

Jacek SPAŁEK*, **Maciej KWAŚNY***, **Seweryn SPAŁEK****

STAN TERMICZNY I DRGANIA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO JAKO FUNKCJA SMAROWANIA

THE INFLUENCE OF LUBRICATION ON VIBRATIONS AND THE THERMAL STATE OF THE TRANSMISSION GEAR OF A BELT CONVEYOR DRIVE

Słowa kluczowe:

przenośniki, przekładnie zębate, smarowanie, drgania, stan termiczny

Key words:

conveyor, gear transmission, lubrication, vibration, thermal state

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono wyniki eksploatacyjnych badań drgań i temperatury dwustopniowej przekładni zębatej pracującej w układzie

* Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii, Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Polska, tel./fax.: (32) 237 15 84, e-mail:
jacek.spalek@polsl.pl, e-mail: maciej.kwasny@polsl.pl.

** Politechnika Śląska, Wydział Organizacji i Zarządzania, Instytut Ekonomii
i Informatyki, ul. Roosevelta 26, 41-800 Zabrze, Polska, tel.: (32) 277 73 59, e-mail:
spalek@polsl.pl.

napędowym przenośnika taśmowego. Drgania rejestrowano za pomocą przenośnego miernika drgań typu MD-5U. Określono zależność poziomu drgań RMS od klasy lepkościowej oleju smarującego (zastosowano oleje w klasach lepkości wg ISO: VG 46, VG 68 oraz VG 150) oraz od temperatury roboczej oleju zmieniającej się w cyklu pracy przekładni od jej rozruchu aż do osiągnięcia ustalonego stanu termicznego. Uzyskane wyniki badań wskazują na istotność wpływu lepkości oleju smarującego na stan termiczny i poziom drgań przekładni zębatej pracującej w określonych warunkach eksploatacyjnych.

WPROWADZENIE

Stan termiczny i wibroakustyczny przekładni zębatych napędu przemysłowych przenośników taśmowych, poza niezawodnością, trwałością i sprawnością, stanowi jeden z głównych kryteriów ich oceny konstrukcyjnej i eksploatacyjnej.

Generowane przez przekładnię drgania mogą być rozpatrywane w ujęciu zmierzającym do określenia obciążeń dynamicznych elementów (zazębienia, łożyskowania, wały) projektowanej przekładni bądź w ujęciu diagnostycznym, a więc służących dla określenia bieżącego i prognozowanego stanu technicznego przekładni użytkowanej w napędzie maszyny roboczej.

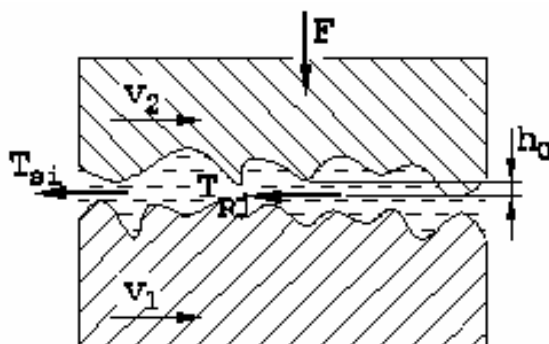
Współczesne metody projektowania przekładni zębatych [L. 1, 2] oraz wytyczne normy międzynarodowej ISO 6336 [L. 3] wymagają dokładnego określenia obciążeń dynamicznych przekładni, wynikających zarówno ze stochastycznych wymuszeń zewnętrznych, jak też sił dynamicznych generowanych w zazębeniach czy łożyskowaniach. Uwzględnienie zmienności obciążenia zewnętrznego oraz sił dynamicznych „wewnętrznych” w stopniu możliwie najbardziej zbliżonym do rzeczywistości wymaga zazwyczaj przeprowadzenia badań eksploatacyjnych i stanowiskowych. Celem tych badań, w ujęciu normy ISO 6336, jest określenie odpowiedniej wartości współczynnika zastosowania K_A oraz sił dynamicznych K_V wyrażających w sposób uśredniony wzrost obciążenia obliczeniowego względem obciążenia nominalnego.

Z kolei dla oceny przekładni analiza zarejestrowanych sygnałów drganiowych może stanowić obiektywne kryterium diagnozowania jej stanu eksploatacyjnego [L. 10] oraz być podstawą do prognozy jej dalszego użytkowania [L. 4, 5].

Jednym z istotnych czynników mających wpływ na wymienione wyżej kryteria oceny eksploatowanej przekładni jest jakość jej smarowania zdeterminowana głównie przez właściwości fizykochemiczne zastosowanego oleju.

TEORETYCZNE PODSTAWY WPŁYWU SMAROWANIA NA STAN TERMICZNY I DRGANIA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Istotą fizykalną smarowania jest zamiana tarcia zewnętrznego kontaktujących się powierzchni elementów wężła tribologicznego (zazębienia, łożyskowania itp.) na tarcie wewnątrz warstewki smaru rozdzielającej te powierzchnie. W zależności od stopnia rozdzielenia kontaktujących się powierzchni o pewnej chropowatości R_a mogą wystąpić różne charakterystyczne stany tarcia: suchego, granicznego, mieszanego oraz tarcia płynnego (najbardziej pożądanego), co zobrazowano schematycznie na **Rysunku 1**.



Rys. 1. Schemat kontaktu tarcowego powierzchni smarowanych: T_{si} – elementarna siła tarcia coulombowskiego, T_{pj} – elementarna siła tarcia płynnego, F – obciążenie zewnętrzne, v_1, v_2 – prędkość, h_o – minimalna grubość elasto-hydrodynamicznej warstwy oleju

Fig. 1. Frictional contact scheme with portion of lubricating liquid: T_{si} – elementary force of coulomb friction, T_{pj} – elementary force of liquid friction, F – external load, v_1, v_2 – linear velocities, h_o – minimum oil thickness ensuring a fluid friction

Jak wynika z tego rysunku, siła tarcia może być wyrażona jako suma elementarnych sił tarcia coulombowskiego (tarcie suche) T_{si} oraz tarcia wewnątrz warstewki rozdzielającego płynu (tarcie płynne) T_{pi} , co można zapisać w postaci [L. 7, 8]:

$$T_c = \gamma \sum_{i=1}^n T_{si} + \delta \sum_{j=1}^k T_{pj} = \gamma T_s + (1 - \gamma) T_p \quad (1)$$

przy czym współczynniki udziału γ i δ spełniają warunki: $\gamma + \delta = 1$ oraz $\gamma \in [0, 1]$ i $\delta \in [0, 1]$.

Współczynnik udziału tarcia płynnego γ charakteryzuje stany tarcia pomiędzy kontaktującymi się powierzchniami elementów węzła tribologicznego.

Jeżeli: $\gamma = 0$, występuje tarcie płynne, dla $\gamma = 1$ występuje tarcie suche, a dla zakresu $0 < \gamma < 1$ występuje tarcie mieszane.

Współczynnik udziału γ może więc stanowić pewne bezwymiarowe kryterium określające spodziewany rodzaj tarcia pomiędzy kontaktującymi się powierzchniami. Ponieważ przekładnie zębate tak projektujemy, aby w ustalonych warunkach ich pracy w zazębeniach występowało tarcie płynne, wygodniej jest przyjąć kryterium będące ilorazem elastohydrodynamicznej grubości warstwy oleju h_o do ekwiwalentnej wartości parametru R_{eg} mikronierówności powierzchni zębów zębnika i koła, co zapisać możemy jako:

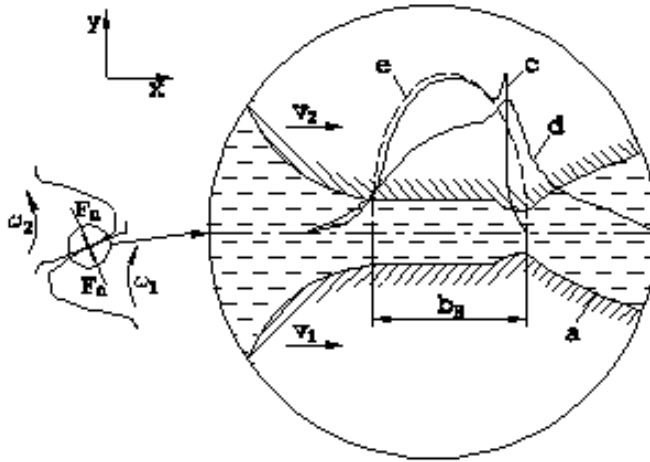
$$\lambda = \frac{h_o}{R_{eg}} \quad (2)$$

Jeśli spełniony jest warunek:

$$\lambda \geq \lambda_{min} \quad (3)$$

gdzie: λ_{min} – minimalna, wyznaczona doświadczalnie wartość kryterium tarcia λ gwarantująca wystąpienie tarcia płynnego (zazwyczaj przyjmuje się $\lambda_{min} = 2-3$).

Wartość (wyznaczonej za pomocą teorii elastohydrodynamicznego smarowania – teorii EHDL) grubości warstwy oleju h_o determinuje rozkład nacisków i temperaturę w strefie styku (w strefie zazębienia) o szerokości b_H , jak to przedstawiono przykładowo na **Rysunku 2**.



Rys. 2. Kształt szczeliny smarowej (a), rozkładu naprężeń stykowych wg Hertza (e), ciśnienia (c) oraz temperatury (d) w strefie elastohydrodynamicznego kontaktu zębów z zarysem ewolwentowym

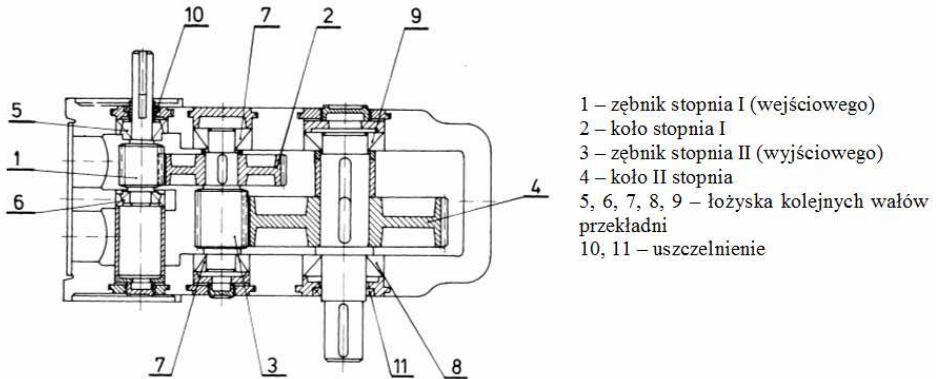
Fig. 2. The shape of lubricating gap (a) and distribution: Hertzian contact stress (e), pressure (c) and temperature (d) in EHD contact with involute tooth profile

Grubość warstwy $h_{o,EHD}$ wpływa też tłumiająco na drgania będące wynikiem nierównomierności zazębienia [L. 6]. Z teorii smarowania wynika, że podstawową wielkość fizyczną determinującą grubość tej warstwy stanowi lepkość efektywna oleju w strefie styku [L. 9]. Logicznym więc jest poszukiwanie związku lepkości ze stanem termicznym i drganiowym przekładni. Ponieważ w rzeczywistych sytuacjach eksploatacyjnych ujawnia się wiele dodatkowych czynników warunkujących charakter pracy napędu, zatem ilościowe określenie wpływu smarowania na takie parametry, jak drgania i temperatura przekładni wymaga przeprowadzenia badań doświadczalnych.

BADANIA WPLYWU LEPKOŚCI OLEJU NA DRGANIA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM MASZINY ROBOCZEJ

Charakterystyka obiektu badań

Jako obiekt badań wybrano dwustopniową przekładnię zębatą (**Rys. 3**) pracującą w napędzie przenośnika taśmowego przeznaczonego do transportu rozdrobnionego węgla w elektrowni.



Rys. 3. Schemat dwustopniowej przekładni zębatej typu WD-5 przenośnika taśmowego

Fig. 3. The toothed gear scheme of belt conveyor drive

Główne parametry przenośnika i pracującej w jego układzie napędowym przekładni podano w **Tablicy 1**.

Tabela 1. Główne parametry użytkowe przenośnika i przekładni zębatej

Table 1. Main usable parameters of belt conveyor and toothed gear

A. Przenośnik taśmowy	
1. Długość przenośnika	75 m
2. Szerokość taśmy	0,8 m
3. Prędkość taśmy	1,71 m·s ⁻¹
4. Średnia wydajność	250 Mg·h ⁻¹
5. Średnie obciążenie na jednostkę długości taśmy	~375 N·m ⁻¹
B. Przekładnia zębata	
1. Typ przekładni	WD-500
2. Postać konstrukcyjna: przekładnia dwustopniowa z kołami walcowymi o zębach prostych	
3. Przełożenie całkowite przekładni u_c (dwa warianty):	$u_{c1} = 24, u_{c2} = 31,6$
4. Moc nominalna:	$P_{nom} = 40 \text{ kW}$
5. Nominalna prędkość obrotowa wału wejściowego przekładni:	$n_{nom} = 1470 \text{ min}^{-1}$
6. Moment na wale wejściowym przekładni:	$M_{we} = 260 \text{ Nm}$
7. Prędkość obwodowa na średnicy toczonej kół zazębienia:	
I stopnia przekładni	$v_1 = 6,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
II stopnia przekładni	$v_2 = 1,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
8. Obciążenie jednostkowe zębnika:	$Q = 2M \cdot b^{-1} \cdot d_1^{-2}$
I stopnia przekładni	$Q_1 = 1,5 \text{ MPa}$
II stopnia przekładni	$Q_2 = 3,88 \text{ MPa}$
Uwaga: Wielkości określające jednostkowe obciążenie Q oznaczają: M – moment obrotowy, b – szerokość efektywna zębnika, d_1 – średnica toczna zębnika	

Przyrząd i metoda pomiaru drgań

Do pomiaru zastosowano przenośny miernik drgań typu MD-5U. Miernik tworzą:

- wzmacniacz,
- analizator i rejestrator sygnałów pomiarowych.

Główne parametry miernika to:

- zakres częstotliwości $10 \div 1000$ Hz,
- zakres pomiarowy prędkości drgań $0 \div 200$ mm·s⁻¹,
- zakres pomiarowy amplitudy przemieszczenia $0 \div 2000$ μm.

Dokładność pomiarowa odpowiada wymaganiom normy ISO 2954, co stwierdzono w przeprowadzonym cechowaniu z wykorzystaniem stołika wibracyjnego i generatora mocy PO21 sprzężonych z kontrolnym czujnikiem Brüel-Kjaer oraz cechowanym czujnikiem miernika MD-5U.

Badania drgań przeprowadzono w porównywalnych warunkach obciążenia przenośnika (a zatem i przekładni) w okresie od dokonania rozruchu aż do ustalonej temperatury pracy przekładni.

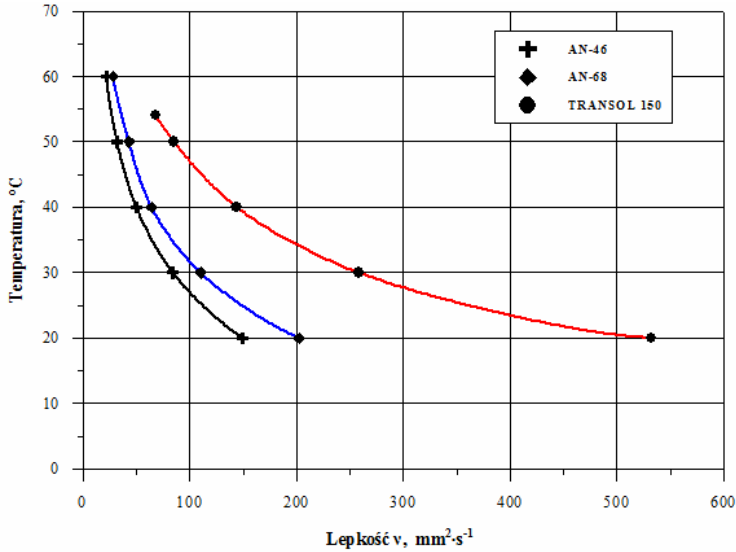
Z uwagi na dostępność usytuowania czujnika drgań jako punkty pomiarowe wybrano obudowę łożyska wału wejściowego (poz. 6, **Rys. 3**) oraz obudowę łożyska wału wyjściowego przekładni (poz. 8, **Rys. 3**). W przyjętych punktach mierzono amplitudę drgań (w μm). Równocześnie dokonywano pomiaru temperatury oleju smarującego jako funkcji czasu pracy przekładni. Zmierzona temperatura oleju służyła do określenia współczynnika lepkości kinematycznej (w mm²·s⁻¹) na podstawie wcześniej wyznaczonych charakterystyk lepkościowo-temperaturowych przyjętych olejów smarujących.

Do badań zastosowano oleje trzech różnych klas lepkości wg ISO, a mianowicie:

- VG 46 – olej maszynowy AN-46,
- VG 68 – olej maszynowy AN-68,
- VG 150 – olej przekładniowy TRANSOL 150.

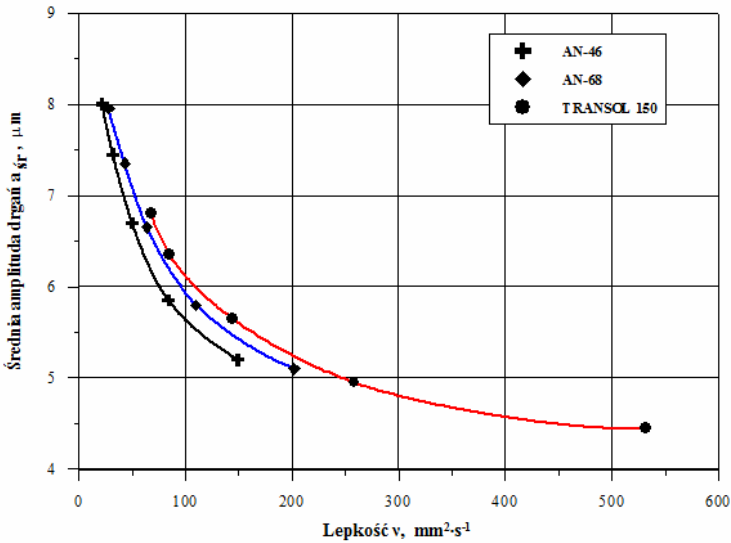
Wyniki badań

Na **Rysunkach 4 i 5** przedstawiono uzyskane w badaniach przykładowe wyniki obrazujące zmienność lepkości oleju i amplitudy drgań zmierzonej na obudowie wału wejściowego przekładni w funkcji zmiany temperatury pracy przekładni.



Rys. 4. Temperatura przekładni jako funkcja rodzajów olejów i ich lepkości

Fig. 4. Temperature of transmission as function of kinds of oils and their stickiness



Rys. 5. Amplituda drgań jako funkcja rodzajów olejów i ich lepkości

Fig. 5. Amplitude of vibrations as function of kinds of oils and their stickiness

PODSUMOWANIE

Warunki smarowania przekładni określone głównie przez lepkość zastosowanego oleju wpływają w istotny sposób na poziom drgań oraz tempe-

raturę pracy przekładni zębatej układu napędowego przenośnika taśmowego.

Przeprowadzone badania wykazały, że zastosowanie do smarowania dwustopniowej przekładni czołowej, oleju przekładniowego TRANSOL VG-150 o lepkości około trzykrotnie większej od lepkości oleju maszynowego AN-46 i AN-68 spowodowało spadek amplitudy drgań o około 10% oraz obniżenie ustalonej temperatury pracy przekładni.

Ponadto należy podkreślić, że stwierdzone doświadczalnie obniżenie poziomu drgań i temperatury w konsekwencji przyczynia się do podwyższenia trwałości tribologicznej elementów przekładni, a więc ząbów i łożyskowań, a także powoduje spowolnienie procesu degradacji właściwości użytkowych oleju smarującego.

LITERATURA

1. Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
2. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. Cz. II – projektowanie. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1995.
3. Norma ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1....5, Wyd. 1994 r.
4. Cempel C., Tomaszewski F.: Diagnostyka maszyn. Zasady ogólne, przykłady zastosowań. Wydawnictwo MCNEMT, Radom 1992.
5. Bartelmus W.: Diagnostyka maszyn górniczych. Górnictwo odkrywkowe. Wyd. Śląsk, Katowice 1998.
6. Skoć A.: Dynamika przekładni stożkowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 1317, Górnictwo, z. 226, Gliwice 1996.
7. Spałek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
8. Skoć A., Spałek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.
9. Bartz W.J.: Getriebeschmierung. Expert – Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1989.
10. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Wyd. ITeE, Radom 2000.

Recenzent:
Jan ZWOLAK

Summary

The paper presents the results of the examination of the influence of lubricating oil viscosity on the vibration level of a two-stage gear transmission working in a belt-conveyor power transmission system. Three classes of oil viscosity were taken into consideration during the research: VG 46, VG 68, VG 150. The dependence of root-mean-square value (RMS value) of the frame vibration amplitude upon the working viscosity of the mentioned oil classes was defined with the help of a MD-54 portable vibration meter. Oil working viscosity varies with change of temperature in transmission working cycle. The research findings show that the application of oil with a higher viscosity class causes reduction of vibration and temperature level of working transmission.