

Wyniki monitorowania termicznego wybranych elementów napędów maszyn górniczych

W pracy przedstawiono wyniki badań doświadczalnych nagrzewania się oleju smarującego przekładnie zębate o uzębieniu niestandardowym i porównano je z wynikami uzyskanymi dla przekładni z kołami o zarysie odniesienia zgodnym z powszechnie stosowaną normą PN-M-88503:1992. Na podstawie pomiarów na stanowisku mocy zamkniętej stwierdzono wyższe przyrosty temperatury oleju dla przekładni o uzębieniu wysokim.

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, dokładność wykonania 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. W czasie pracy przekładni dochodzi do tarcia między współpracującymi powierzchniami zębów, co powoduje generowanie znacznej ilości energii cieplnej, która musi być odprowadzona przez układ smarujący. Ponadto monitorowanie stanu termicznego oleju wykorzystuje się także w diagnostyce technicznej.

2. WPŁYW PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA WYTRZYMAŁOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Do chwili obecnej zostało opracowanych wiele rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych o ewolwentowym i nieevolwentowym zarysie uzębienia. Głównym

celem proponowanych rozwiązań było podwyższenie ich trwałości.

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.

Wśród rozwiązań alternatywnych w stosunku do powszechnie stosowanych uzębień o standardowym zarysie odniesienia, należy wymienić:

- ewolwentowe uzębienia komplementarne [2, 8, 16, 18, 20],
- ewolwentowe uzębienia asymetryczne [9],
- uzębienia ewoloidalne [18, 19],
- ewolwentowe i nieevolwentowe uzębienia stosowane w mechanice precyzyjnej [14, 15],
- uzębienia specjalne o nieevolwentowym zarysie (np. typu Wildhabera-Nowikowa, typu Cyclo) [6, 21],
- ewolwentowe uzębienia niskie,
- ewolwentowe uzębienia wysokie o standardowej i niestandardowej wartości kąta przyporu mierzonoego na średnicy podziałowej α_t .

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

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 złamanie zmęczeniowe zębów u podstawy i na wykruszenia warstwy wierzchniej oraz zmniejsza się emisja hałasu [23, 24, 25].

Wraz ze zwiększeniem prędkości poślizgu [12] równie jednak skłonność do zacierania się boków zębów. Na wytrzymałość stykową zębów ma również wpływ wzajemny kierunek prędkości poślizgu i prędkości stycznej na boku zęba [13].

Prędkość poślizgu v_s (przy założeniu $\omega_1 = \text{const}$) 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.

Projektując przekładnię należy dążyć do zminimalizowania prędkości poślizgu. Zaleca się również, aby prędkości poślizgu w końcowych punktach przyporu były sobie równe [10].

3. 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 $f_z = 89 \text{ Hz} \div 1300 \text{ Hz}$, jednostkowego wskaźnika obciążenia $Q_u = 0,36 \div 1,78 \text{ MPa}$

Koła badane smarowane były natryskowo przekładniowym olejem mineralnym o klasie lepkości VG 320 i natężeniu przepływu $0,5 \text{ dm}^3/\text{min}$. 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 ($10 \text{ mV}/^\circ\text{C}$) 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 układu pomiarowego stanowił standardowy komputer stacjonarny PC oraz karta typu DAQBoard 2005 firmy IOtech, która charakteryzuje się następującymi parametrami [3]:

- rozdzielczość 16 bitów,
- częstotliwość próbkowania 200 kHz,
- zakres napięć wejściowych $\pm 10 \text{ V}$.

System pomiarowy opracowany został na bazie oprogramowania DasyLAB 5.0 [4]. Przyjęto na potrzeby badań, że pomiar i rejestracja danych z układu czujnika temperatury, odbywać się będzie co 1 sekundę.

W badaniach wykorzystano koła szlifowane o wysokości zębów $h = 3,0$ modułu (WS-3.0) oraz koła o uzębieniu standardowym. Dobór taki pozwala porównać przekładnie o różnej wartości wskaźnika zazębienia, który dla uzębienia WS-3.0 wynosi $\varepsilon_\alpha = 2,03$, natomiast dla uzębienia standardowego $\varepsilon_\alpha = 1,625$. Parametry badanych kół zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Zestawienie charakterystycznych parametrów badanych par kół

Parametr	Symbol	Symbol uzębienia			
		StS		WS-3.0	
		zębnik	koło	zębnik	koło
Rodzaj uzębienia	-	standardowe		wysokie	
Liczba zębów	z	26	27	26	27
Moduł, mm	m	4			
Kąt przyporu, $^\circ$	α	20			
Luz międzyzębny	c	$0,25 \cdot m$		$0,4 \cdot m$	
Szerokość uzębienia, mm	b	10			
Średnica podziałowa, mm	d	104,00	108,00	104,00	108,00
Średnica wierzchołków, mm	d_a	108,00	112,00	114,55	118,20
Średnica stóp, mm	d_f	94,00	98,00	90,59	94,21
Współczynnik wysokości zęba	h^*	2,25		3,0	
Współczynnik wysokości głowy zęba	h_a^*	1,0		1,3	
Współczynnik wysokości stopy zęba	h_f^*	1,25		1,7	
Promień zaokrąglenia stopy zęba	ρ	$0,380 \cdot m$		$0,212 \cdot m$	
Klasa dokładności wykonania	-	7		7	
Rodzaj obróbki powierzchni zębów	-	szlifowanie		szlifowanie	

4. 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} .

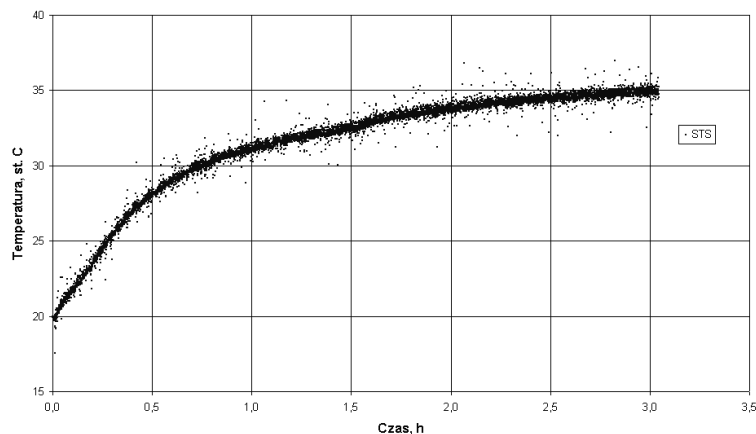
Na rysunku 1 przedstawiono w formie wykresu punktowego przykład zarejestrowanych danych pomiarowych. Dane te były podstawą do wyznaczenia charakterystyk nagrzewania się oleju smarującego badane koła zębate.

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono charakterystyki nagrzewania się oleju smarującego badane koła zębate. W przypadku wyników zilustrowanych na rysunku 2 koła pracowały przy prędkości obrotowej $n_1 = 570 \text{ min}^{-1}$ pod obciążeniem odpowiadającym wskaźnikowi obciążenia jednostkowego

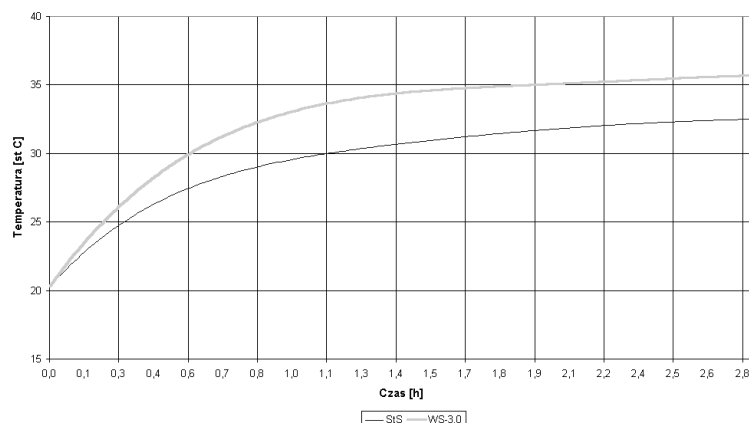
$Q_u = 0,36$ MPa, natomiast w przypadku wyników zilustrowanych na rysunku 3 obciążenie odpowiadało wartości $Q_u = 1,78$ MPa, a prędkość obrotowa była identyczna jak ta, przy której uzyskano wyniki przedstawione na rysunku 2.

Z przebiegów tych można zaobserwować, że wyższe temperatury oleju rejestrowano w przypadku uzębienia o wysokości $h = 3$ m, natomiast niższe dla uzębienia standardowego. Dotyczy to zarówno wyższego jak i niższego z rozpatrywanych obciążeń Q_u . Wynik taki można uzasadnić mniejszą wartością prędkości poślizgu na bokach zębów, którą cechują się koła o standardowej wysokości zębów w porównaniu z kołami o zębach wysokich.

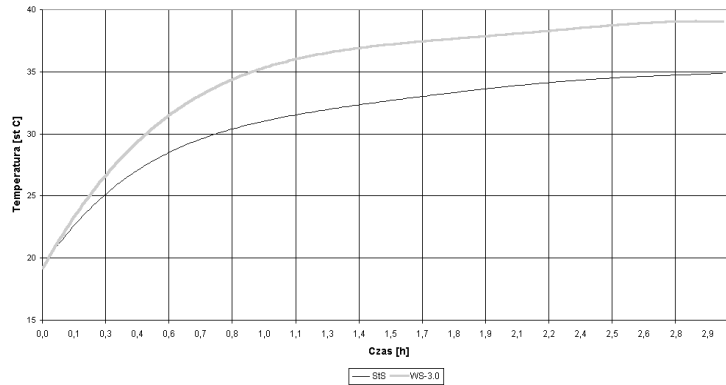
Porównując charakterystyki otrzymane przy różnych obciążeniach, można stwierdzić, że wzrostowi wartości jednostkowego wskaźnika obciążenia Q_u towarzyszy wzrost maksymalnej zmierzonej wartości temperatury oleju smarującego badane koła zębate.



Rys. 1. Wyniki pomiaru temperatury oleju Transol VG 320 uzyskane dla uzębienia standardowego (StS) pod obciążeniem $Q_u = 1,08$ MPa i prędkości obrotowej $n_1 = 570 \text{ min}^{-1}$



Rys. 2. Charakterystyki nagrzewania się oleju Transol VG 320 dla uzębienia: standardowego (StS) i wysokiego szlifowanego o wysokości zębów 3 moduły (WS-3.0) pracujących pod obciążeniem $Q_u = 0,36$ MPa i prędkości obrotowej $n_1 = 570 \text{ min}^{-1}$



Rys. 3. Charakterystyki nagrzewania się oleju Transol VG 320 dla uzębień: standardowego (StS) i wysokiego szlifowanego o wysokości zębów 3 moduły (WS-3.0) pracujących pod obciążeniem $Q_u = 1,78 \text{ MPa}$ i prędkości obrotowej $n_1 = 570 \text{ min}^{-1}$

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów nagrzewania się oleju smarującego można zauważyć:

- wyższe temperatury oleju, w porównaniu z uzębieniem standardowym, zmierzono w przypadku uzębienia o wysokości $h = 3 \text{ m}$, co można tłumaczyć wyższymi prędkościami poślizgu uzębień wysokich.
- wzrostowi wartości obciążenia Q_u towarzyszy wzrost maksymalnej zmierzonej wartości temperatury oleju smarującego badane koła zębate.

Na ogół wzrost temperatury oleju smarującego niekorzystnie wpływa na maszyny i urządzenia techniczne. Zwiększone nagrzewanie się oleju w czasie pracy przekładni o uzębieniu wysokim (w porównaniu z uzębieniami standardowymi) jest istotnym problemem konstrukcyjnym i eksploatacyjnym. Dlatego też ważne jest monitorowanie tego parametru.

Dalsze badania stanu termicznego przekładni zębatych powinny uwzględnić jeszcze takie czynniki jak: prędkość obrotowa, dokładność wykonania kół, stan powierzchni zębów, a przede wszystkim rodzaj oleju oraz zawartość składników stałych i wody.

Literatura

1. Antoniak J.: Tendencje rozwojowe w budowie napędów przenośników zgrzeblowych o dużej wydajności transportowej. Projekt celowy 7T07C-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 höchster Tragfähigkeit für Evolventen-Geradzahnungen. Praca doktorska, TU Braunschweig 1981.
9. Kapalevich A.: Geometry and design of involute spur gear with asymmetric teeth. Mechanism and Machine Theory 35, 2000.
10. Lachenmaier S.: Auslegung von evolventischen Sonderverzahnungen von Schwingungs- und geräuscharm Lauf von Getrieben. VDI-Forschungsberichte Reihe 11, 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. WN-T, 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 J.: 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. Konstruktion, 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.

Recenzent: dr inż. Krzysztof Filipowicz