

## WPLYW OLEJU NA TRWAŁOŚĆ TRIBOLOGICZNA UZĘBIEN PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

**Streszczenie:** W opracowaniu przedstawiono wpływ oleju na zmęczenie stykowe, zużycie adhezyjne i zatarcie zazębien przekładni zębatych. Scharakteryzowano też metodę doboru lepkości oleju do przekładni bazującą na uogólnionym kryterium warunków tarcia, wyrażające iloraz minimalnej grubości warstwy oleju do parametru chropowatości powierzchni. Kryterium to wynikające z teorii elastohydrodynamicznego smarowania posiada bezpośredni związek z podstawowymi rodzajami zużycia tribologicznego determinującymi często trwałość przekładni zębatych. Przedstawiono skrótkowo opracowany komputerowy program doboru lepkości oleju do przekładni bazujący na tym uogólnionym kryterium.

### 1. WPROWADZENIE

Do ogólnych warunków (kryteriów) oceny, którym podporządkowany jest cały proces projektowania przekładni [1] [2] [3], którego integralnym elementem jest optymalizacja doboru oleju zaliczamy: niezawodność, trwałość i sprawność, a ostatnio również coraz częściej, stan termiczny i wibroakustyczny przekładni [4].

W oparciu o kryteria szczegółowe, stanowiące rozwinięcie warunków ogólnych, opracowywane są metody i wskaźniki oceny przekładni, a w tym także algorytmy doboru oleju smarującego (np. [5]) oraz opisu zmian jego własności użytkowych w procesie eksploatacji (np. [6]).

Ujęcie szczegółowe umożliwia również rodzajowe wyodrębnienie i opis tribologicznych procesów występujących w poszczególnych węzłach kinematycznych przekładni.

Trwałość stanowi jedno z głównych kryteriów oceny przekładni zębatych i wpływa w istotnym stopniu na niezawodność układów napędowych maszyn przemysłowych [7].

Z przeprowadzonych badań uszkodzeń eksploatacyjnych [8] dla najczęściej stosowanych obecnie przekładni klasycznych największy strumień uszkodzeń przypada na koła zębate (zazębienia), podczas gdy w przypadku przekładni planetarnych dużym stopniem uszkodzeń charakteryzują się również łożyskowania kół planetarnych. Informacja ta stanowi charakterystyczną ilustrację problemów tzw. słabych ogniw ujawniających się wraz z rozwojem konstrukcji przekładni. Z punktu widzenia mechanizmu niszczenia utrata trwałości przekładni może być wynikiem:

- niszczących procesów objętościowych, głównie zmęczeniowych (wały, zęby kół zębatych), a rzadziej statycznych i o charakterze kruchego pęknięcia (wały, kadłuby, koła zębate),
- niszczących procesów tribologicznych (zazębienia, łożyska, uszczelnienia) a rzadziej procesów cierno-korozyjnych (fretting process) dotyczących połączeń czopów wałów z piastami czy posadowienia łożysk.

W wielu szczególnie trudnych warunkach eksploatacji trwałość mogą determinować procesy korozyjne posiadające złożoną naturę chemiczno-fizyczną.

Jak już wspomniano, trwałość przekładni (w rozumieniu statystycznym dla danego typu obiektu) zależy od szeregu czynników eksploatacyjnych określanych ogólnie warunkami eksploatacyjnymi. Zagadnienia te wyczerpująco omówiono w monografii [7].

Wyniki badań niezawodności przekładni w napędach przenośników i kombajnów stosowanych w kopalniach węgla wskazują, że około 30-40% awaryjnych uszkodzeń stanowią zniszczenia tribologiczne, a w tej grupie około 1/3 zniszczeń wynika bezpośrednio ze złej jakości smarowania [9].

## 2. WPLYW SMAROWANIA NA TRWAŁOŚĆ TRIBOLOGICZNA KÓŁ ZĘBATYCH

Jak już wspomniano, głównymi procesami niszczącymi dla kół zębatych są:

- zmęczeniowe złamania zębów,
- tribologiczne zniszczenia warstwy wierzchniej zębów, obejmujące:
  - zmęczeniowe wykruszanie warstwy wierzchniej (pitting),
  - zużycie adhezyjno-termiczne (zatarcie),
  - zużycie adhezyjne,
  - zużycie ściernie (wywołane cząstkami ścierniwa w oleju).

Szczegółowa analiza nośności przekładni wskazuje, że obszar „bezpiecznego” użytkowania kół zębatych ulepszanych cieplnie jest określony [10], [7]:

- w zakresie małych prędkości obwodowych (przekładnie wolnoobrotowe): procesem zużycia adhezyjnego, co wynika ze współpracy zazębienia w warunkach tarcia granicznego lub mieszanego,
- w zakresie średnich prędkości obwodowych procesem zmęczenia powierzchniowego (pittingu),
- w zakresie dużych prędkości obwodowych zużyciem adhezyjno-termicznym (zatarcie).

Należy tu podkreślić, że położenie obszarów determinujących nośność przekładni określoną poprzez niszczące procesy tribologiczne może się znacznie zmieniać w zależności od jakości smarowania. I tak na przykład można całkowicie wyeliminować wystąpienie zatarcia poprzez wprowadzenie do oleju skutecznych dodatków przeciwzatarciowych oraz można znacznie podnieść nośność przekładni z uwagi na pitting i zużycie adhezyjne stosując olej o dostatecznie wysokiej lepkości. Natomiast wzrost stopnia zanieczyszczenia bądź degradacji oleju może spowodować, że w całym zakresie prędkości o nośności przekładni decydować będzie zużycie ściernie.

W ogólności trwałość tribologiczna kół zębatych określona jest przez rodzaj tarcia występującego w zazębieniu, zaś rodzaj tarcia określa wartość parametru tarcia  $\lambda$  będącego ilorazem minimalnej grubości filmu olejowego  $h_0$  (wyznaczonego w oparciu o teorię elastohydrodynamicznego smarowania – teoria EHDS) oraz średniej kwadratowej wysokości mikronierówności powierzchni  $R_a$ .

$$\lambda = \frac{h_0}{R_a}, \quad (1)$$

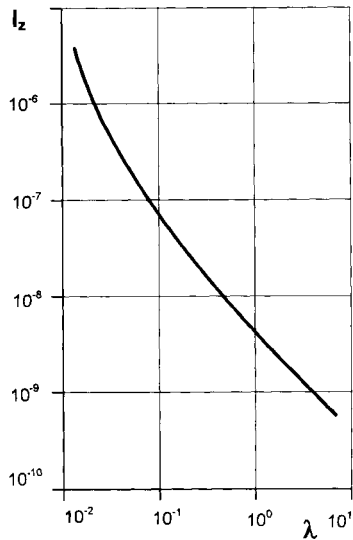
Na rysunku 1 przedstawiono opracowaną przez autora na podstawie badań własnych oraz danych literaturowych, zależność intensywności zużycia adhezyjno-ściernego kół zębatych  $I_z$  od parametru tarcia  $\lambda$ . Jak wynika z tego rysunku, dla  $\lambda > 1$  zużycie  $I_z < 5 \cdot 10^{-9}$ , co przykładowo dla koła o module  $m=5$  mm odpowiada zużyciu  $50 \mu\text{m}$  po  $2 \cdot 10^7$  cyklach zazębienia.

Natomiast na rys.2 przedstawiono eksperymentalną zależność [11] powodującego zniszczenie pittingowe naprężenia stykowego  $p_H$  (obliczonego wzorem Hertza) od parametru tarcia  $\lambda$ . Jak widać, ze wzrostem parametru  $\lambda$  wyraźnie rośnie zmęczeniowa wytrzymałość stykowa warstwy wierzchniej kół zębatych wykonanych ze stali ulepszonej cieplnie.

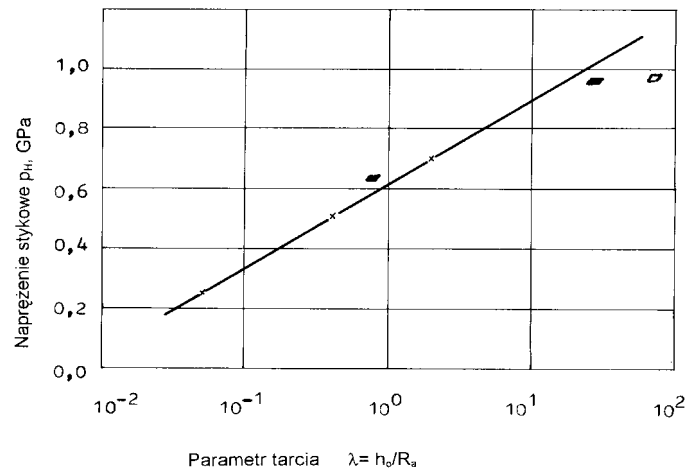
Również prawdopodobieństwo wystąpienia zatarcia zębów w cyklu ustalonej pracy przekładni jest uzależnione od wartości bezwymiarowego parametru tarcia  $\lambda$ , jak to pokazano na rys.3 [1].

Przedstawioną na rys.1 zależność intensywności zużycia adhezyjno-ściernego  $I_z$  od parametru tarcia można wykorzystać dla prognozowania trwałości adhezyjno-ściernej ząbów, ale tylko w przypadku oleju czystego, bez zanieczyszczeń w postaci cząstek obcych.

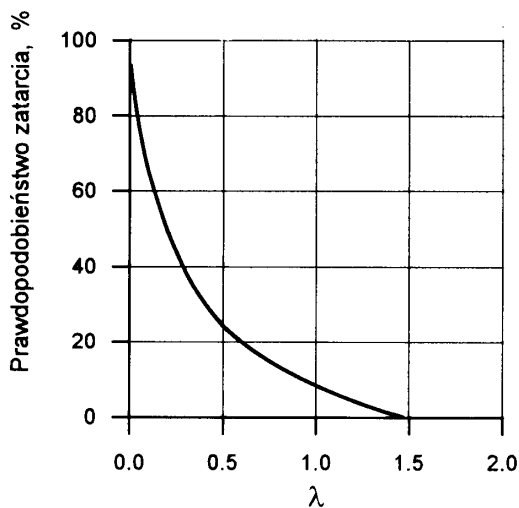
Jeśli bowiem w oleju występują zanieczyszczające cząstki mineralne pyłu węglowego stwierdzono, że zużycie jest wielokrotnie wyższe.



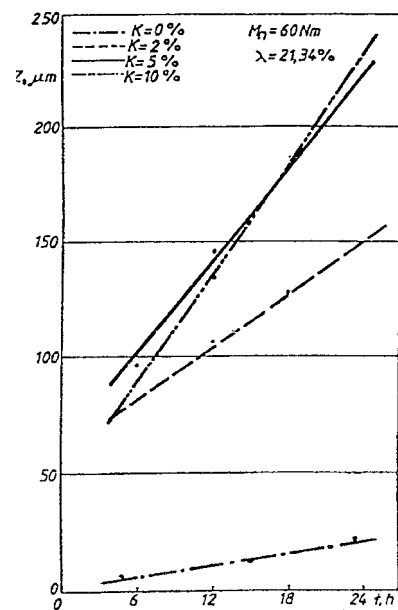
Rys.1. Zależność intensywności zużycia  $I_z$  od parametru  $\lambda$



Rys.2. Zależność niszczącego, maksymalnego naprężenia stykowego Hertza od kryterium tarcia  $\lambda$  (x-wg badań własnych,  $\square$  - wg P.H. Dowsona,  $\blacksquare$  - wg P. Środy)



Rys.3. Prawdopodobieństwo wystąpienia zatarcia zębów jako funkcja parametru  $\lambda$



Rys.4. Zużycie kół zębatych jako funkcja czasu pracy dla różnych koncentracji zanieczyszczeń oleju

Na rysunku 4 przedstawiono uzyskane w badaniach własnych przykładowe wyniki zużycia kół zębatach na stanowisku mocy zamkniętej smarowanych olejem przekładniowym Transol VG-220 w stanie bez zanieczyszczeń oraz z zanieczyszczeniami o koncentracji 2%, 5% i 10% pyłu węgla kamiennego, o ziarnistości poniżej 0,5mm i zawartości popiołu równej 21,24%.

Z rysunku tego wynika, że po 24 godzinach pracy (co odpowiadało  $2 \cdot 10^6$  cykli zazębnień) zużycie przy smarowaniu olejem zawierającym 2% zanieczyszczeń pyłu węglowego jest 7,5-krotnie wyższe niż w przypadku smarowania olejem czystym.

### 3. PROBLEM DOBORU LEPKOŚCI OLEJU SMARUJĄCEGO

Jak to już przedstawiono, trwałość tribologiczną zazębnień można wyrazić jako funkcję bezwymiarowego parametru  $\lambda$  w określeniu którego wielkością do wyznaczenia jest minimalna grubość elastohydrodynamicznej warstwy oleju  $h_0$ , zależna w znaczącym stopniu od własności reologicznych oleju, a więc lepkości i jej zmiany z temperaturą i ciśnieniem w strefie styku.

Korzystając z klasycznych już obecnie rozwiązań teorii EHDS [12], można po ustaleniu wymaganej wartości parametru tarcia  $\lambda_{wym}$  dla danej przekładni wyznaczyć tzw. wymaganą efektywną lepkość oleju warunkującą tarcie płynne w zazębieniu. Zagadnienie to można rozwiązać w postaci nomograficznej [7] lub z wykorzystaniem wspomagania komputerowego.

Przykład takiego rozwiązania komputerowego prezentuje praca [14]. W pozycji tej omówiono opracowany w Politechnice Śląskiej program doboru lepkości nominalnej oleju przekładniowego dla walcowej przekładni zębatej. Zagadnienie rozwiązano bazując na modelu kontaktu elastohydrodynamicznego zębów jako dwu walców zastępczych (rys.5) oraz przyjmując zależności opisujące:

– zmianę lepkości oleju  $\eta_s$  z temperaturą (wzór Vogela-Camerona):

$$\eta_s = \eta_o \exp\left(\frac{B}{g + g_o}\right) \quad (2)$$

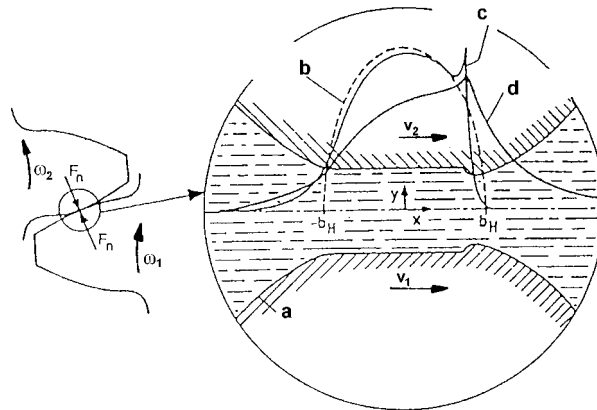
– zmianę lepkości oleju z ciśnieniem  $\eta_p$  w strefie styku (wzór Barusa):

$$\eta_p = \eta_o \exp(\alpha \cdot p) \quad (3)$$

Występujące we wzorach (2) i (3) wielkości oznaczają:

- $\eta_o$  - nominalną lepkość dynamiczną oleju,
- $g, g_o$  - temperaturę pracy i odniesienia,
- $p$  - ciśnienie w strefie styku,
- $B, \alpha$  - temperaturowy i ciśnieniowy współczynnik zmiany lepkości.

W aktualnej wersji program DLOP-Win 1 (bazując na opracowaniu [5]) służy do wyznaczenia wymaganej lepkości oleju dla założonych parametrów konstrukcyjnych i warunków pracy przekładni (a zwłaszcza temperatury). Program napisany jest z wykorzystaniem pakietu Delphi 1.0 pracującego w środowiskach Windows 3.x, 9.x oraz NT.



Rys.5. Kształt szczeliny smarowej (a), rozkład nacisków stykowych wg Hertza (b), ciśnienia (c) oraz temperatury (d) w strefie elastohydrodynamicznego kontaktu zębów z zarysem ewolwentowym

#### 4. PODSUMOWANIE

Dobór lepkości oleju do smarowania przemysłowych przekładni zębatych, zarówno w aspekcie poznawczym, jak i użytkowym wymaga uwzględnienia podstawowych kryteriów, jakimi są: niezawodność, trwałość i sprawność przekładni stosowanych w różnorodnych układach napędowych.

W opracowaniu, wykorzystując wyniki badań doświadczalnych, w tym w znacznej części badań własnych, pokazano związki pomiędzy trwałością tribologiczną zazębień (zdefiniowaną przez podstawowe formy zniszczeń warstwy wierzchniej zębów) i uogólnionym, bezwymiarowym parametrem tarcia znanym z teorii EHDS. Przedstawiono też skróconą informację na temat nowo opracowanego, komputerowego doboru lepkości oleju do walcowych przekładni zębatych.

#### LITERATURA

- [1] MÜLLER L.: Przekładnie zębate - projektowanie. Wyd.4. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996
- [2] JAŚKIEWICZ Z., WĄSIEWSKI A.: Przekładnie walcowe. T.II, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1995
- [3] LINKE H.: Stirradverzahnung - Berechnung, Werkstoffe, Fertigung. Hanser-Verlag, München-Wien, 1996
- [4] SPAŁEK J.: Problematyka doboru oleju do smarowania przekładni zębatych. XVI Konferencja „Przekładnie zębate” - II Międzynarodowa Konferencja ICESA'97, Gliwice-Ustroń, maj 1997, Mat. s.50-65
- [5] SPAŁEK J., BUKOWSKI R.: Komputerowy dobór lepkości oleju do smarowania przekładni zębatych. Maszyny Dźwigowo-Transportowe, nr 4, 1996. s. 30-35
- [6] NADOLNY K., ZWIERZYCKI W.: Metody oceny niezawodnościowych charakterystyk środków smarowych. Problemy Maszyn Roboczych, (4) Z.4. 1996, s.127-140
- [7] NADOLNY K.: Tribologia kół zębatych – zagadnienia trwałości i niezawodności.

Biblioteka Problemów Eksploatacji. Wyd. ITE, Radom – Poznań 1999

- [8] ERLENSPIEL K.: Betriebserfahrungen mit Stirnrad- und Planetengetrieben. Der Maschinen-schaden (45), nr 4, 1972
- [9] SKOĆ A., SPAŁEK J.: Analiza awaryjności przekładni zębatych pracujących w zespołach napędowych maszyn stosowanych w górnictwie ze szczególnym uwzględnieniem kół stożkowych. Maszyny Górnicze (12), nr 3/48, KOMAG – Gliwice, 1994, s.33-39
- [10] NIEMANN G., WINTER H.: Maschinenelemente. B.II. 2 Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg ..., 1989
- [11] SPAŁEK J.: Analiza wpływu oleju smarującego na powstawanie i rozwój pittingu. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Z.1-2 (57-58), 1984, s.51-60
- [12] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: The role lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication Bull. Brit. Soc. Rheology (12), nr 4, 1969
- [13] SPAŁEK J.: Wykorzystanie teorii elastohydrodynamicznego smarowania do określenia stopnia bezpieczeństwa na zatarcie kół zębatych. Technika Smarownicza – Tribologia, nr 1, 1978, s.171-176
- [14] SPAŁEK J.: Wpływ smarowania na trwałość tribologiczną przekładni zębatych układów napędowych maszyn górniczych. Praca BW-559/RG-0/99. Politechnika Śląska, Gliwice 1999 (praca niepublikowana)

## **SELECTION CRITERIA OF OIL VISCOSITY FOR INDUSTRIAL TOOTHED GEARS LUBRICATION**

**Abstract:** The paper presents the effect of oil on contact wear, adhesive wear and seizing in toothed gears. The method of oil viscosity selection for gears lubrication based on generalised friction criterion is also characterised. This criterion, expressing the ratio of minimum lubricant layer thickness and surface roughness parameter, derived from the elastohydrodynamic lubrication theory is directly associated with basic types of tribologic wear, which often determine the durability of gears. A computer program for oil viscosity selection based on this generalised criterion is presented.

Recenzent: dr inż. Andrzej SZAFRANIEC