

Wpływ sposobu smarowania na międzyzębne siły dynamiczne w przekładni zębatej stożkowej

Antoni Skoć, Maciej Kwaśny

1. Wprowadzenie

W czasie pracy przekładni przyczyną zmian wartości momentu są między innymi czynniki wewnętrzne, generujące drgania skrętne kół, innymi słowy przemieszczenia dynamiczne. Wymuszenia te są skutkiem oddziaływania na przełożenie przekładni (prędkość obwodową kół) periodycznych zmian sztywności zazębienia, błędów wykonawczych (dotyczy to przede wszystkim błędów podziałki), tłumienia itp. Drgania kół wyraźnie dają się odczuć nawet przy stałym obciążeniu zewnętrznym. Przyspieszenia tych drgań są przyczyną pojawiania się wewnętrznych sił dynamicznych w czasie pracy przekładni. W obliczeniach wytrzymałościowych przekładni siły te są uwzględniane poprzez wprowadzenie do algorytmu obliczeń współczynnika K_d . Jest to tzw. współczynnik wewnętrznych sił dynamicznych.

Dobór odpowiedniego środka smarnego oraz sposobu smarowania przekładni jest jednym z głównych zadań konstruktora. Doboru tego dokonuje się przede wszystkim w celu zmniejszenia tarcia na powierzchni styku zębów będących w przyporze oraz zminimalizowania ich zużycia. Ponadto doprowadzony w obszar styku zębów olej polepsza odprowadzanie ciepła z tego obszaru, a także produktów zużycia, stanowi też czasową ochronę antykorozyjną elementów przekładni podczas jej postoju.

Radykalne zmniejszenie tarcia oraz niemal całkowite wyeliminowanie zużywania się powierzchni zębów można osiągnąć jedynie w procesie tarcia płynnego, tj. wtedy, gdy między powierzchniami zębów będących w przyporze wytworzy się warstewka środka smarnego, czyli tzw. film olejowy (smarowy). Wytworzenie się tej warstewki oznacza zmianę suchego tarcia zewnętrznego na tarcie wewnętrzne w środku smarnym. Tarcie wewnętrzne nie tylko zmniejsza intensywność zużywania się powierzchni zębów, ale także, co wydaje się być rzeczą oczywistą, przyczynia się do zwiększenia tłumienia drgań kół, a tym samym może mieć wpływ na stan dynamiczny przekładni, co w niniejszym opracowaniu jest przedmiotem rozważań.

Pojawienie się między ślizgającymi się po sobie powierzchniami ciał stałych warstewki oleju eliminującej oddziaływanie na siebie mikronierówności tych powierzchni jest skutkiem spełnienia pewnych wymagań warunkujących uzyskanie tarcia płynnego na zasadzie hydrodynamicznej lub elastohydrodynamicznej teorii smarowania. Zauważmy, że klasyczna teoria

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, mających na celu ocenę wpływu sposobu smarowania na międzyzębne obciążenie dynamiczne w przekładni zębatej stożkowej. Przedstawiono także typowe sposoby smarowania przekładni zębatych oraz w oparciu o pomiary tensorometryczne i drganiowe określono znaczenie tychże sposobów na współczynnik sił dynamicznych w zazębieniu przekładni. Rozważano przypadki, gdy przekładnia była smarowana przez zanurzenie oraz natrysk oleju w strefę kontaktu zębów.

INFLUENCE OF THE METHOD OF LUBRICATION ON INTER-TOOTH DYNAMIC LOADS IN CONICAL GEAR

Abstract: The paper presents the results of experimental research aimed at assessing the influence of the method of lubrication on inter-tooth dynamic loads in conical gear. Typical methods of gear lubrication are also described. Then, based on strain and vibration measurements, the significance of these methods was determined for the dynamic force coefficient in the gear. Considered cases when the gear was lubricated by immersion and sprayed oil into the tooth contact zone.

hydrodynamiczna [6, 8, 9], która definiuje uzyskanie tarcia płynnego, nie uwzględnia odkształceń sprężystych powierzchni. Odkształcenia te, w przypadku styku powierzchni zakrzywionych w warunkach działania dużych nacisków powierzchniowych, mają znaczący wpływ na grubość warstewki smaru rozdzielającej te powierzchnie. Właśnie taki przypadek ma miejsce w odniesieniu do powierzchni styków zębów kół przekładni. Znajdujący się pomiędzy tymi powierzchniami olej tworzy tzw. warstewkę elastohydrodynamiczną [1]. W warstewce tej, na skutek działania dużych obciążeń, wzrasta lokalnie (w strefie współpracujących zębów) lepkość oleju. Uwzględnienie obydwu wymienionych czynników na międzyzębne obciążenie dynamiczne jest, na drodze analitycznej, zadaniem trudnym ze względu na to, iż w czasie pracy przekładni odkształcenia sprężyste powierzchni zębów, jak i lepkość oleju między tymi powierzchniami, który tworzy tzw. warstewkę

elastohydrodynamiczną, ulegają ciągłej zmianie. Uwzględniając to, autorzy uważają, że właśnie badania eksperymentalne i przytoczone dalej wyniki otrzymane z tych badań będą dla konstruktorów i operatorów przekładni zębatych pomocne przy ocenianiu wpływu smarowania na jej stan dynamiczny.

W obszernej literaturze technicznej z zakresu smarowania przekładni zębatych zazwyczaj analizowane są problemy związane z tarciem i zużyciem oraz omawiane właściwości eksploatacyjne środków smarnych. Z tego zakresu można między innymi wymienić prace [2, 3, 5]. Brak jest natomiast dostatecznej wiedzy na temat wpływu smarowania na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Zgodnie z teorią smarowania wytworzenie się warstewki oleju w tarcu poślizgowym między innymi zależy od lepkości oleju i jego właściwości reologicznych. Można przypuszczać, że warstewka ta, ze względu na znacznie lepszą właściwość tłumiącą niż materiał, z którego wykonane są koła zębate i inne elementy przekładni, ma znaczący wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Są również przesłanki, że warstwa ta może mieć wpływ na częstotliwość drgań własnych kół. W niniejszym opracowaniu podjęto próbę określenia, jaki wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej ma doprowadzony w strefę zazębienia się zębów środek smarowy (olej).

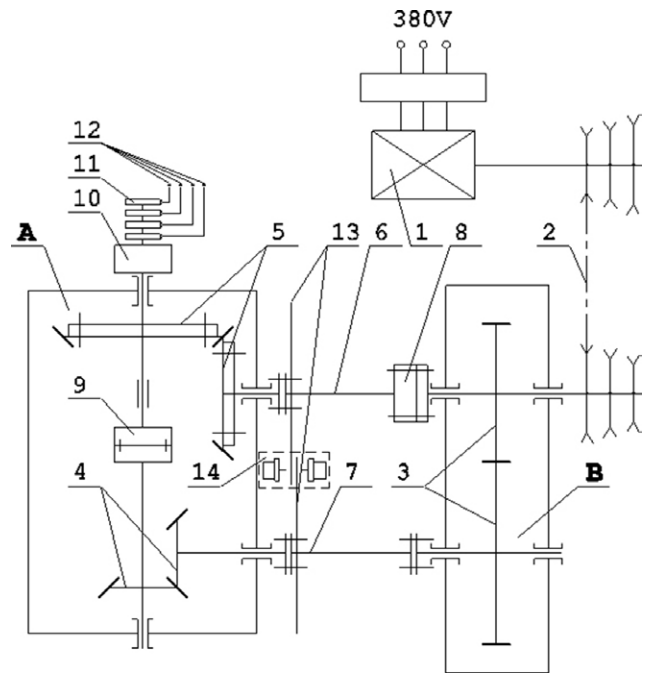
2. Stanowisko badawcze

Badania wpływu smarowania na stan dynamiczny przekładni stożkowej przeprowadzono na stanowisku pracującym w układzie mocy zamkniętej. W skład stanowiska badawczego wchodzi: przekładnie zębate, czujniki piezoelektryczne służące do pomiaru przyspieszeń stycznych drgań koła, czujniki tensometryczne służące do pomiaru odkształceń zęba, czujnik elektromagnetyczny służący do pomiaru częstotliwości zazębienia, aparatura pomiarowo-rejestrująca i analizująca, która łącznie z czujnikami tworzyła układy pomiarowe [10].

Schemat układu mechanicznego, wchodzącego w skład stanowiska badawczego, przedstawiony jest na rysunku 1. Stanowisko to składa się z trzech par kół zębatych usadowionych w dwóch skrzyniach przekładniowych A i B. W skrzyni A, w której zamontowano czujnik temperatury, mieszczą się badane koła stożkowe (5) oraz koła stożkowe (4), a w skrzyni B koła walcowe (3) zamykające układ.

W skrzyni przekładniowej A badane koła stożkowe (5) z kołami stożkowymi (4) są połączone sprzęgłem podatnym (9). Walcowe koła zębate (3), osadzone w skrzyni przekładniowej B, są połączone z kołami stożkowymi (4) i (5) dwoma wałkami skrętnymi (6) i (7) za pomocą trzech sprzęgieł stałych i jednego napinającego 8. Wymienione elementy tworzą układ mechaniczny mocy zamkniętej. Warto wspomnieć, że podatność wałków skrętnych (6) i (7) oraz sprzęgła (9) jest około osiemset razy większa niż podatność zębów badanych kół zamykających układ. Zatem badane koła można traktować jako wyizolowany z zespołu mechanizm. Moment statyczny obciążający koła zębate zadawano za pomocą sprzęgła napinającego (8).

W czasie badań koła zębate napędzono silnikiem elektrycznym o zmiennej płynnie prędkości obrotowej. Badania przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowej zębniaka od 300 do



Rys. 1. Schemat układu mechanicznego stanowiska badawczego, gdzie: 1 – silnik; 2 – przekładnia pasowa; 3 – koła zębate walcowe; 4 – koła zębate stożkowe; 5 – obudowa, w której umieszczone są badane koła zębate stożkowe; 6, 7 – wałki skrętne; 8 – sprzęgło napinające; 9 – sprzęgło podatne; 10 – mostek tensometryczny i wzmacniacz; 11 – układ ślizgowy; 12 – kable ekranowane doprowadzające sygnały do aparatury pomiarowo-rejestrującej; 13 – tarcze służące do pomiaru wzajemnego położenia kół zębatych; 14 – fotokomórka

3850 obr./min. Przekładnię przed uruchomieniem obciążano statycznym momentem skręcającym zgodnie z przyjętym programem badań.

3. Obiekt i przebieg badań

Badaniami objęto 17 par kół stożkowych, w układzie ortogonalnym, o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodą:

- Gleason – kołowo-łukowa linia wzdłużna zęba, wysokość zęba zmienna proporcjonalnie do odległości od wierzchołka stożka;
- Klingelberg – ewolwentowa linia wzdłużna zęba, wysokość zęba stała;
- Oerlikon – epicykloidalna linia wzdłużna zęba, wysokość zęba stała.

Podstawowe parametry geometryczne tych kół wynosiły:

- przełożenie: $u = z_2 / z_1 = 54 / 41$;
- szerokość wieńca zębatego: $b = 26$ mm;
- kąt pochylenia linii wzdłużnej zęba w przekroju środkowym wieńca zębatego: β_m , kąt ten wynosi:
 - $\beta_m = 31^\circ 16'$ dla kół o zębach nacinanych metodą Gleason,
 - $\beta_m = 31^\circ 02'$ dla kół o zębach nacinanych metodą Klingelberg,
 - $\beta_m = 31^\circ 07'$ dla kół o zębach nacinanych metodą Oerlikon.

Na stanowisku badawczym badane koła można było przemieszczać względem siebie, co umożliwiło ustalenie poprawnego śladu przylegania zębów.

Zęby badanych kół były utwardzane poprzez nawęglanie. Wszystkie badane koła wykonane były w 7. klasie dokładności.

Dla przytoczonych wyżej kół współczynnik dynamiczny K_v wyznaczano w oparciu o pomiary odkształceń zębów oraz przyspieszeń stycznych drgań skrętnych kół.

Badania przeprowadzono dla różnych wartości jednostkowego wskaźnika obciążenia wyznaczonego według wzoru

$$Q = \frac{2M_o}{bd_{m1}^2} \quad (1)$$

gdzie:

Q – wskaźnik obciążenia jednostkowego;

M_o – moment obrotowy statyczny;

b – szerokość wieńca zębatego;

d_{m1} – średnica podziałowa koła zębatego czynnego.

Wartości wskaźnika obciążenia jednostkowego 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.

Wartości nadwyżki dynamicznej i współczynnika sił dynamicznych w przypadku pomiaru przyspieszeń stycznych drgań skrętnych koła wyznaczano z zależności:

$$K_{vp} = \frac{M_o + M_d}{M_o} = 1 + N_d \quad (2)$$

$$M_d = \varepsilon I \quad (3)$$

gdzie:

M_d – moment obrotowy dynamiczny;

N_d – nadwyżka dynamiczna ($N_d = M_d / M_o$);

I – masowy moment bezwład. badanych kół, zredukowany na oś koła;

ε – przyspieszenie kątowe drgań skrętnych koła.

Natomiast w przypadku pomiaru odkształceń zęba korzystano z zależności:

$$K_{vi} = \frac{X_{di}}{X_{si}} \quad (4)$$

$$K_{vt} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{vti} \quad (5)$$

gdzie:

X_{di} – maksymalna wartość sygnału pojawiającego się przy zazębieniu i -tej pary zębów podczas pracy przekładni;

X_{si} – maksymalna wartość sygnału pojawiającego się przy zazębieniu i -tej pary zębów (ta sama para co w przypadku X_{di})

przy obciążeniu quasi-statycznym, np. gdy przekładnia jest napędzana ręcznie korbą;

i – liczba informująca, która para zębów była w zazębieniu, $i = 1, \dots, n$;

K_{vt} – wartość średnia współczynnika sił dynamicznych.

Do smarowania kół, w przypadku określania wpływu smarowania na międzyzębne siły dynamiczne, zastosowano olej VG-220 (Transol 130). Zęby badanych kół w czasie pracy były smarowane najczęściej stosowanymi metodami, mianowicie:

- poprzez zanurzenie w oleju – minimalna głębokość zanurzenia dużego koła wynosiła 5 mm powyżej średnicy wewnętrznej stożka podziałowego, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około $\pi/2$ rad;
- poprzez natrysk oleju na całej szerokości kół od strony wejścia zębów w zazębienie.

W czasie pomiarów temperatura oleju, w którym zanurzone były koła, oraz oleju doprowadzanego na koła poprzez natrysk wahała się w zakresie 54–56°C. Pomiary przyspieszeń badanych kół i odkształceń zęba przeprowadzono również, gdy przekładnia nie była smarowana.

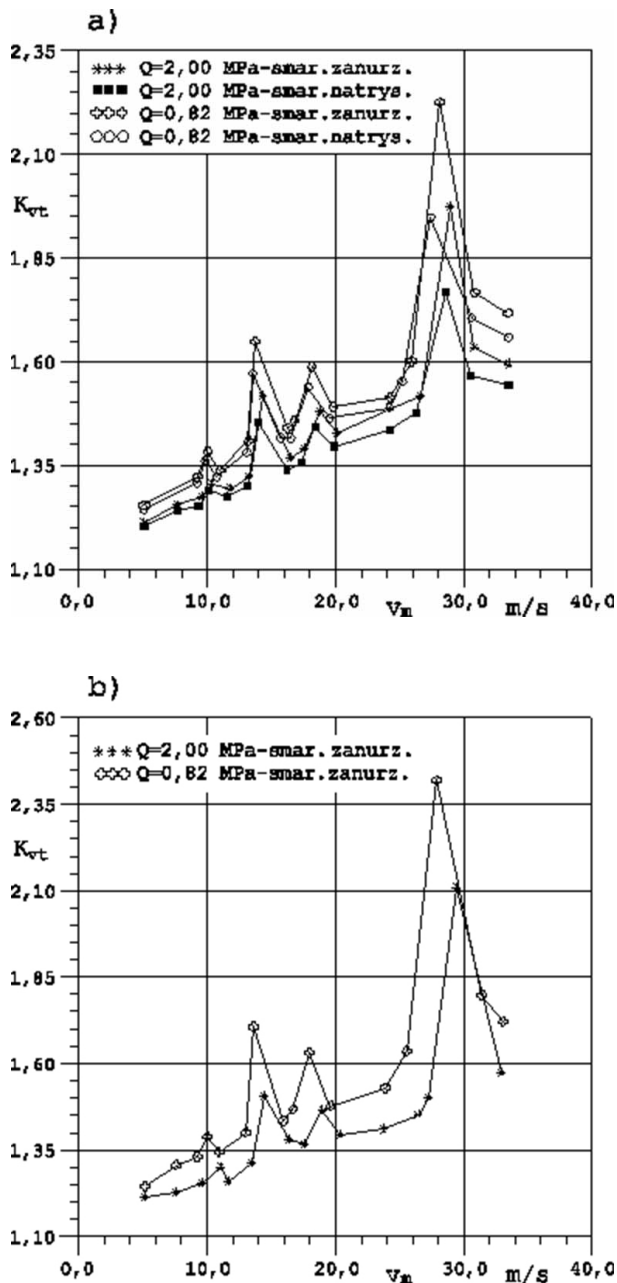
Uwzględniając stan powierzchni zębów, lepkość zastosowanego oleju w temperaturze pracy, kąt obrotu koła od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie oraz wydajność pompy zastosowanej do tłoczenia oleju przy smarowaniu natryskowym, można stwierdzić, że wymagania [4, 7], dotyczące zastosowanych sposobów smarowania, były całkowicie spełnione.

4. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów oraz obliczeń otrzymano przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół dla najczęściej stosowanych sposobów smarowania, mianowicie: natryskowego oraz zanurzeniowego. W rezultacie otrzymano 70 takich przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 2 i 3.

Porównując otrzymane wyniki, stwierdzono, że ze względu na dynamikę przekładni bardziej efektywnym sposobem smarowania jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są poprzez zanurzenie, siły dynamiczne są 7–15% większe w porównaniu z siłami działającymi na zęby przy smarowaniu natryskowym (rys. 2 a i 3 a). Natomiast gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansu głównego, różnice te są znacznie większe (rys. 2 a) i wynoszą 25–30%. Należy podkreślić, że przytoczone wyżej spostrzeżenia dotyczą przypadku, 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 istotnego wpływu zmiany kierunku obrotów na obciążenie dynamiczne przekładni, gdy pracowała ona poza obszarem rezonansowym (porównać odpowiadające sobie przebiegi na rys. 3 b i 3 c). Natomiast wpływ ten przejawia się (patrz rys. 2 a i 2 b), gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym. Jak widać, w obszarze rezonansu głównego, gdy zęby kół zazębiają się po $1/4$ obrotu od chwili zanurzenia w oleju, siły



Rys. 2. Współczynnik siły dynamicznej K_{vt} w funkcji prędkości obwodowej kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności, gdzie: a) w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około $\pi/2$ rad; b) w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około $3/2 \pi$ rad

dynamiczne są mniejsze o około 15%, niż gdy ich zazębienie następuje po $3/4$ obrotu.

Należy wspomnieć, iż przeprowadzono również badania próbne przy innym zanurzeniu kół niż podane nieco wcześniej, 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, przy jednoczesnym smarowaniu ich przez natrysk od strony

wejścia, również nie przyczynił się do spadku sił dynamicznych. Spostrzeżenia te sugerują, że strata energii drgań powstała w wyniku smarowania ma miejsce głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.

Można zauważyć (rys. 2), że w zależności od sposobu smarowania główny rezonans występuje przy nieco innych prędkościach obwodowych kół. W przypadku smarowania poprzez natrysk oleju główny rezonans pojawia się przy mniejszej prędkości niż w przypadku smarowania zanurzeniowego. Jak widać, różnice są nieznaczne.

5. Podsumowanie i wnioski końcowe

W opracowaniu przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, na podstawie których dokonano analizy wpływu sposobu smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni zębatej stożkowej. Badania te realizowano na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku badawczym, na którym badano koła o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami: Gleason oraz Oerlikon.

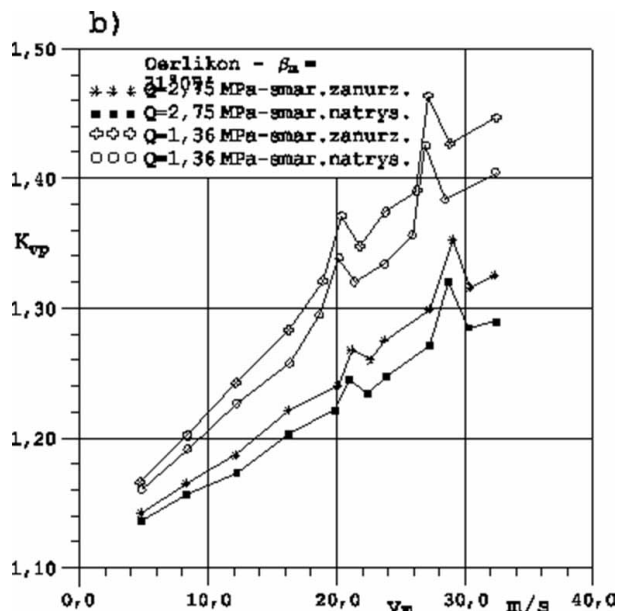
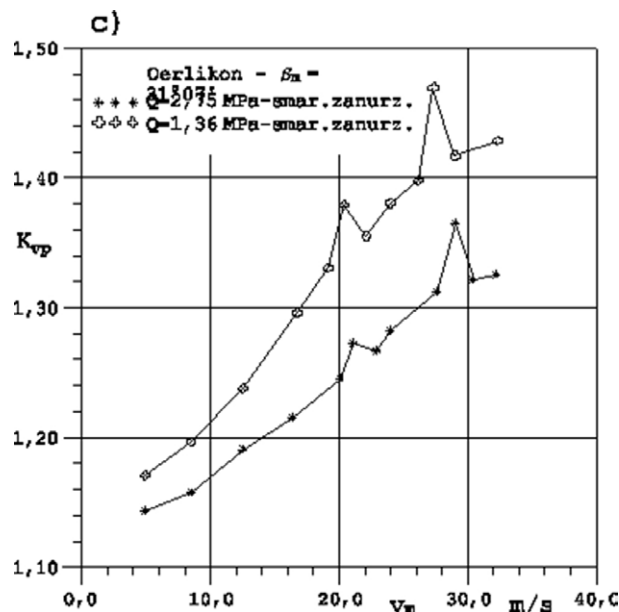
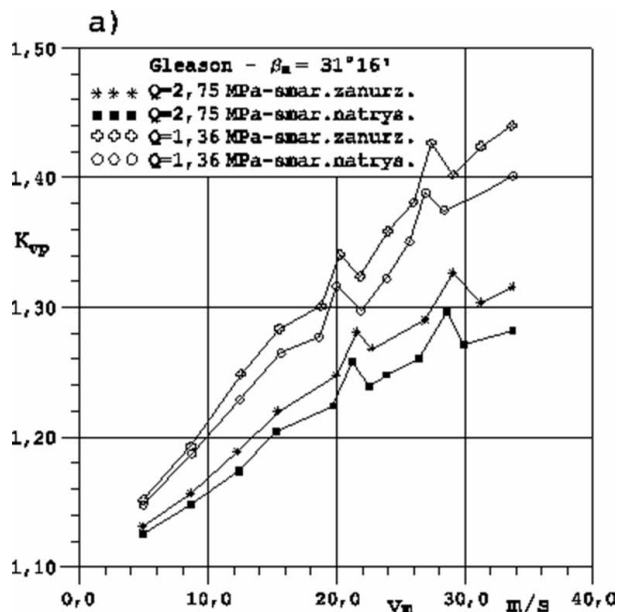
Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, stanowiących temat niniejszego opracowania, oraz opierając się na aktualnym stanie wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych, sformułowano następujące wnioski:

Z punktu widzenia stanu dynamicznego przekładni stożkowej sposobem smarowania bardziej efektywnym od zanurzeniowego jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są zanurzeniowo, międzyzębna siła dynamiczna, w zależności od prędkości obwodowej kół, jest o 7–15% większa w porównaniu z siłą działającą na zęby przy smarowaniu natryskowym. Natomiast gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu, różnice te są znacznie większe – wynoszą one 25–30%.

Przy małej prędkości obwodowej kół wpływ sposobu smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni jest nieznaczny. W tym przypadku przy doborze sposobu smarowania należy brać pod uwagę inne względy niż stan dynamiczny przekładni, np. rachunek ekonomiczny.

W przypadku dodatkowego smarowania kół poprzez natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia przy jednoczesnym ich smarowaniu od strony wejścia w zazębienie, jak również zwiększenia głębokości zanurzenia wieńca zębatego w oleju, przy smarowaniu zanurzeniowym, nie zauważono zmniejszenia międzyzębnej siły dynamicznej. Spostrzeżenia te pozwalają wnioskować, że strata energii drgań spowodowana smarowaniem przekładni zachodzi głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.

Wpływ smarowania przekładni na międzyzębne obciążenie dynamiczne zależy od prędkości obwodowej kół i obciążenia jednostkowego. Ze wzrostem prędkości obwodowej kół wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni również rośnie bez względu na sposób smarowania, powodując spadek wartości tego obciążenia. Wpływ ten jest większy w przypadku smarowania natryskowego. Zarówno przy smarowaniu zanurzeniowym, jak i natryskowym spadek obciążenia dynamicznego spowodowany wzrostem prędkości obwodowej kół



Rys. 3. Współczynnik siły dynamicznej K_{vp} w funkcji prędkości obwodowej kół: a) i b) w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego kół wykonanych metodą Gleason i Oerlikon, gdy przy smarowaniu zanurzeniowym obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w ząbienie wynosił około $\pi/2$ rad; c) w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia do wejścia w ząbienie wynosił około $3/2 \pi$ rad

ograniczony jest asymptotą, której położenie zależy od obciążenia i sposobu smarowania.

Wraz ze wzrostem wskaźnika obciążenia jednostkowego wpływ smarowania na dynamikę przekładni maleje. Dotyczy to zarówno smarowania zanurzeniowego, jak i natryskowego.

Literatura

[1] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, London 1966.
 [2] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *The role of lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication*. Bull. Brit. Soc. Rheology 12, H. 4/1969.

[3] JOACHIM F.J., BRÜGEL E.: *Lebensdauerschmierung bei Fahrzeuggetrieben*. Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992), H. 6, Hannover 1992.
 [4] LANGENBECK K., FRITZ H.: *Tauchschnierung Schnelllaufender Stirnräder*. Antriebstechnik (28) nr 3/1989.
 [5] LEIMANN D.O.: *Teil I – Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw. Verlustleistung von Zahnradgetrieben*. Antriebstechnik 32, nr 5/1993.
 [6] MILNE-THOMSON L.M.: *Theoretical Hydrodynamics* London. MacMillan 1949.
 [7] MÜLLER L.: *Przekładnie zębate – projektowanie*. WNT, Warszawa 1996.
 [8] PEPPLER W.: *Die Theorie der hydrodynamischen Schmierung*. VDI Berichte, B. 20/1957.
 [9] REYNOLDS O.: *On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments*. Phil. Trans. Soc. 1886.
 [10] SKOĆ A.: *Prognozowanie właściwości dynamicznych przekładni zębatych stożkowych*. Monografia nr 121. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.

prof. dr hab. inż. Antoni Skoć – e-mail: antoni_skoć@op.pl,
 dr inż. Maciej Kwaśny – e-mail: maciej.kwasny@polsl.pl,
 Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii, Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa

artykuł recenzowany