły, czyli górny i dolny kres wartości [4].

Linia prostą, oznaczoną cyfrą 5, przedstawiono naciski obliczone według wzorów Hertza, natomiast krzywa 1 pokazuje rozkład nacisków, jaki można by otrzymać dzięki zastosowaniu dla tworzących zęba korekcji logarytmicznej modyfikowanej [5]. Wyniki otrzymane dla ostatniego przypadku mogą mieć jedynie znaczenie porównawcze, bowiem w praktyce taka korekcja tworzących zębów koła obiegowego jest bardzo trudna do zrealizowania.

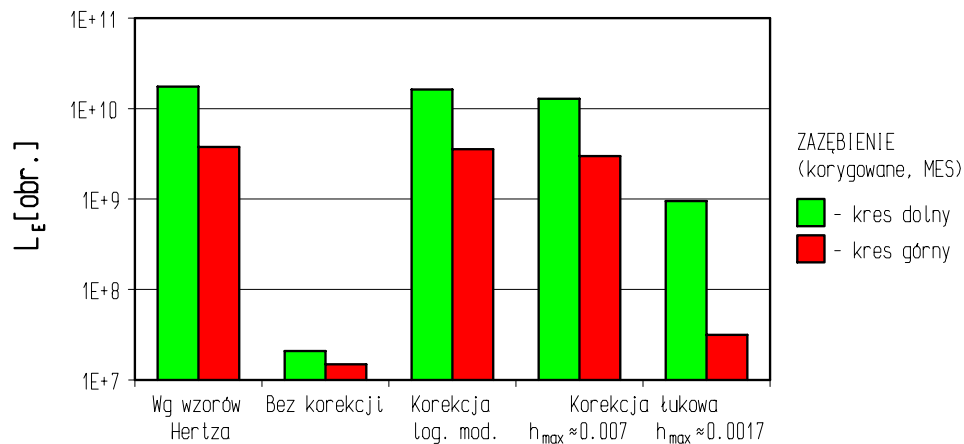


Rys. 2 Rozkłady nacisków w styku zęba z rolką dla różnych przypadków kształtu tworzącej zęba

Rozkład nacisków odpowiadający prostoliniowej tworzącej zęba przedstawia krzywa 4. Teoretyczne wartości nacisków w spiętrzeniach przekraczają tu 8000 MPa. W rzeczywistości wartość nacisku w spiętrzeniu nie może przekroczyć granicy plastyczności przy umocnieniu, która dla stali łożyskowych wynosi 4500 MPa [6].

W pierwszym okresie pracy przekładni, podczas docierania, można spodziewać się zużycia albo trwałego odkształcenia flanki zęba w pobliżu powierzchni czołowych, wtedy tworząca zęba koła obiegowego może przyjąć kształt typowy dla korekcji łukowej. Potwierdzenie tego faktu wymaga jednak sporządzenia profilogramu zęba koła obiegowego, co będzie dokonane po zakończeniu badań eksploatacyjnych przekładni. Krzywe 2 i 3 prezentują rozkłady nacisków dla tworzącej, której środkowa, prostoliniowa część przechodzi stycznie w łuk o promieniu  $r_k = 70$  mm, a następnie tworzy ostrą krawędź z powierzchnią czołową zęba. Obydwa przypadki różnią się jedynie wartością maksymalnej strzałki korekcji. O ile dla strzałki korekcji  $h_{max} \approx 0,007$  mm rozkład nacisków praktycznie nie wykazuje spiętrzeń, to dla czterokrotnie mniejszej strzałki ( $h_{max} \approx 0,0017$  mm) spiętrzenia nacisków występują, chociaż są mniejsze niż dla przypadku prostoliniowej tworzącej zęba.

Spiętrzenia nacisków w styku zęba i rolki zmniejszają trwałość uzębienia koła obiegowego przekładni Cyclo. Na rysunku 3 zestawiono w formie wykresu słupkowego wyniki obliczeń przewidywanej trwałości zmęczeniowej uzębienia otrzymanych dla różnych przypadków kształtu tworzących zęba.



Rys. 3 Trwałość uzębienia koła obiegowego dla różnych przypadków kształtu tworzących zęba

Zgodnie z oczekiwaniami, największą przewidywaną trwałość otrzymano dla teoretycznego styku liniowego, zaś najmniejszą dla prostoliniowych tworzących zęba koła obiegowego i przy uwzględnieniu spiętrzeń nacisków. W tym drugim przypadku trwałość uzębienia może być o rząd mniejsza od trwałości łożyska centralnego (rys. 1). Jak wynika z rysunku 3, nawet niewielkie zaokrąglenie zewnętrznych krawędzi zęba koła obiegowego pozwala znacznie zwiększyć trwałość uzębienia przekładni Cyclo. Korekcja łukowa o strzałce  $h_{max} \approx 0,007$  mm gwarantuje trwałość uzębienia niewiele mniejszą od trwałości maksymalnej, jaką daje teoretyczny styk liniowy (najdoskonalsze jego przybliżenie zapewnia korekcja logarytmiczna). Mniejszej zmianie profilu tworzącej i przy obciążeniu odpowiadającym górnemu kresowi wartości średniej siły  $P_i$  może towarzyszyć znaczny spadek trwałości, lecz przy mniejszych obciążeniach, z dolnego kresu wartości, trwałość jest większa od trwałości łożyska centralnego. Powyższe obserwacje mogą stanowić zachętę do opracowania odpowiedniej technologii wykonywania kół obiegowych z łukową korekcją tworzących zębów.

## WNIOSKI

- Przedstawiony w pracy nowy model obliczeniowy trwałości zmęczeniowej, uwzględniający lokalne zmiany w trójwymiarowym rozkładzie naprężeń

podpowierzchniowych, umożliwia prognozowanie trwałości par tocznych charakteryzujących się złożonym zarysem, pozwalając na wychwycenie wpływu na trwałość nawet niewielkich zmian profilu tworzących współpracujących powierzchni.

- Proponowany model obliczeniowy może być szczególnie przydatny do przewidywania trwałości zmęczeniowej mechanizmów krzywkowych z rolkowym popychaczem, gdzie bardzo często stosowana jest korekcja tworzących rolki. W przypadku przekładni mechanicznych z zazębieniem o specjalnym zarysie, model ten pozwala dostrzec niebezpieczeństwo wystąpienia spięrzeń nacisków, a zarazem zachęca do opracowania nowych technologii wykonywania elementów przekładni.

## LITERATURA

- [1] Chmurawa M., Olejek G., Zazębienie cykloidalne przekładni planetarnej, Zeszyty Naukowe PŚI, nr 22, seria Transport, Gliwice 1994, 71-78.
- [2] Chmurawa M., Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia, Zeszyty Naukowe PŚI, nr 1547, seria Mechanika z. 140, Gliwice 2002.
- [3] Chmurawa M., Warda B., Metodyka prognozowania trwałości użębienia kół obiegowych w przekładni cykloidalnej, Tribologia, nr 4, 2001, 549-558.
- [4] Chmurawa M., Warda B., Prognozowanie trwałości tocznych węzłów przekładni Cyclo z korygowanym zazębieniem, Tribologia, nr 4, 2003, 99-112.
- [5] Krzeziński-Freda H., Correction of the generators of the main working surfaces of roller bearings, Archiwum Budowy Maszyn, nr 37, z. 1-2, 1990, 115-132.
- [6] Yhland E., Static load carrying capacity-shake-down, Ball Bearing J., nr 211, 1982.

## THE INFLUENCE OF THE SHAPE OF TOOTH GENERATORS ON FATIGUE LIFE OF CYCLOIDAL GEAR MESHING

**Summary:** The power transmission system of cycloidal planetary gear is compound of the series connection of three rolling pairs, i.e.: the central cylindrical roller bearing, the set of rolling bolts in straight-line mechanism and the special meshing of planetary wheel. The major type of wear, determining the life of the gear, is fatigue wear of the surface of elements of the rolling pairs mentioned above, in particular the wear of central bearing and teeth of planetary wheel. The author of the paper discusses the new model for fatigue life prediction of cycloidal gear meshing. The model makes it possible to consider the local changes of three-dimensional subsurface pressure distribution resulting from complex profile of mating surfaces. Calculation results of meshing fatigue life for different profiles of tooth generators of the planetary wheel are also presented.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2005-2007 jako projekt badawczy.