ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2008
Seria: GÓRNICTWO z. 286 Nr kol. 1798

Andrzej WIECZOREK
Politechnika Śląska, Gliwice

WPŁYW DOKŁADNOŚCI WYKONANIA NA TEMPERATURĘ OLEJU SMARUJĄCEGO PRZEKŁADNIE ZĘBATE O UZĘBIENIU NIESTANDARDOWYM

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań doświadczalnych nagrzewania się oleju smarującego przekładnie zębate o uzębieniu niestandardowym charakteryzujące się zróżnicowaną dokładnością wykonania. Na podstawie pomiarów na stanowisku mocy zamkniętej stwierdzono wyższe przyrosty temperatury oleju dla kół o uzębieniu wysokim wykonanych w wyższej klasie dokładności.

INFLUENCE OF MANUFACTURING ACCURACY ON OIL TEMPERATURE FOR LUBRICATION IN NONSTANDARD TEETH PROFILE MESHING

Summary. In the paper there were presented some experimental results of oil warming up in lubrication of nonstandard teeth profile meshing and compared to results for standard teeth profile meshing due to PN – 92/M-88503 standard. On the basis of measurement on test stand FZG it was ascertained of higher increments of oil temperature for gears with nonstandard teeth profile.

1. Wprowadzenie

Maszynom i urządzeniom stawiane są wysokie wymagania eksploatacyjne. Oznacza to, że pożądana jest wysoka niezawodność i trwałość układów napędowych tych maszyn [1], w tym przekładni zębatych.

Na trwałość urządzeń wpływają m.in. takie wielkości, jak: obciążenie, prędkość obrotowa, warunki rezonansowe i sposób smarowania. Ostatni z wymienionych czynników jest

szczególnie ważny, jeśli weźmie się pod uwagę, że od niego zależy w znacznym stopniu przebieg eksploatacji maszyn i urządzeń.

Zwiększone nagrzewanie się oleju w czasie pracy przekładni o uzębieniu wysokim (w porównaniu z uzębieniami standardowymi) jest istotnym problemem konstrukcyjnym i eksploatacyjnym. Wzrost temperatury oleju smarującego, dla wielu przypadków, niekorzystnie wpływa na maszyny i urządzenia techniczne. Z jego wzrostem związane jest zmniejszenie się lepkości oleju, co istotnie wpływa na grubość filmu olejowego, a tym samym na wytrzymałość na zatarcie kół i właściwości dynamiczne przekładni.

Nowoczesne oleje smarne charakteryzują się podwyższoną odpornością na zatarcie i tym samym zmniejszenie lepkości nie powoduje utraty przez te oleje funkcjonalności z uwagi na zacieranie się powierzchni zębów. W przypadku przekładni zabudowanych np. w ramionach wąskich kombajnów, występuje możliwość znacznego wzrostu temperatury oleju. Należy wówczas wziąć pod uwagę wystąpienie wycieków oleju spod uszczelnień, co może spowodować całkowite zniszczenie uzębienia.

Zmniejszenie lepkości oleju smarującego wiąże się ze zmniejszeniem tłumienia sił powstających w zazębieniach kół, a tym samym wzrost sił dynamicznych, który powoduje zwiększenie obciążenia takich elementów przekładni, jak koła zębate i łożyska.

W pracy przedstawiono wyniki badań uzębień wysokich wykonanych w 2 różnych klasach dokładności. Celem tych badań było stwierdzenie, czy na temperaturę wpływa tylko wartość prędkości poślizgu, czy też znaczenie mają inne czynniki. Niniejsza praca stanowi kontynuację pracy [26], w której stwierdzono wyższe temperatury nagrzewania się oleju smarującego koła o uzębieniu wysokim, w porównaniu z temperaturą oleju smarującego koła o uzębieniu standardowym.

2. Charakterystyka niestandardowych uzębień kół zębatych

Do chwili obecnej zostało opracowanych wiele rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych o ewolwentowym i nieewolwentowym zarysie uzębienia. Głównym celem proponowanych rozwiązań było podwyższenie trwałości kół zębatych.

Spośród rozwiązań alternatywnych w stosunku do powszechnie stosowanych uzębień standardowym zarysie odniesienia należy wymienić:

A. Ewolwentowe uzębienia komplementarne [2,8,16,18,20]. Dla tych uzębień wysokości i grubości współpracujących zębów znacząco się różnią. Takie rozwiązanie zwiększa ich

trwałość, jednak ograniczeniem jest konieczność stosowania różnych narzędzi do wykonania zębnika i koła.

B. Ewolwentowe uzębienia asymetryczne [9]. W przypadku tych uzębień zarysy przeciwległych powierzchni zębów są różne; najczęściej stosuje się dla jednego boku zęba standardowy kąt przyporu α_t=20°, natomiast dla drugiego zarysu zwiększony kąt przyporu równy α_t=45°. Takie rozwiązanie zwiększa wytrzymałość zębów na złamanie, ale ogranicza pracę przekładni do jednokierunkowego przepływu mocy.

C. Uzębienia ewoloidalne [18,19]. Uzębienia te cechują się możliwością stosowania dużych przełożeń przy jednoczesnej bardzo małej granicznej liczbie zębów zębnika; w przypadku zębów prostych liczba ta wynosi 3, natomiast dla zębów skośnych nawet 1. Rozwiązanie nie znalazło szerszego zastosowania z uwagi na fakt, że wartość wskaźnika zazębienia często jest mniejsza od jedności.

D. Ewolwentowe i nieewolwentowe uzębienia stosowane w mechanice precyzyjnej [14,15]. Do tej grupy zalicza się przede wszystkim drobnomodułowe uzębienia stosowane w zegarmistrzostwie. Parametry zarysów odniesienia tych uzębień są bardzo zróżnicowane i różnią się kształtem zarysu zęba oraz wysokością.

E. Uzębienia specjalne o nieewolwentowym zarysie [6,21]. Do tej grupy zaliczają się między innymi uzębienia typu Wildhabera-Nowikowa, typu Cyclo oraz inne stosowane przede wszystkim w kołach zębatych wykonywanych z tworzyw sztucznych.

F. Ewolwentowe uzębienia niskie. Charakteryzują się najczęściej czołowym kątem przyporu na średnicy podziałowej α_t=30° i stosowane są m.in. w rozłącznych połączeniach wielowypustowych.

G. Ewolwentowe uzębienia wysokie o standardowej i niestandardowej wartości kąta przyporu mierzonego na średnicy podziałowej α_t..

Największe zastosowanie praktyczne znalazły uzębienia standardowe o zarysie ewolwentowym. Przede wszystkim odnieść to należy do przekładni przemysłowych, a w tym do przekładni pracujących w układach napędowych maszyn górniczych.

Porównanie właściwości wytrzymałościowych i eksploatacyjnych uzębień wysokich, niskich i komplementarnych w odniesieniu do uzębień standardowych przedstawiono w tablicy 1 [17].

Tablica 1

Wady i zalety uzębień wysokich, niskich i komplementarnych w porównaniu z uzębieniami standardowymi [17]; oznaczenia: h_{a0} – wysokość głowy zęba narzędzia, ε_α – czołowy wskaźnik zazębienia, a_t – kąt przyporu mierzony na średnicy podziałowej, s – grubość zęba

Typ uzębienia	Zarys uzębienia	Zalety	Wady
Uzębienie niskie (h_{a0}<1·m)		małe straty sprawności, mniejsza graniczna liczba zębów z_g	hałaśliwa praca uzębień
Uzębienie wysokie (h_{a0}>1·m; $\varepsilon_\alpha \geq 2$; często a_t<20°)		cichobieżna praca przekładni	wyższe zagrożenie zatarcia zębów, większa graniczna liczba zębów z_g
Uzębienie komplementarne symetryczne $h_{a01} \neq h_{a02}$, s_1/s_2=dowolne		możliwa większa trwałość uzębień, możliwe bardzo małe wartości granicznej liczby zębów z_g	wyższe nakłady technologiczne (osobne narzędzia dla zębnika i koła)
Uzębienie komplementarne asymetryczne $h_{a01} \neq h_{a02}$, s_1/s_2=dowolne $a_{t,lewe} \neq a_{t,prawe}$		wyższa trwałość ze względu na złamanie i pitting	wysokie koszty narzędzi

W ostatnim okresie obserwuje się istotny rozwój zazębienia wysokiego. Szczególnie ten rodzaj uzębienia znajduje zastosowanie w przemyśle motoryzacyjnym. Istotną jego zaletą jest możliwość doboru takiej wysokości zębów prostych, dla której uzyskuje się wysoką wartość czołowego wskaźnika zazębienia $\varepsilon_\alpha \approx 2{,}0$.

Zwiększenie wysokości zęba [5] skutkuje zmianą następujących wskaźników charakteryzujących uzębienie:

- zwiększeniem się granicznej liczby zębów,
- zwiększeniem się czołowego wskaźnika zazębienia ε_α,
- zwiększeniem się prędkości poślizgu na głowie zęba poślizgu.

Wymienione czynniki powodują, że wzrasta trwałość przekładni zębatych ze względu na wykruszenie warstwy wierzchniej oraz zmniejsza się emisja hałasu [10,23,24,25]. Wraz ze zwiększeniem prędkości poślizgu [12,13] wzrasta prawdopodobieństwo zatarcia się boków zębów.

3. Wpływ wysokości uzębienia na wybrane parametry kinematyczne przekładni zębatych

Jedną z właściwości współdziałania pary zębów w przekładni [7] jest różnica prędkości stycznych, która występuje we wszystkich punktach przyporu poza jednym punktem C - biegunem zazębienia.

W odniesieniu do zazębienia ewolwentowego wzory do wyznaczania prędkości stycznych v_{ty} w dowolnym punkcie przyporu Y przyjmują postać:

$$v_{ty1} = \rho_{y1}\varpi_1 = 0{,}5\omega_1 d_{b1} tg\alpha_{yt1} \tag{1}$$

$$v_{ty2} = |\rho_{y1}|\varpi_1 = 0{,}5\omega_1 |d_{b1}| tg\alpha_{yt1} \tag{2}$$

Prędkość poślizgu jest różnicą składowych prędkości stycznych sprzężonych zarysów czołowych zębów w punkcie ich styku.

Do wyznaczania prędkości poślizgu v_{sy} stosuje się wzór:

$$v_{sy} = \omega_1 g_{\alpha y}\left(1+\frac{1}{u}\right) \tag{3}$$

Prędkość poślizgu jest proporcjonalna do odległości g i w biegunie zazębienia równa jest zero. Osiąga ona wartość maksymalną w końcowych punktach A i E odcinka przyporu.

W punkcie A odcinka przyporu (odpowiada przyporowi dolnego granicznego punktu zarysu czynnego zęba koła napędzającego) prędkość poślizgu v_{sf} wyznacza się ze wzoru:

$$v_{sf} = \omega_1 g_f\left(1+\frac{1}{u}\right) \tag{4}$$

W punkcie E odcinka przyporu (odpowiada przyporowi górnego granicznego punktu zarysu czynnego zęba koła napędzającego) prędkość poślizgu wyznacza się ze wzoru:

$$v_{sa} = \omega_1 g_a \left(1 + \frac{1}{u}\right) \tag{5}$$

Prędkość poślizgu v (przy założeniu ω_1 = const) jest tym mniejsza, im:

- odcinek przyporu jest krótszy,
- stosunek liczb zębów kół u jest większy,
- moduł kół jest mniejszy (przy tych samych średnicach kół większe liczby zębów); zmniejszenie modułu powoduje zmniejszenie wysokości zębów, co wpływa na skrócenie odcinka przyporu.

Wraz ze zwiększeniem prędkości poślizgu rośnie skłonność do zacierania się boków (powierzchni) zębów. Na wytrzymałość stykową zębów ma również wpływ wzajemny kierunek prędkości poślizgu i prędkości stycznej na boku zęba.

Projektując przekładnię, należy dążyć do zminimalizowania prędkości poślizgu. Zaleca się również, aby prędkości poślizgu w końcowych punktach przyporu były sobie równe.

W teorii zazębienia wprowadzono dwa bezwymiarowe parametry charakteryzujące poślizg:

- współczynnik poślizgu,
- poślizg względny.

Współczynnik poślizgu K_{sy} (rys. 1) jest stosunkiem prędkości poślizgu v_{sy} do prędkości obwodowej v_w okręgów tocznych, a zatem:

$$K_{sy} = \frac{v_{sy}}{v_w} = \frac{2g_{\alpha y}}{d_{w1}}\left(1 + \frac{1}{u}\right) \tag{6}$$

Maksymalne wartości uzyskuje się w punktach końcowych A i E odcinka przyporu, przy czym:

w punkcie A:

$$K_{sf} = \frac{2g_f}{d_{w1}}\left(1 + \frac{1}{u}\right) \tag{7}$$

w punkcie E:

$$K_{sa} = \frac{2g_a}{d_{w1}}\left(1 + \frac{1}{u}\right) \tag{8}$$

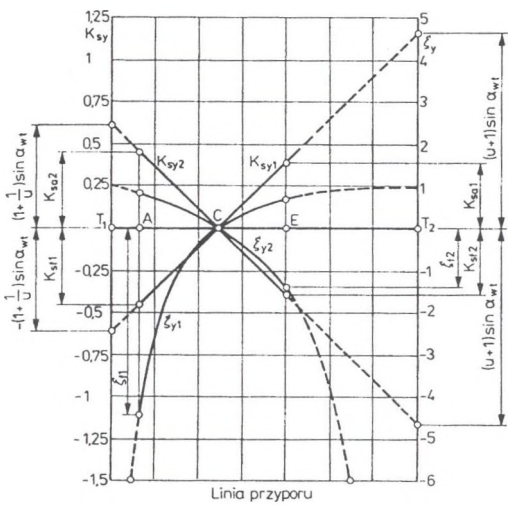
Przy projektowaniu uzębień wysokich istotne jest określenie wpływu czołowego wskaźnika zazębienia ε_α na współczynnik poślizgu na głowie zęba. Współczynniki poślizgu można obliczyć przy zastosowaniu wzoru:

$$K_{sa1} = K_{sa2} = \frac{\varepsilon_\alpha p_{et}}{d_{w1}}\left(1 + \frac{1}{u}\right) = \varepsilon_\alpha \cos\alpha_{wt} \frac{\pi}{z}\left(1 + \frac{1}{u}\right) \tag{9}$$

Zgodnie z tym wzorem, zwiększenie wskaźnika zazębienia powoduje zwiększenie współczynników poślizgu. Skutkuje to także spadkiem sprawności uzębienia; w stosunku do uzębień standardowych uzębienia wysokie cechują się o 0,2-0,5% mniejszą sprawnością uzębienia.

Drugim ważnym parametrem charakteryzującym właściwości kinematyczne przekładni jest poślizg względny ζ. Poślizg względny ζ_y (patrz rys. 1) jest stosunkiem prędkości poślizgu v_{sy} do prędkości stycznej v_{ty} w punkcie styku zarysów Y.

$$\zeta_{y1} = \frac{v_{sy1}}{v_{ty1}} = \frac{v_{sy1}}{\omega_1 \rho_{y1}} = 1 - \frac{\rho_{y2}}{u\rho_{y1}} \tag{10}$$



Rys. 1. Współczynnik poślizgu K_{sy} i poślizg względny ζ_y wzdłuż odcinka przyporu w przekładni o zazębieniu zewnętrznym przy u = 2 wg DIN 3960

Fig. 1. Sliding coefficient K_{sy} and relative sliding on the line of action in external meshing gear for u = 2 (DIN 3960)

$$\zeta_{y2} = \frac{v_{sy2}}{v_{ty2}} = \frac{v_{sy2}}{\omega_2 \rho_{y2}} = 1 - \frac{u\rho_{y1}}{\rho_{y2}} \tag{11}$$

Maksymalne wartości uzyskuje się w punktach końcowych A i E odcinka przyporu, przy czym:

w punkcie A:

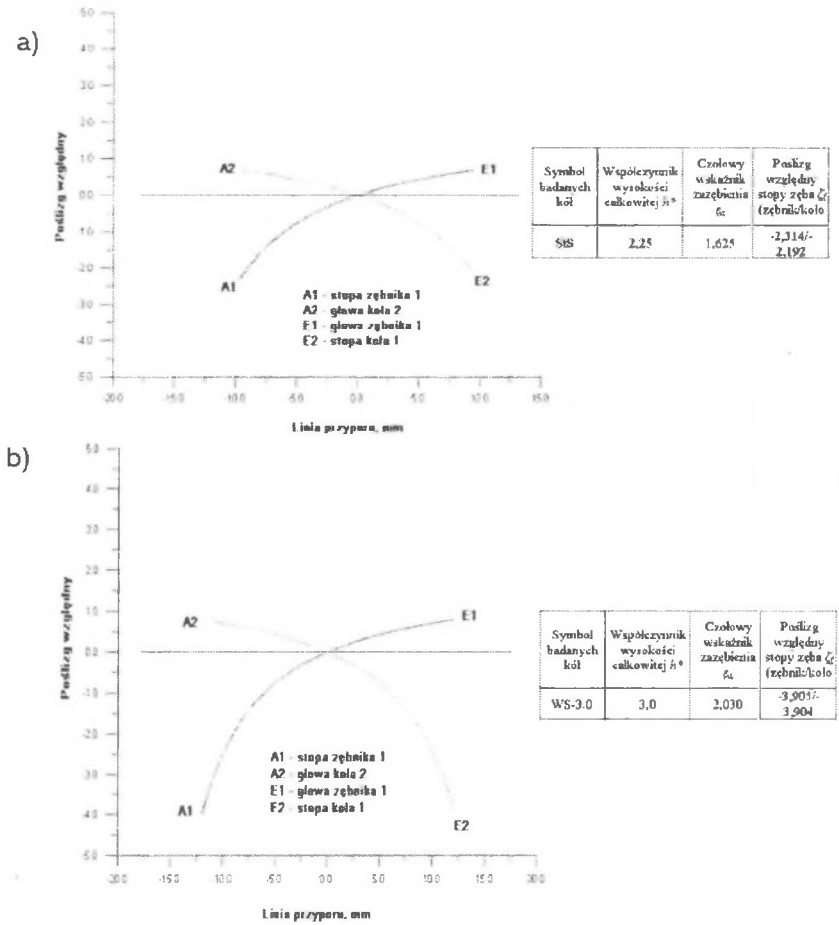
$$\zeta_{f1} = 1 - \frac{\rho_{A2}}{u\rho_{A1}} \tag{12}$$

w punkcie E:

$$\zeta_{f2} = 1 - \frac{u\rho_{E2}}{\rho_{E1}} \tag{13}$$

W przypadku uzębień wysokich istotne jest, aby obliczone maksymalne wartości poślizgu względnego ζ nie powinny dla przekładni przemysłowych być większe niż 3 [27].

Na rysunku 2 przedstawiono wyniki obliczeń poślizgu względnego dla uzębienia wysokiego i standardowego (parametry geometryczne rozpatrywanych uzębień były zbliżone i różniły się tylko co do wysokości uzębienia) uzyskane za pomocą oprogramowania Kisssoft-Hirnware wersja 10-2004 DEMO. Jak z niego wynika, dla uzębień wysokich wartości krytyczne poślizgu względnego ζ są przekroczone.



Rys. 2. Przebiegi poślizgu względnego uzyskane dla przykładowych uzębień: a) standardowego, b) wysokiego
Fig. 2. Relative sliding functions gained for exemplary: a) standard teeth profile, b) nonstandard teeth profile

4. Warunki badań

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym pracującym w układzie mocy zamkniętej [22], składającej się z dwóch par kół zębatych sprzężonych ze sobą. Badania te zostały wykonane w zakresach: częstotliwości zazębienia f_z= 89 Hz÷1300 Hz, jednostkowego wskaźnika obciążenia Q_u=0,36÷1,78 MPa.

Koła badane smarowane były natryskowo przekładniowym olejem mineralnym o klasie lepkości VG 320 i natężeniu przepływu 0,5 dm^3/min. Koła zębate przed badaniami zasadniczymi poddano procesowi docierania, który realizowano w czasie 10 godzin.

Integralną część wyposażenia stanowiska mocy zamkniętej stanowił układ do kontroli temperatury oleju. Do jej pomiaru użyto układu scalonego LM - 35 [11]. Jest to precyzyjny układ pomiaru temperatury, który na wyjściu podaje napięcie proporcjonalne do temperatury (10mV/°C) w zakresie temperatur od 0 °C do 150 °C. Czujnik ten umieszczony był przy wylocie oleju smarującego koła zębate.

Pomiar odbywał się za pomocą układu pomiarowego, którego bazę stanowił standardowy komputer stacjonarny PC, karta A/C typu DAQBoard 2005 firmy Iotech [3] oraz oprogramowanie DasyLab [4].

W badaniach wykorzystano koła o wysokości zębów h=3,0 modułu wykonane w dwóch wersjach szlifowanej (WS-3.0) i frezowanej (WF-3.0). Parametry badanych kół zestawiono w tablicy 2, natomiast wartości odchyłek wykonawczych przedstawiono w tablicy 3.

5. Wyniki badań

Pomiary temperatury przeprowadzono dla rozpatrywanych kół zębatych przy wartościach obciążenia (scharakteryzowanego jednostkowym wskaźnikiem obciążenia) równym: Q_u=1,08, 1,44 i 1,78 MPa oraz dla różnych prędkości obrotowych n_1 w zakresie od 200 do 800 min^{-1}.

Na rysunku 3 przedstawiono w formie wykresu punktowego przykład zarejestrowanych danych pomiarowych. Dane te były podstawą do wyznaczenia charakterystyk nagrzewania się oleju smarującego badane koła zębate.

Tablica 2

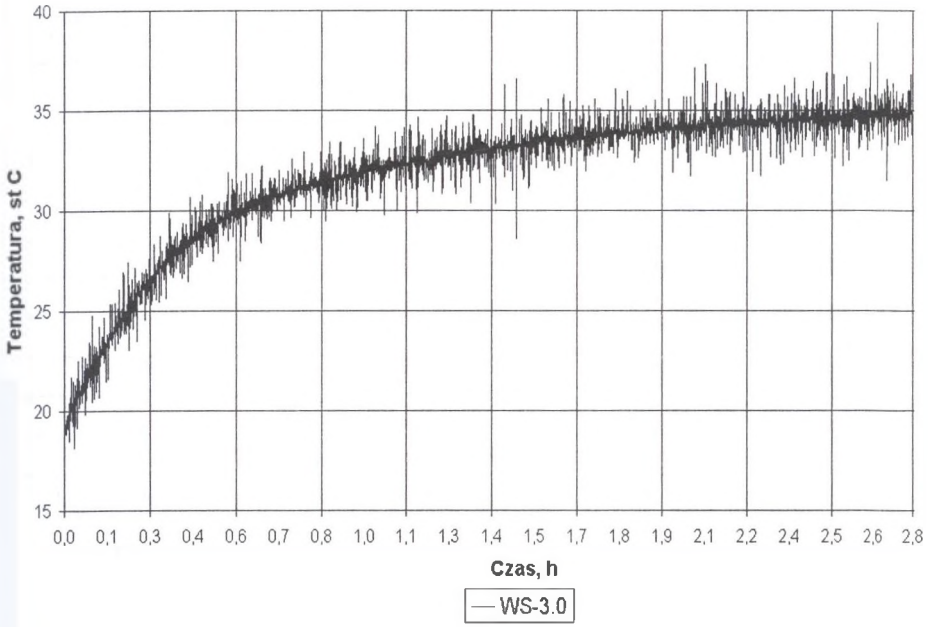
Zestawienie charakterystycznych parametrów badanych par kół

Parametr	Symbol	Symbol uzębienia			
		WS-3.0		WF-3.0	
		zębnik	koło	zębnik	koło
Rodzaj uzębienia		wysokie		wysokie	
Liczba zębów	z	26	27	26	27
Moduł, mm	m	4			
Kąt przyporu, °	α	20			
Luz międzyzębny	c	$0{,}4 \cdot m$			
Szerokość uzębienia, mm	b	10			
Średnica podziałowa, mm	d	104,00	108,00	104,00	108,00
Średnica wierzchołków, mm	d_a	114,55	118,20	114,55	118,20
Średnica stóp, mm	d_f	90,59	94,21	90,59	94,21
Współczynnik wysokości zęba	h^*	3,0			
Współczynnik wysokości głowy zęba	h_a^*	1,3			
Współczynnik wysokości stopy zęba	h_f^*	1,7			
Promień zaokrąglenia stopy zęba	ρ	$0{,}212 \cdot m$			
Klasa dokładności wykonania	-	7			
Rodzaj obróbki powierzchni zębów	-	szlifowanie		frezowanie	

Tablica 3

Zestawienie odchyłek wykonawczych uzębień badanych kół

Rodzaj odchyłki lub błędu wykonania	Symbol	Wartość odchyłek wykonawczych [μm]			
		WS-3.0		WF-3.0	
		zębnik	koło	zębnik	koło
Odchyłka kąta zarysu zęba	$f_{H\alpha}$	5,9	-5,4	14,1	18,5
Odchyłka sumaryczna zarysu zęba	F_α	9,7	9,2	33,9	41,9
Odchyłka kształtu zarysu zęba	$f_{f\alpha}$	7,4	7,3	32,9	38,6
Odchyłka kąta linii zęba	$f_{H\beta}$	0,6	2,4	10,0	26,3
Odchyłka sumaryczna linii zęba	F_β	1,5	2,4	9,2	22,6
Odchyłka kształtu linii zęba	$f_{f\beta}$	1,3	1,9	4,6	8,3
Największy błąd pojedynczej podziałki obwodowej	f_{pmax}	6,1	6,9	12,7	16,8
Największe odchylenie podziałki obwodowej	f_{umax}	7,1	10,4	18,5	27,6
Całkowity błąd podziałek obwodowych	F_p	23,8	7,6	35,3	19,3
Odchylenie wartości pomiarowej od wartości średniej podziałki	R_p	10	10,4	21,3	28,0
Błąd podziałek dla 1/8 obwodu okręgu podziałowego	$F_{pz/8}$	10,3	5,7	22,8	13,4
Bicie uzębienia	F_r	19,8	9,6	28,9	27,8



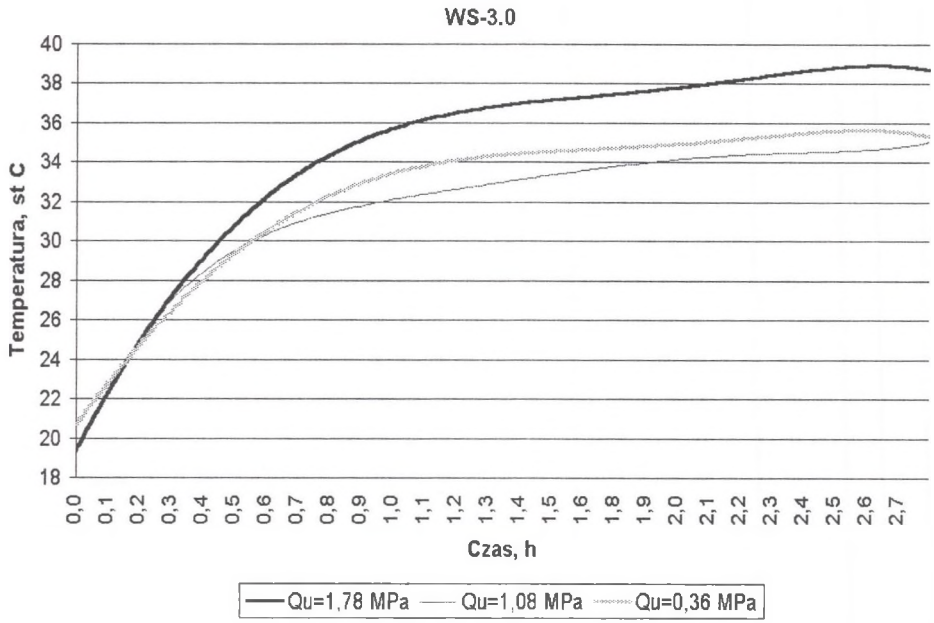
Rys. 3. Wyniki pomiaru temperatury oleju uzyskane dla uzębienia wysokiego WS-3.0 pod obciążeniem Q_u=1,08 MPa i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 3. Results of oil temperature measurement for high profile teeth WS-3.0 under unitary load Q_u=1,08 MPa and peripheral speed n_1=570 min^{-1}

Na rysunku 4 przedstawiono charakterystyki nagrzewania się oleju przekładniowego smarującego koła o uzębieniu WS-3.0, natomiast na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki nagrzewania się oleju przekładniowego smarującego koła o uzębieniu WF-3.0. Badane koła pracowały pod obciążeniem Q_u=0,36, 1,08 i 1,78 MPa.

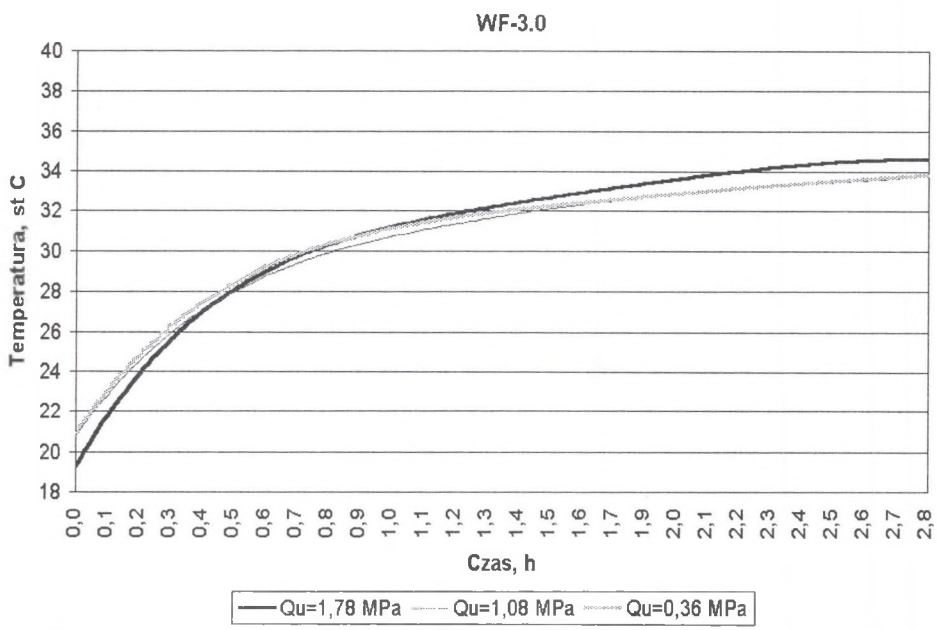
Na rysunkach 6, 7 i 8 przedstawiono charakterystyki nagrzewania się oleju smarującego badane koła zębate. W przypadku wyników zilustrowanych na rysunku 6 koła pracowały pod obciążeniem odpowiadającym wskaźnikowi obciążenia jednostkowego Q_u=0,36 MPa, natomiast w przypadku wyników zilustrowanych na rysunku 7 obciążenie odpowiadało wartości Q_u=1,08 MPa, a na rysunku 8 – Q_u=1,78 MPa. Przedstawione wyniki uzyskano przy prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}.

Z przebiegów tych można zaobserwować, że wyższe temperatury oleju rejestrowano w przypadku uzębienia wysokiego szlifowanego, natomiast niższe dla uzębienia wysokiego frezowanego. Dotyczy to wszystkich rozpatrywanych obciążeń Q_u.



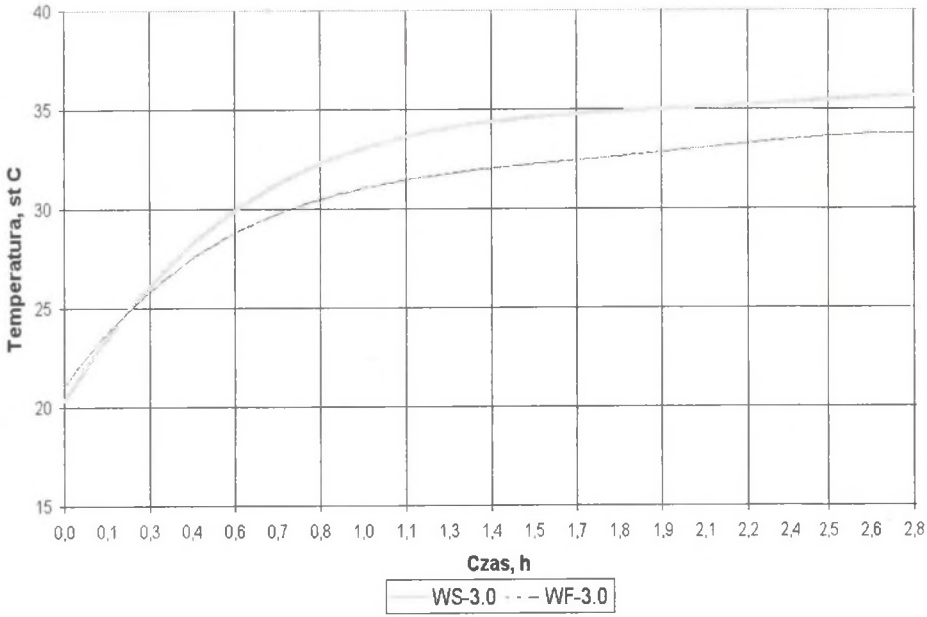
Rys. 4. Charakterystyki nagrzewania się oleju dla uzębienia wysokiego WS-3.0 uzyskane dla różnych obciążeń Q_u i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 4. Characteristics of oil worming up for high profile teeth WS-3.0 under various unitary load Q_u and peripheral speed n_1=570 min^{-1}



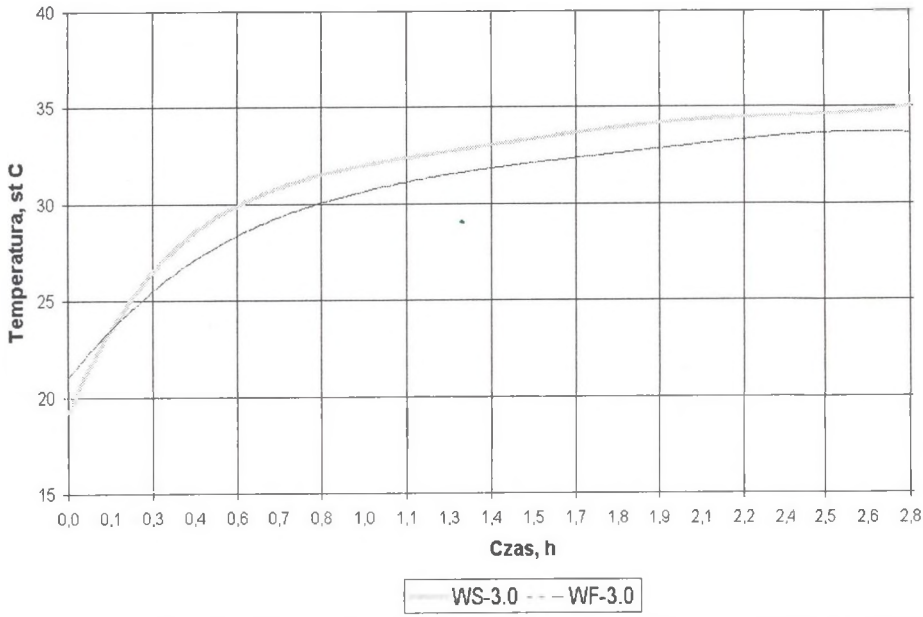
Rys. 5. Charakterystyki nagrzewania się oleju dla uzębienia wysokiego WF-3.0 uzyskane dla różnych obciążeń Q_u i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 5. Characteristics of oil worming up for high profile teeth WF-3.0 under various unitary load Q_u and peripheral speed n_1=570 min^{-1}



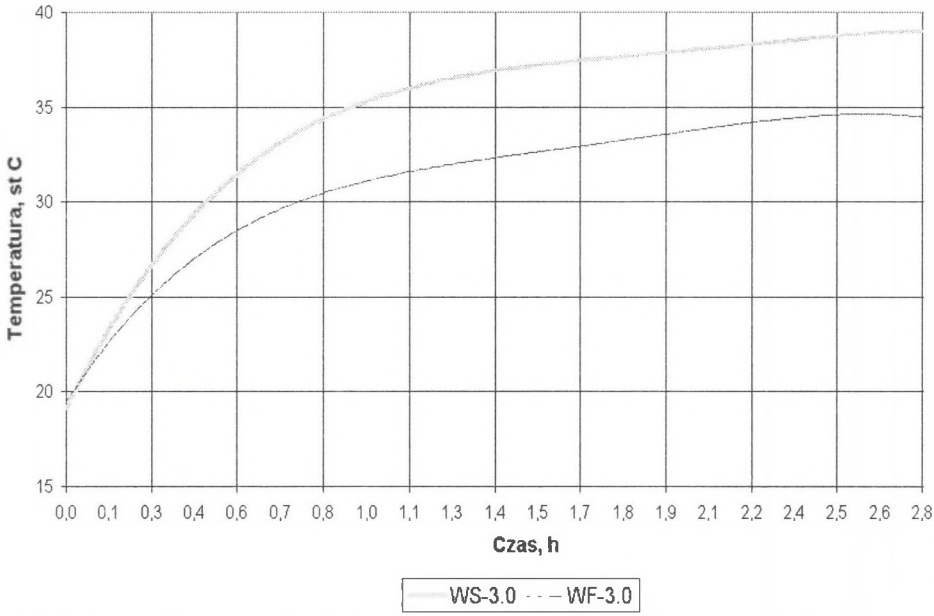
Rys. 6. Charakterystyki nagrzewania się oleju dla uzębienia wysokiego szlifowanego WS-3.0 i frezowanego WF-3.0 pracujących pod obciążeniem Q_u=0,36 MPa i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 6. Characteristics of oil worming up for high profile grinded teeth WS-3.0 and high profile milled teeth WF-3.0 under unitary load Q_u=0,36 MPa and peripheral speed n_1=570 min^{-1}



Rys. 7. Charakterystyki nagrzewania się oleju dla uzębienia wysokiego szlifowanego WS-3.0 i frezowanego WF-3.0 pracujących pod obciążeniem Q_u=1,08 MPa i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 7. Characteristics of oil worming up for high profile grinded teeth WS-3.0 and high profile milled teeth WF-3.0 under unitary load Q_u=1,08 MPa and peripheral speed n_1=570 min^{-1}



Rys. 8. Charakterystyki nagrzewania się oleju dla uzębienia wysokiego szlifowanego WS-3.0 i frezowanego WF-3.0 pracujących pod obciążeniem Q_u=1,78 MPa i prędkości obrotowej n_1=570 min^{-1}

Fig. 8. Characteristics of oil worming up for high profile grinded teeth WS-3.0 and high profile milled teeth WF-3.0 under unitary load Q_u=1,78 MPa and peripheral speed n_1=570 min^{-1}

Wyższe wartości temperatury oleju smarującego stwierdzone dla uzębienia szlifowanego prawdopodobnie są spowodowane tym, że dla uzębienia wykonanego dokładniej pole tolerancji, w jakiej mieszczą się luzy międzyzębne, jest mniejsze. Utrudnia to wymianę ciepła z otoczeniem, a także przetłaczanie oleju z przestrzeni międzyzębnych. Uzębienia frezowane charakteryzują się większymi odchyłkami wykonawczymi, co może wpływać na powiększenie luzu międzyzębnego, a tym samym może ułatwić przepływ oleju.

Potwierdzeniem tego przypuszczenia może być stwierdzone w pracy [28] zwiększenie sprawności dla przekładni o większej wartości luzu międzyzębnego.

6. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów nagrzewania się oleju smarującego można zauważyć:

- wyższe temperatury oleju dla kół o uzębieniu wysokim wykonanych w wyższej klasie dokładności,

- dla takiego samego obciążenia olej smarujący koła o uzębieniu WS-3.0 nagrzewał się do wyższych temperatur, niż to było w przypadku uzębienia WF-3.0,
- wpływ obciążenia na nagrzewanie się oleju smarującego jest większy dla oleju stosowanego do smarowania uzębienia WS-3.0,
- dla obu rozpatrywanych uzębień zauważa się, że olej bardziej nagrzewał się dla obciążenia niższego Q_u=0,36 MPa, niż dla wyższego – Q_u=1,08 MPa; tłumaczyć to można tym, że dla niższego obciążenia występuje znacznie wyższa składowa dynamiczna [22].

Jak wynika z przedstawionych spostrzeżeń, dokładność wykonania ma wpływ na temperaturę nagrzewania się oleju. To zagadnienie wymaga dalszych badań uwzględniających czynniki eksploatacyjne.

BIBLIOGRAFIA

1. Antoniak J.: Tendencje rozwojowe w budowie napędów przenośników zgrzebłowych o dużej wydajności transportowej. Projekt celowy 7TO7C-036-96-C/2999-Zad.1.1. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 1998 (praca niepublikowana).
2. Brückner T.: Auslegung und Optimierung von Komplementprofilverzahnungen nach vorgebbaren Eigenschaften. Praca doktorska, IfK Bericht nr 34, Braunschweig 1990.
3. DAQBoard-2005 User Manual. IOtech.
4. DASYLab Data Acquisition System Laboratory Band 1: Beschreibung der Programmfunktionen.
5. Döbereiner R.: Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. Praca doktorska TU München, 1998.
6. Enzmann B.: Sonderverzahnungen aus Kunststoff für geräuscharme Getriebe. Antriebstechnik nr 5/1990.
7. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe t. I. Wydawnictwo Komunikacji i łączności, Warszawa 1992.
8. Kalkert F.: Ein Verfahren zur Ermittlung von Zahnformen höhster Tragfähigkeit für Evolventen-Geradverzahnungen. Praca doktorska, TU Braunschweig 1981.
9. Kapalevich A.: Geometry and design of involute spurs gear with assymetric teeth. Mechanism and Machine Theory 35, 2000.
10. Lachenmaier S.: Auslegung von evolventischen Sonderverzahnungen von Schwingungs- und geräuscharm Lauf von Getrieben. VDI-Forschungsberichte Reihe11, Nr. 54; Düsseldorf 1983. Praca doktorska RWTH Aachen.
11. LM-35 Precision Centigrade Temperature Sensors. Manual. National Semiconductor. November 2000.
12. Michaelis K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Praca doktorska TU München, 1987.
13. Müller L.: Przekładnie zębate – Projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
14. Niemann G., Roth K.: Zahnformen und Getriebeeigenschaften bei Verzahnungen der Feinwerktechnik. Teil I. Industrie Anzeiger, Zeszyt 9/1964.

15. Niemann G., Roth K.: Zahnformen und Getriebeeigenschaften bei Verzahnungen der Feinwerktechnik. Teil II. Industrie Anzeiger, Zeszyt 10/1964.
16. Pabst L.: Rechnerunterstützte Auslegung von Evolventenstirnradpaarungen höchster Tragfähigkeit. Praca doktorska, IfK Bericht nr 29, Braunschweig 1986.
17. Römhild I.: Sonderprofile. Evolventische und nichtevolventische Sonderverzahnungen – Studie. Forschungsvorhaben Nr. T 496, Heft 436, 1994.
18. Roth K.: Evolventenverzahnungen mit Extremen Eigenschaften. Cz. 1. Antriebstechnik, nr 5/1996, cz. 2a. Antriebstechnik, nr 7/1996, cz. 2b. Antriebstechnik, nr 9/1996, cz. 3. Antriebstechnik, nr 11/1996, cz. 4. Antriebstechnik, nr 1/1997.
19. Roth K.: Zahnradtechnik - Evolventen-Sonderverzahnungen zur Getriebeverbesserung: Evoloid-, Komplement-, Keilschräg-, Konische-, Konus-, Kronenrad-, Torus-, Wälzkolbenverzahnungen, Zahnrad-Erzeugungsverfahren. Berlin, Springer, 1998.
20. Roth K., Kollenrot F.: Zahnradpaarungen mit Komplementprofilen zur Erweiterung der Eingriffsverhältnisse und Erhöhung der Fuss- und Flankenträgfähigkeit. 34/1982.
21. Roth K., Tsai S.: Evolventenverzahnungen mit Extremen Eigenschaften. Cz. 5. Antriebstechnik, nr 3/1997.
22. Wieczorek A: Wpływ wysokości uzębienia na międzyzębne siły dynamiczne w przekładniach. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 2007.
23. Joostberens J., Wieczorek A.: Wpływ wysokości uzębienia na właściwości wibroakustyczne przekładni zębatych. Górnictwo i Geologia, t. II, zeszyt 2, Gliwice 2007.
24. Wieczorek A., Kuczaj M., Joostberens J.: Wpływ dokładności wykonania na właściwości wibroakustyczne kół o uzębieniu wysokim. Górnictwo i Geologia, t. II, zeszyt 2, Gliwice 2007.
25. Joostberens J., Wieczorek A.: Eksperymentalne badania właściwości akustycznych przekładni z kołami o różnej wysokości zębów. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo, Gliwice 2007.
26. Wieczorek A., Joostberens J.: Wyniki monitorowania termicznego wybranych elementów napędów maszyn górniczych. Konferencja ATI, Szczyrk 2008.
27. Weck M.: Moderne Leistunggetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo 1995.
28. Strasser D.: Einfluss der Zahnlanken- und Zahnkopfspieles auf die Leerlaufverllustleistung von Zahradgetrieben. Praca doktorska, Ruhr-Universitaet Bochum, 2005.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Walery Szuścik