

Antoni SKOĆ

WPLYW SMAROWANIA NA DYNAMIKĘ PRZEKŁADNI STOŻKOWEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań, na podstawie których określono wpływ smarowania na dynamikę przekładni zębatej stożkowej. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że wpływ ten zależy od sposobu smarowania, prędkości obwodowej kół oraz obciążenia.

INFLUENCE OF THE LUBRICATION ON THE DYNAMIC OF THE BEVEL GEAR

Summary. In this article the findings of the experimental research have been presented, stating the influence of the lubrication on the dynamics of the bevel gear. According to these findings it was found that this influence depends upon the way of lubrication, the peripheral speed and the load.

ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ НА ДИНАМИКУ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Резюме. В статье представлены результаты исследований конических передачи на основе которых определенно влияние смазки на динамическую нагрузку. Пользуясь достигнутыми результатами установлено что это влияние зависит от способа смазки, обводной скорости зубчатых колес и нагрузки.

1. WPROWADZENIE

Problemy związane ze smarowaniem przekładni zębatych, którym poświęca się wiele uwagi w literaturze technicznej [6, 7, 5, 15, 1, 2, 3], zazwyczaj dotyczą procesów tarcia i zużycia elementów maszyn oraz właściwości eksploatacyjnych środków smarnych. W przypadku smarowania kół zębatych olejem można przypuszczać, że jedna z ważnych jego cech, jaką jest tłumienie drgań, ma istotny wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych, zachodzących w przekładni. Niniejsza praca poświęcona jest zagadnieniom związanym z wpływem smarowania oraz sposobu jego realizacji na obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej.

2. ОБИЕКТ БАДАЊ

Badano koła stożkowe o zębach nawęglanych, krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami Gleason, Klingelberg i Oerlikon o następujących parametrach: moduł czołowy $m = 4,5$ mm, kąt przyporu $\alpha_{on} = 20^\circ$, przełożenie $u = 54/41$, szerokość wieńca zębatego $b = 26$ mm, kąt między osiami kół $\Sigma = \pi/2$ rad. Kąty pochylenia linii zęba β_m mierzone na średnicy podziałowej koła w połowie szerokości wieńca zębatego wynosiły:

- dla kół o zębach nacinanych metodą Gleason - $31^\circ 16'$,
- dla kół o zębach nacinanych metodą Klingelberg - $31^\circ 02'$,
- dla kół o zębach nacinanych metodą Oerlikon - $31^\circ 07'$.

Pomiary sprawdzające dokładność wykonania wykazały, że wszystkie koła były wykonane w 7 klasie dokładności (wg PN-80/M-88522.03). Klasę dokładności ustalano na podstawie pomiarów: bicia stożka czołowego, grubości zęba na powierzchni stożka czołowego, bicia uzębienia, błędu podziałki obwodowej w środku szerokości wieńca, różnicy między dwoma dowolnymi podziałkami obwodowymi oraz całkowitego błędu podziałek obwodowych. Natomiast pomiary sprawdzające dokładność wykonania skrzyni przekładniowej wykazały, że zaliczyć ją można do 6 klasy dokładności (wg PN-80/M-88522.03).

3. METODY BADAŃ

Bezpośredni pomiar sił działających na zęby kół jest praktycznie bardzo trudny do zrealizowania. Dlatego w praktyce stosuje się metody pośrednie; zazwyczaj są to metody tensometryczne lub akcelerometryczne. W pracach [9,10] przedstawiono dokładny opis tych metod oraz uzasadniono ich przydatność do badań zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych.

W niniejszej pracy do badań zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych zastosowano dwie metody pomiarowe, mianowicie:

1. Mierzono odkształcenia u podstawy zęba, stosując czujniki naprężno-rezystancyjne - tensometry.
2. Mierzono przyspieszenia styczne drgań skrętnych kół, stosując czujniki piezoelektryczne.

W przypadku pomiaru odkształceń zęba współczynnik uwzględniający siły dynamiczne wyznaczano z zależności:

$$K_{doi} = \frac{X_{di}}{X_{si}}, \quad (1)$$

gdzie:

X_{di} - maksymalna wartość sygnału powstałego w wyniku odkształcenia i-tej pary zębów przy obciążeniu całkowitym (statyczne + dynamiczne),

X_{si} - maksymalna wartość sygnału powstałego w wyniku odkształcenia i-tej pary zębów przy obciążeniu quasistatycznym,

i - = 1, 2, 3,.....n,

n - liczba wskazująca numer określonej pary ząbiejących się zębów.

Natomiast wartości nadwyżek dynamicznych wyznaczano stosując wyrażenie:

$$N_{doi} = K_{doi} - 1 \quad (2)$$

W ten sposób z jednego tensometru uzyskano 41 wyników na ogół o różnej wartości. Następnie wyniki te poddano obróbce matematycznej. Wyliczono średnią arytmetyczną K_{do} i N_{do} , które są miarą skupienia wartości współczynników K_{doi} i N_{doi} .

W przypadku, gdy mierzono przyspieszenia koła, nadwyżki dynamiczne wyznaczano z zależności:

$$N_{dp} = \frac{M_d}{M_s}, \quad (3)$$

gdzie:

M_s - zadawany moment statyczny,

M_d - moment dynamiczny obliczany wg ogólnie znanej zależności [9].

Współczynnik obciążeń dynamicznych wyznaczano z zależności:

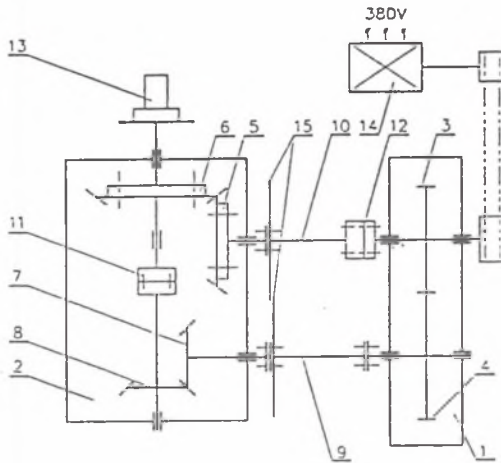
$$K_{dp} = 1 + N_{dp} \quad (4)$$

4. STANOWISKO BADAWCZE

W skład stanowiska badawczego wchodzi:

- przekładnie zębate pracujące w układzie mocy zamkniętej,
- czujniki piezoelektryczne, służące do pomiaru przyspieszeń koła,
- czujniki tensometryczne, służące do pomiaru odkształceń zęba,
- czujnik elektromagnetyczny, służący do pomiaru częstotliwości zazębienia,
- aparatura pomiarowo-rejestrująca, która w odpowiednim zestawieniu z czujnikami tworzy układ pomiarowy.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat mechaniczny stanowiska badawczego.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego:

- 1 - przekładnia zębata walcowa,
- 2 - przekładnia zębata stożkowa,
- 3,4 - koła walcowe,
- 5,6 - badane koła stożkowe,
- 7,8 - koła stożkowe,
- 9,10 - wałki skrętne,
- 11,12,-sprzęgła specjalnej konstrukcji,
- 13 - kolektor,
- 14 - silnik elektryczny,
- 15 - tarcze pomocnicze

Fig. 1. The schema of a test stand:

- 1 - a spur gear,
- 2 - a bevel gear,
- 3,4 - cylindrical gears,
- 5,6 - bevel gears tested,
- 7,8 - bevel gears,
- 9,10 - torisonal shafts,
- 11,12-couplings special construction
- 13 - a collector,
- 14 - an electric motor,
- 15 - helping shields

Składa się ono z dwóch przekładni - w pierwszej znajduje się para kół walcowych a w drugiej dwie pary kół stożkowych. Obie przekładnie połączone są dwoma wałkami skrętnymi za pomocą trzech sprzęgieł stałych i jednego napinającego, tworząc układ mechaniczny mocy zamkniętej. Stanowisko badawcze napędzane silnikiem elektrycznym, którego prędkość obrotową można było zmieniać płynnie w zakresie $\omega = 52 \div 157$ rad/s. Zastosowana przekładnia pasowa umożliwiła prowadzenie badań w zakresie prędkości obrotowych $\omega = 52 \div 398$ rad/s. W tym przypadku zakres ten obejmował strefę głównego rezonansu, tzn. $f_z/f_0 = 1$, gdzie f_z to częstotliwość ząbkowania się zębów, a f_0 to częstotliwość własna drgań skrętnych kół. Szczegółowy opis stanowiska badawczego oraz sposób przeprowadzania badań podano w pracach [13,14]. Należy również wspomnieć, że przed pomiarami zasadniczymi sprawdzono poprawność pracy zastosowanych zestawów aparaturowych oraz przeprowadzono

wzorcowanie układów pomiarowych. Sposób realizacji tych czynności szczegółowo opisany jest w pracach [13, 11].

5. BADANIA

5.1. Przebieg badań

Zęby badanych kół w czasie pracy były smarowane najczęściej stosowanymi metodami, mianowicie:

- poprzez zanurzenie w oleju; minimalna głębokość zanurzenia dużego koła wynosiła około 5 mm powyżej mniejszej średnicy stożka, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około $\Pi/2$ rad lub przy zmianie kierunku obrotów około $3/2 \Pi$ rad,
- poprzez natrysk oleju na całej szerokości kół od strony wejścia zębów w zazębienie,
- poprzez natrysk oleju na całej szerokości kół od strony wejścia w zazębienie i wyjścia z niego.

Badania przeprowadzano przy różnych wartościach wskaźnika obciążenia Q [12]. Wartości te wynosiły: 0,32; 0,42; 0,73; 0,82; 1,26; 1,36; 1,50; 1,80; 2,00; 2,45; 2,75; 3,00 i 3,84 MPa.

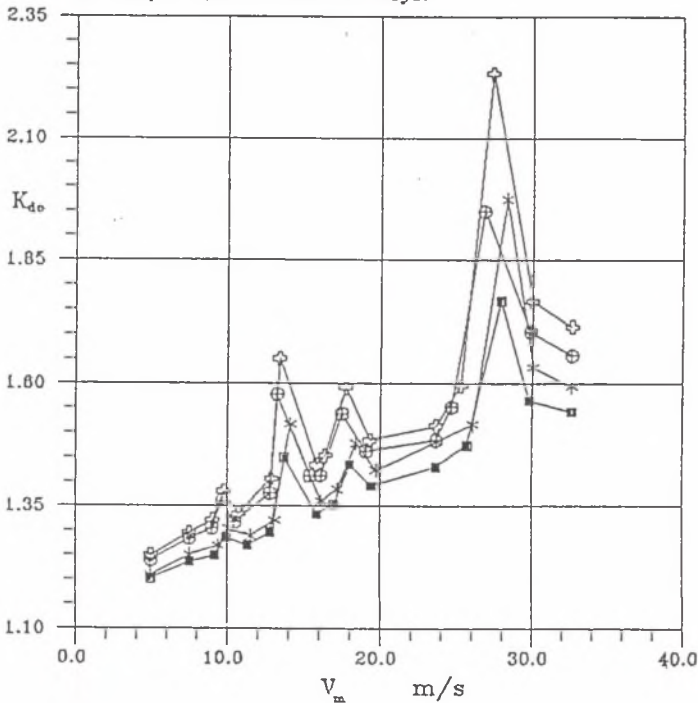
Do smarowania kół zastosowano olej Transol 130, którego odpowiednikiem ze względu na lepkość jest olej VG-220 (ISO). Podczas pracy przekładni utrzymywano stałą temperaturę pracy oleju, która wynosiła 55 °C. Uwzględniając stan powierzchni zębów, lepkość zastosowanego oleju w temperaturze pracy, kąt obrotu koła od chwili zanurzenia do chwili wejścia tej samej pary zębów w zazębienie oraz wydajność pompy tłoczącej olej przy smarowaniu natryskowym, można stwierdzić, że wymagania [8, 4] w odniesieniu do smarowania zanurzeniowego jak i natryskowego były spełnione.

W celu określenia wpływu smarowania na obciążenie dynamiczne kół przeprowadzono również pomiary zarówno przyspieszeń kół, jak i odkształceń zęba w przypadku, gdy przekładnia nie była smarowana.

5.2. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano, stosując wyżej wymienione sposoby smarowania, przebiegi wyrażające zależność współczynnika obciążeń dynamicznych od prędkości obwodowej badanych kół. W rezultacie otrzymano 70 takich przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 2÷6.

$K_{d0} = F(v_m); \text{ Gleason} - \beta_m = 31^{\circ}16'$
 7 kl.dok.wyk.
 ***** $Q = 2,00$ MPa - smar.zanurz.
 ■■■■■ $Q = 2,00$ MPa - smar.natrys.
 ○○○○○ $Q = 0,82$ MPa - smar.zanurz.
 ⊞⊞⊞⊞ $Q = 0,82$ MPa - smar.natrys.



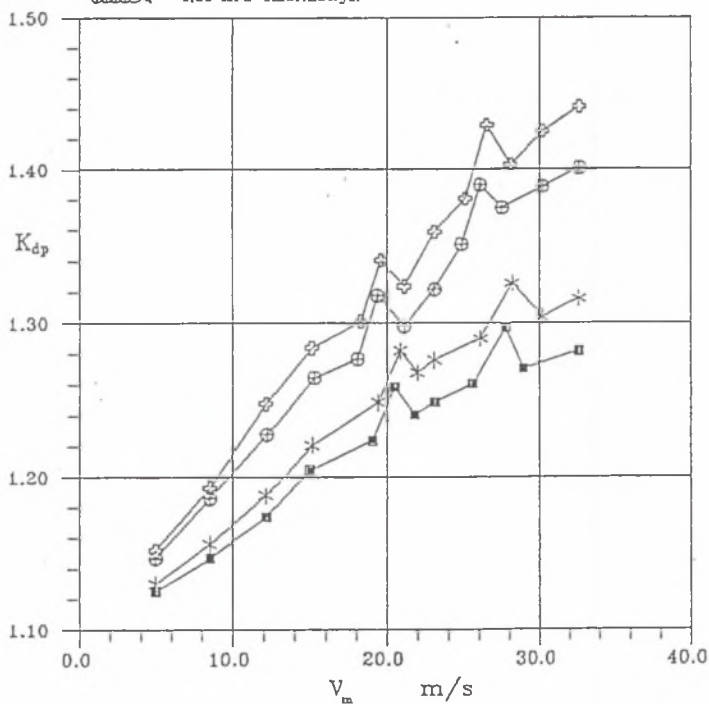
Rys. 2. Wpływ prędkości obwodowej kół v_m (o zwiększonym masowym momencie bezwładności) na wartość współczynnika sił dynamicznych K_{d0} (obrót kół od zanurzenia do wejścia w zazębienie $\Pi/2$ rad)

Fig. 2. The influence of the peripheral speed v_m (with the increased moment of inertia) on the dynamic forces coefficient K_{d0} (the turn of the wheels from dipping to the moment of entering the meshing $\Pi/2$ rad)

$$K_{dp} = F(v_m); \text{Gleason} - \beta_m = 31^\circ 16'$$

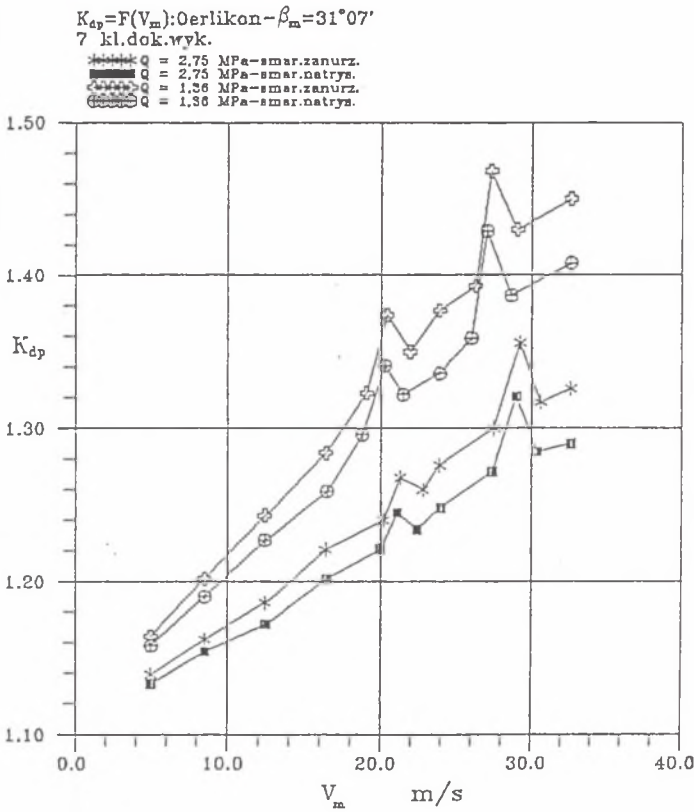
7 kl.dok.wyk.

\times $Q = 2,75$ MPa-smar.zanurz.
 \square $Q = 2,75$ MPa-smar.natrza.
 \circ $Q = 1,36$ MPa-smar.zanurz.
 \oplus $Q = 1,36$ MPa-smar.natrza.



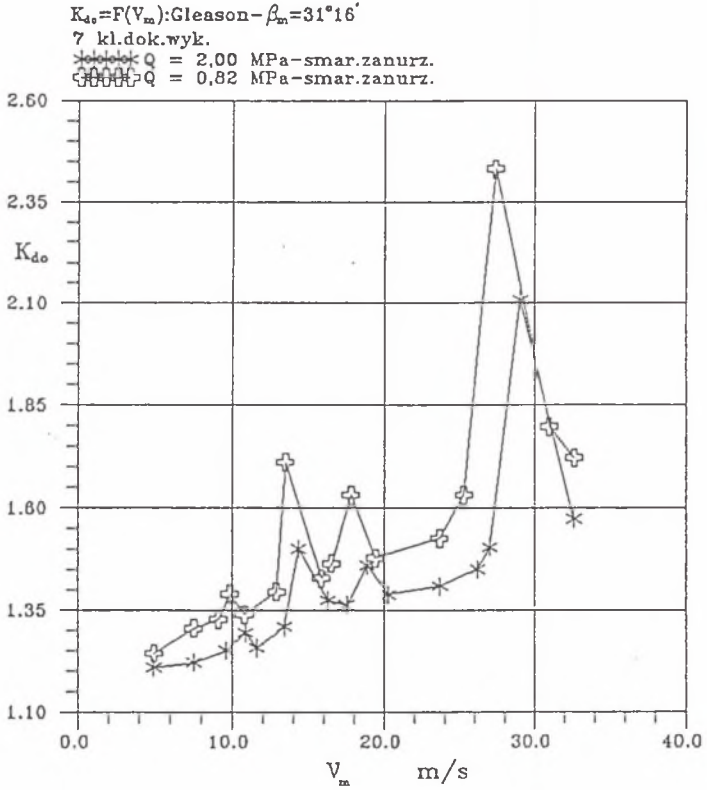
Rys. 3. Wpływ prędkości obwodowej kół v_m na wartość współczynnika sił dynamicznych K_{dp} (obrót koła od zanurzenia do wejścia w ząbienie $\Pi/2$ rad)

Fig. 3. The influence of the peripheral speed v_m on the dynamic forces coefficient K_{dp} (the turn of the wheels from dipping to the moment of entering the meshing $\Pi/2$ rad)



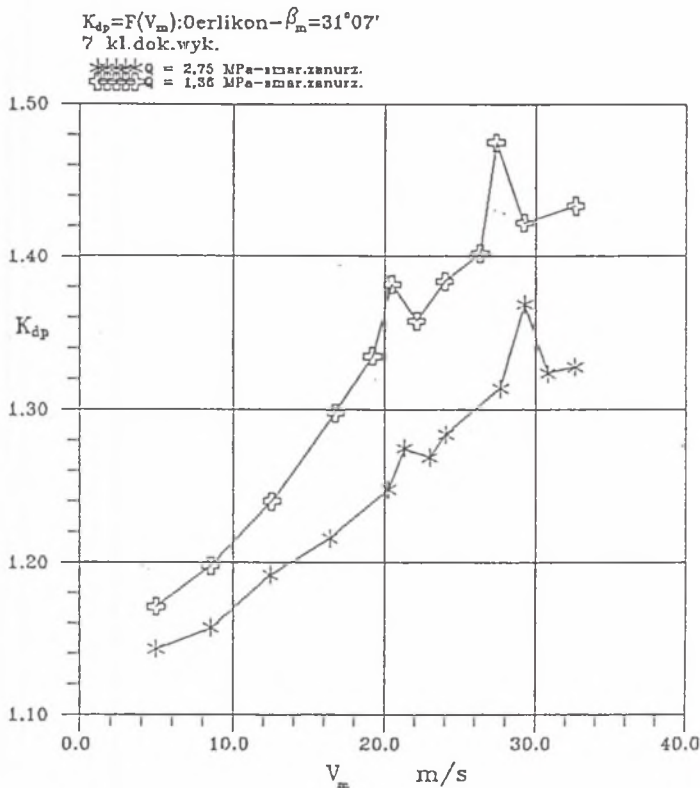
Rys. 4. Wpływ prędkości obwodowej kół v_m na wartość współczynnika sił dynamicznych K_{dp} (obrót koła od zanurzenia do wejścia w ząbienie $\Pi/2$ rad)

Fig. 4. The influence of the peripheral speed v_m on the dynamic forces coefficient K_{dp} (the turn of the wheels from dipping to the moment of entering the meshing $\Pi/2$ rad)



Rys. 5. Wpływ prędkości obwodowej kół v_m (o zwiększonym masowym momencie bezwładności) na wartość współczynnika obciążeń dynamicznych K_{d0} (obrót koła od zanurzenia do wejścia w zazębienie $3\Pi/2$ rad)

Fig. 5. The influence of the peripheral speed v_m (with the increased moment of inertia) on the dynamic forces coefficient K_{d0} (the turn of the wheels from dipping to the moment of entering the meshing $3\Pi/2$ rad)



Rys. 6. Wpływ prędkości obwodowej kół v_m na wartość współczynnika obciążeń dynamicznych K_{dp} (obrót koła od zanurzenia do wejścia w zazębienie $3\pi/2$ rad)

Fig. 6. The influence of the peripheral speed v_m on the dynamic forces coefficient K_{dp} (the turn of the wheels from dipping to the moment of entering the meshing $3\pi/2$ rad)

Można zauważyć (rys.2 i 5), że w paśmie prędkości 26+29 m/s siły dynamiczne znacznie wzrastają. Wzrost ten ma miejsce w wyniku pracy przekładni w zakresie głównego rezonansu (wynik zwiększonego masowego momentu bezwładności kół).

Analizując wszystkie otrzymane wyniki stwierdzono, że najkorzystniejszym sposobem smarowania, ze względu na dynamikę przekładni, jest smarowanie zębów poprzez natrysk oleju od strony ich wejścia w zazębienie. Gdy zęby kół smarowane były poprzez zanurzenie, a przekładnia pracowała poza zakresem rezonansowym, to siły dynamiczne były $7\div 15\%$ większe w porównaniu z otrzymanymi przy smarowaniu natryskowym (rys.2÷4). W przypadku pracy przekładni w zakresie głównego rezonansu różnice te były znacznie większe (rys.2) i wynosiły $25\div 30\%$. Przytoczone spostrzeżenia odnoszą się do smarowania zanurzeniowego, gdy obrót kół od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie wynosił około $\Pi/2$ rad.

W przypadku smarowania kół poprzez zanurzenie nie stwierdzono w zakresach spokojnej pracy przekładni istotnych różnic w wartościach obciążenia dynamicznego, gdy zmieniano kierunek obrotu. Różnice te wystąpiły, gdy przekładnia pracowała w zakresach rezonansowych (porównać odpowiadające sobie przebiegi przedstawione na rys.2 i 4 z 5 i 6). Jak widać w zakresie głównego rezonansu, gdy zęby kół zazębiają się po $1/4$ obrotu od chwili zanurzenia w oleju, siły dynamiczne są mniejsze o około 15% niż, gdy ich zazębienie następuje po $3/4$ obrotu.

Należy wspomnieć, że przeprowadzono również badania próbne przy innym zanurzeniu kół, zwiększając je o dwa moduły. Stwierdzono, że obciążenie dynamiczne w tym przypadku nie uległo zmianie. Podobnie dodatkowy natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia, gdy smarowane one były poprzez natrysk od strony wejścia, również nie przyczynił się do spadku sił dynamicznych. Spostrzeżenia te sugerują, że energia drgań traci się głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.

Stwierdzono ponadto, że w zależności od sposobu smarowania główny rezonans występuje przy nieco innych prędkościach (rys.2). W przypadku smarowania poprzez natrysk oleju główny rezonans występuje przy mniejszej prędkości niż w przypadku smarowania zanurzeniowego.

Wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni ocertiano stosując zależność:

$$W_{z(n)} = \frac{N_{dp(o)}^* - N_{dp(do)z(n)}}{N_{dp(o)}^*}, \quad (5)$$

gdzie:

- W - współczynnik określający wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanych przekładni,
- z, n - indeksy określające, czy obliczane wartości odnoszą się do smarowania zanurzeniowego lub natryskowego,
- $N_{dp(o)}$ - nadwyżka dynamiczna wyznaczona dla kół pracujących bez smarowania,
- $N_{dp(do)z(n)}$ - nadwyżka dynamiczna wyznaczona dla kół, które podczas pracy były smarowane,

Obliczone wartości według zależności (5) podporządkowano odpowiadającym im obciążeniom i prędkościom obwodowym. W ten sposób otrzymano reprezentatywną liczbę wyników, które poddano obróbce matematycznej. Stwierdzono, że wpływ smarowania przekładni na obciążenie dynamiczne zębów zależy od prędkości obwodowej kół v_m , obciążenia Q i sposobu smarowania.

W przypadku stałego obciążenia statycznego wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne zębów można wyrazić stosując wzór empiryczny:

$$W_{v,z(n)} = A_{z(n)} \left[1 - \exp(-C_{z(n)} \cdot v_m) \right], \quad (6)$$

gdzie:

- A - współczynnik, którego wartość zależy od obciążenia i sposobu smarowania,
- C - współczynnik, który dla określonego sposobu smarowania jest wartością stałą.

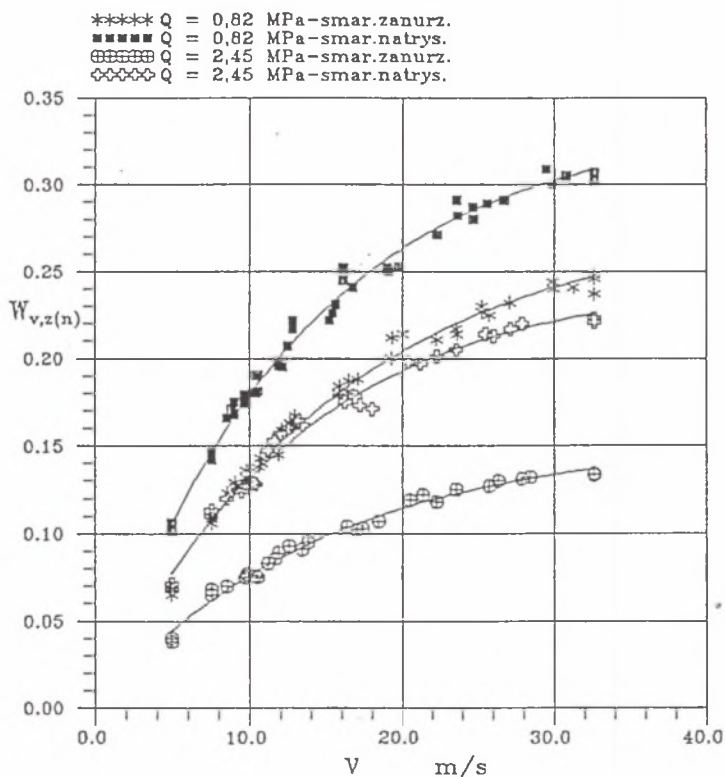
Na rysunku 7 przedstawione są przykładowe przebiegi współczynnika $W_{v,z(n)}$ w funkcji prędkości obwodowej kół. Jak widać, ze wzrostem prędkości wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne również rośnie bez względu na sposób smarowania, lecz wzrost ten jest większy w przypadku smarowania natryskowego. W obu przypadkach krzywe wzrostu ograniczone są asymptotą, której położenie określa współczynnik A. Wartość tego współczynnika (rys.8) zależna jest od obciążenia i sposobu smarowania. Jak widać (rys.7), przy małych prędkościach obwodowych kół sposób smarowania nie ma znaczącego wpływu na dynamikę przekładni.

W przypadku stałej prędkości obwodowej kół wpływ smarowania na dynamikę przekładni w funkcji obciążenia statycznego wyrazić można za pomocą zależności empirycznej:

$$W_{Q,z(n)} = B_{z(n)} \exp(-D_{z(n)} \cdot Q), \quad (7)$$

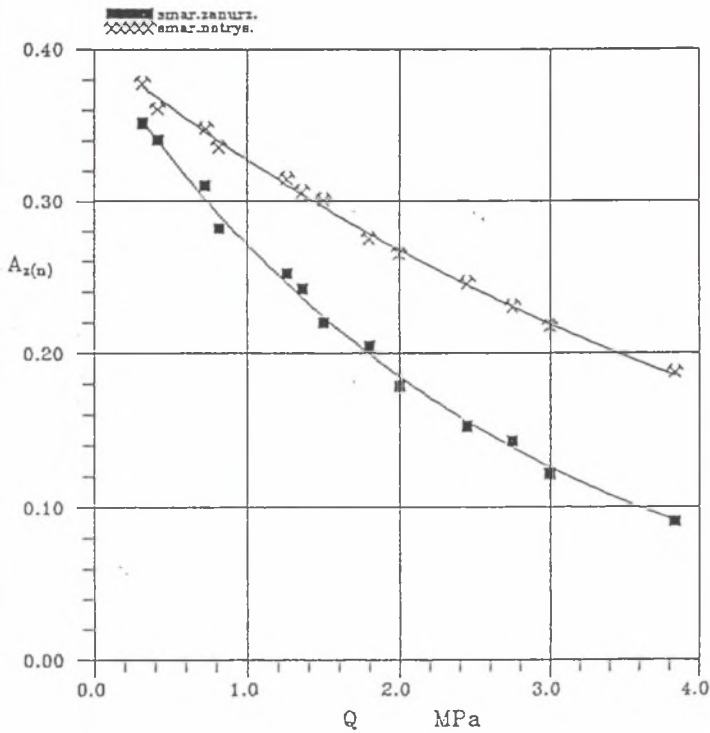
gdzie:

- B - współczynnik, którego wartość zależy od prędkości obwodowej kół i sposobu smarowania,
- D - współczynnik, który dla określonego sposobu smarowania jest wartością stałą.



Rys. 7. Przykładowe przebiegi współczynnika określającego wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanych kół W_v w funkcji prędkości obwodowej v_m

Fig. 7. The exemplificary courses of the coefficient stating the influence of lubrication on the dynamic load of the examined wheels W_v in the function of peripheral speed v_m

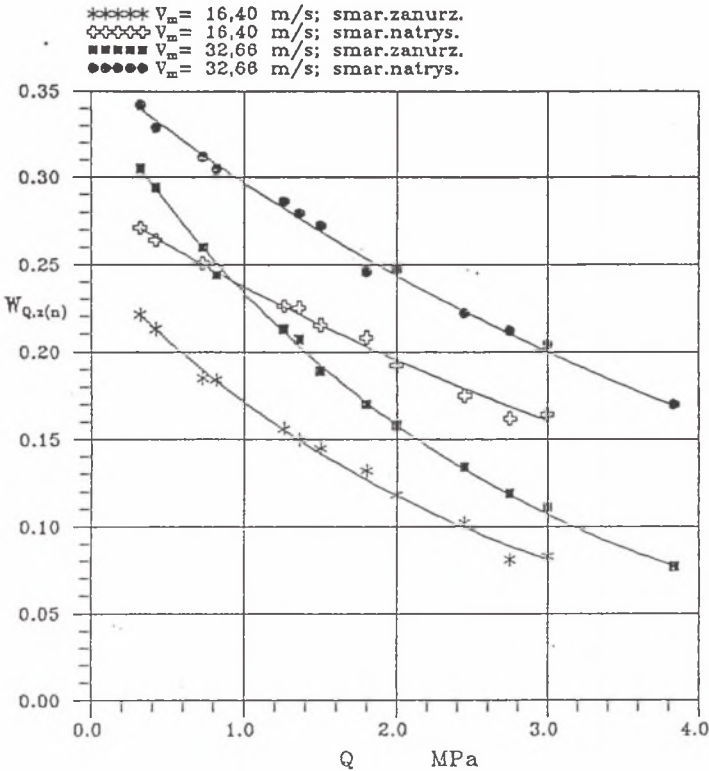


Rys. 8. Zależność funkcyjną współczynnika A od obciążenia Q
 Fig. 8. The functional dependence of coefficient A upon the loading Q

Na rysunku 9 przedstawione są przykładowe przebiegi współczynnika $W_{Q,z(n)}$ w funkcji obciążenia Q . Natomiast na rysunku 10 przedstawiono zależność współczynnika $B_{z(n)}$ od prędkości obwodowej kół i sposobu smarowania. Jak widać (rys.9), ze wzrostem obciążenia wpływ smarowania na dynamikę przekładni maleje. Przy bardzo dużym obciążeniu wpływ ten nie ma znaczenia.

W wyniku syntezy otrzymanych wyników stwierdzono, że wpływ smarowania przekładni na obciążenia dynamiczne zębów można wyrazić bardziej ogólnym zapisem, mianowicie:

$$W_{z(n)} = A \exp(-D \cdot Q) [1 - \exp(-C \cdot v_m)] \quad (8)$$



Rys. 9. Przykładowe przebiegi współczynnika określającego wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanych kół W_Q w funkcji obciążenia Q

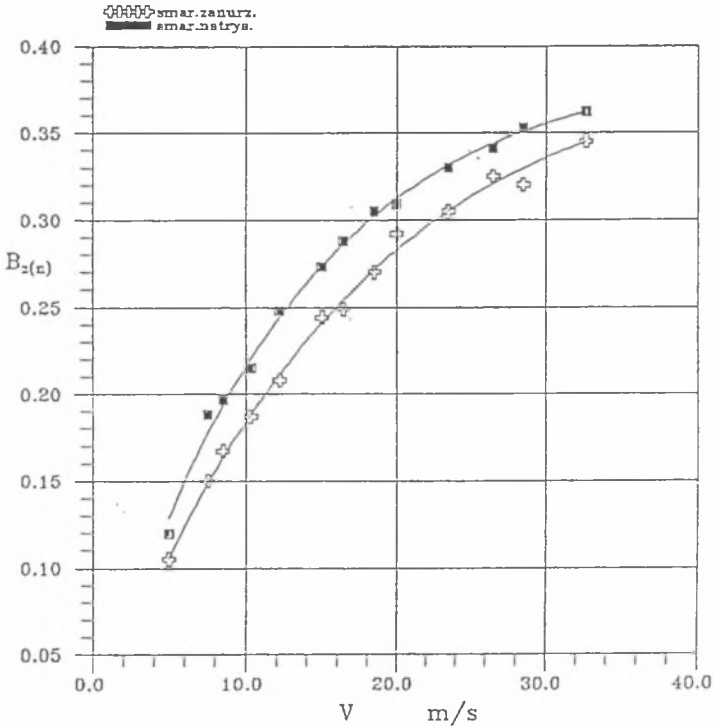
Fig. 9. The exemplificary coarses of the coefficient stating the influence of lubrication over the dynamic load of the examined wheels W_Q in the function of load Q

Wartości współczynników A, D i C oszacowano stosując rachunek statystyki i prawdopodobieństwa. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że w badanych przypadkach można, bez względu na sposób smarowania przekładni, przyjąć wartość współczynnika $A = 0,4$. Natomiast współczynniki D i C mogą przyjmować wartości:

- w przypadku smarowania poprzez zanurzenie $D = 0,38$; $C = 0,063$,
- w przypadku smarowania poprzez natrysk oleju $B = 0,20$; $C = 0,079$.

Zależność opisana równaniem (8) nie jest adekwatna dla tych prędkości, w paśmie których wartość sił dynamicznych znacznie wzrasta. W badanych przypadkach wzrost ten miał miejsce, gdy $f_z/f_0 = 1$ i $f_z/f_0 = 1/2$. W okolicy głównego rezonansu spadek obciążenia dynamicznego w odniesieniu do wartości wyznaczonej według zależności

(8) jest o 10÷15% większy w przypadku smarowania natryskowego. Natomiast w przypadku smarowania zanurzeniowego różnica ta jest nieco mniejsza.



Rys. 10. Zależność funkcjonalna współczynnika B od prędkości obwodowej badanych kół v_m
 Fig. 10. The functional dependence of coefficient B upon the peripheral speed v_m

LITERATURA

- [1] Dowson D., Higgiuson G.R.: The role of lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication. Bull. Brit. Soc. Rheology, (12), 1969 nr 4
- [2] Dowson D., Higgiuson G.R.: Theorie der Evolventenzahnradschmierung. Maschinenbautechnik (20), 1971 nr 4

- [3] Joachim F.J.: Labensdauerschmierung bei Fahrzeuggetrieben. Tribologie und Schmierungstechnik (39), 1992 nr 6
- [4] Langenbeck K., Fritz H.: Tauchschmierung schnell-laufender Stirnräder. Antriebstechnik (28), 1989 nr 3
- [5] Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987
- [6] Leimann D.O.: Einfluß des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw. Verlustleistung von Zahnradgetrieben. Antriebstechnik 32 (1993) nr 3
- [7] Leimann D.O.: Einfluß der Übersetzungsaufteilung auf die Erwärmung von Zahnradgetrieben.
- [8] Müller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa 1979
- [9] Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984
- [10] Müller L.: Prosta metoda pomiarów dynamicznych w kołach zębatych. Przegląd mechaniczny 1979 nr 6
- [11] Müller L., Wilk A.: Pomiary sił dynamicznych w kołach zębatych. Pomiary Automatyka Kontrola 1971 nr 7
- [12] Niemann G.: Maschinenelemente.II Bend, Getriebe. Berlin-Springer Verlag 1960
- [13] Skoć A.: Dynamika kół stożkowych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1976
- [14] Skoć A.: Vibration damping of bevel gear. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Zeszyt Górnictwo nr 179, Gliwice 1989
- [15] Spalek J.: Wpływ oleju smarującego na powstawanie i rozwój pittingu. Zagadnienie eksploatacji maszyn, PAN Warszawa-Kraków, zeszyt 1 i 2, 1978

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Karol REICH

Wpłynęło do Redakcji w sierpniu 1994r.

Abstract

In this article the findings of the experimental research have been presented. The aim of this research was to estimate the influence of lubrication over the dynamic load of bevel gears. The wheels which were examined were the wheels with curvilinear teeth, cut according to Gleason, Klingelberg and Oerlikon methods. The research was done according to two measurement methods, i.e. the deformations on the basis of the

tooth were measured and the strain gauges were employed to accomplish this task; and the acceleration of the wheels were measured employing the piezoelectric sensors. The gears were lubricated according to the most often used methods, i.e. by dipping the wheels in the oil and by spraying the oil on to the teeth. The findings are presented on the graphs and their interpretation is provided. The empiric dependence between the lubrication and the dynamic load is also presented.