

Jacek SPAŁEK, Antoni SKOĆ
Politechnika Śląska, Gliwice

TRWAŁOŚCIOWE ASPEKTY DOBORU OLEJU DO SMAROWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Streszczenie. W opracowaniu omówiono główne problemy związane z kryteriami optymalnego doboru oleju do smarowania przekładni zębatych napędów maszyn górniczych. Ogólnie rozpatrzono kryterium niezawodności, sprawności, stanu termicznego i wibroakustycznego, a w szczególności przeanalizowano wpływ lepkości oleju na trwałość ząbów i łożysk przekładni. W oparciu o teorię smarowania sformułowano warunek tarcia płynnego w zazębieniu, pozwalający na dobór optymalnej lepkości oleju ze względu na niszczące procesy zużycia tribologicznego.

RELIABILITY ASPECTS OF OIL SELECTION FOR GEARS LUBRICATION

Summary. There is presented in the paper main problems bound with criteria of optimal oil selection for lubrication of mining machines drive unit gears. There was discuss criteria of reliability, efficiency, thermal and vibro-acoustic state with special pressure on influence of oil viscosity on reliability teeth and bearings. On the basis of lubrication theory there was formulated a condition of fluid friction in meshing enabling to select optimal oil viscosity in regard to devastating processes of wear.

1. Wstęp

Nowoczesne napędy maszyn i pojazdów stawiają, w sensie konstrukcyjnym, technologicznym i eksploatacyjnym, rosnące wymagania dla przekładni zębatych. Dotyczy to zwłaszcza przekładni zębatych stosowanych we współczesnych napędach wysoko wydajnych maszyn górniczych.

Wymagania te wynikają z zakładanego wzrostu przenoszonego obciążenia, większych przełożeń i prędkości przy równoczesnym pożądanym wzroście sprawności oraz poprawie ogólnych wskaźników ocenowych stopnia wyężenia przekładni [1], [2]. Spełnienie tych wymagań wiąże się z wielokierunkowym podejściem, zwłaszcza w nowych obszarach, gdzie do tej pory nie stanowiły podstawowych, ale z racji istotnego wpływu na zapewnienie oczekiwanych własności użytkowych muszą być traktowane jako zasadnicze. Do tych obszarów należą zagadnienia inżynierii smarowania przekładni zębatych [20].

Problem smarowania przekładni ma również szczególną ważność techniczno-ekonomiczną dla przedsiębiorstw górniczych. Z prowadzonych badań własnych [20] wynika, że w strukturze stosowanych środków smarnych w kopalniach węgla udział olejów przekładniowych wynosi 40-60% przy wskaźniku zużycia około 25 kg na 1000 ton wydobywania.

2. Podstawowe kryteria doboru oleju smarującego

Podstawowe kryteria doboru oleju wynikają z przyjmowanych ogólnych założeń konstrukcyjnych, a mianowicie uzyskania:

- wymaganego czasu użytkowania przekładni (**kryterium trwałości**),
- wymaganej sprawności (**kryterium sprawności**),
- wymaganej, ustalonej temperatury pracy przekładni (**kryterium stanu termicznego**),
- niskiego poziomu drgań i hałasu przekładni (**kryterium stanu wibroakustycznego**).

Kryterium trwałości przekładni dotyczy w ogólności wszystkich elementów przekładni, a więc: kadłuba, wałów, ząbów, łożyskowań i uszczelnień, ale w tym przypadku ze swej istoty rozpatrujemy tylko węzły tarciove. Również z uwagi na to, że wpływ oleju na trwałość uszczelnień stanowi odrębne zagadnienie, w tym opracowaniu rozważania zostały ograniczone do wpływu oleju na trwałość ząbów i łożyskowań tocznych. Kryterium trwałości zostanie rozwinięte w dalszej części tego opracowania.

Kryterium sprawności można rozpatrywać w odniesieniu:

- do poszczególnych tzw. elementarnych węzłów tarcia,
- do przekładni jako obiektu całościowego.

W przypadku pierwszym, podejście takie umożliwia wyznaczenie ogólnej sprawności przekładni η_p jako iloczynu sprawności cząstkowych wynikających ze strat hydraulicznych

(η_h) w zazębieniu η_z , łożyskach η_l i uszczelnieniach η_u .

$$\eta_p = \eta_h \cdot (\eta_{z1} \cdot \dots \cdot \eta_{zi}) \cdot (\eta_{l1} \cdot \dots \cdot \eta_{lj}) \cdot (\eta_{u1} \cdot \dots \cdot \eta_{uk}) \quad (1)$$

W przypadku definiowania sprawności ogólnej przekładni jako obiektu „niepodziel nego” korzystamy z podstawowej zależności zapisywanej jako:

$$\eta_p = 1 - \frac{\Delta P_s}{P} = \frac{T_{wy}}{T_{we} \cdot u} \quad (2)$$

gdzie:

$\Delta P_s, P$ oznaczają odpowiednio: straty mocy w przekładni i moc przekładni,

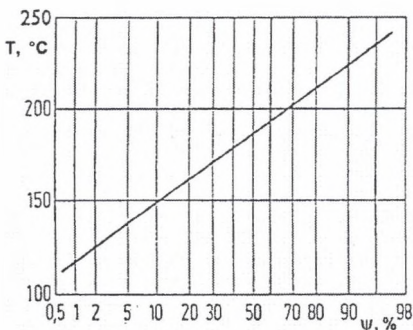
T_{we}, T_{wy} - momenty: wejściowy i wyjściowy,

u - przełożenie przekładni.

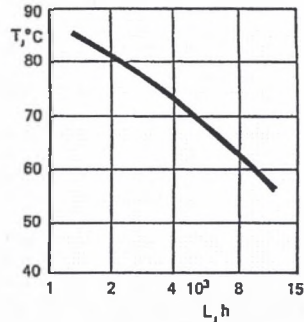
Zatem zgodnie z relacją (1) dla wyznaczenia wpływu oleju smarującego na ogólną sprawność przekładni należy określić jego wpływy cząstkowe, a według relacji (2) trzeba znaleźć związek pomiędzy smarowaniem a stratami mocy w przekładni. Można to uczynić np. metodą pośrednią poprzez analizę stanu termicznego [3].

Kryterium stanu termicznego wyraża się w optymalnym doborze oleju smarującego oraz przyjęciu takiego zasilania wężła olejem, by odebrać wydzielające się ciepło tarcia i zapewnić temperaturę t oleju niższą od temperatury granicznej t_{GR} ($t \leq t_{GR}$).

Warunek nieprzekroczenia określonej wartości temperatury granicznej wynika, poza względami bezpieczeństwa, głównie z wpływów na trwałość zazębienia (rys.1) oraz na trwałość środka smarnego (rys.2). Dla smaru plastycznego temperaturą graniczną jest tzw. temperatura kroplenia. Jej przekroczenie powoduje oddzielenie frakcji olejowej od substancji zagęszczającej, a więc całkowitą utratę płynności smaru plastycznego.



Rys. 1. Prawdopodobieństwo zatarcia w funkcji temperatury objętościowej zębów [18]
Fig. 1. Probability of seizure in function of bulk teeth temperature [18]



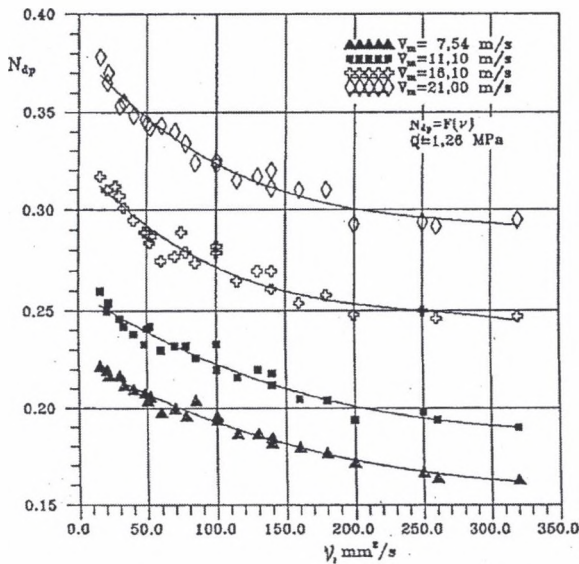
Rys. 2. Typowa zależność trwałości mineralnego oleju przekładniowego od temperatury roboczej [4]
Fig. 2. Typical dependency of temperature [4] on mineral oil reliability

Z kryterium stanu termicznego przekładni wiążą się właściwości związane z odbiorem ciepła tarcia przez olej, a więc scharakteryzowane współczynnikiem przewodności cieplnej λ (W/m·K) oraz ciepła właściwego C (kJ/kg·K) [5].

Należy podkreślić, że ze wzrostem temperatury maleje przewodnictwo cieplne oleju, ale rośnie jego pojemność cieplna. Natomiast oleje o niższej gęstości (a zatem i niższej lepkości) mają wyższe współczynniki przewodnictwa oraz chłonności cieplnej. Stanowi to istotną przesłankę, że ze względu na stan termiczny przekładni należy dobierać oleje o niższej lepkości, ale przy jednoczesnym zapewnieniu wysokiego wskaźnika lepkości [7]. Oczywiście jest, że na stan termiczny przekładni ma istotny wpływ chłodzenie, a więc sposób wymiany ciepła pomiędzy przekładnią a otoczeniem, który może być uzyskany drogą konwekcji naturalnej lub wymuszonej. Zagadnienie to stanowi jednak obszerny problem wymagający odrębnego rozpatrywania.

Kryterium stanu wibroakustycznego przekładni stanowi coraz częściej podstawę oceny stanu technicznego przekładni. Poza parametrami konstrukcyjnymi, materiałowymi oraz technologicznymi istotny wpływ na stan dynamiczny ma olej, a zwłaszcza jego lepkość. Na rysunku 3 wg [6] pokazano przykładową zależność nadwyżki dynamicznej N_{dp} w przekładni stożkowej z kołami wykonanymi metodą Gleasona od lepkości roboczej oleju przekładniowego Transol VG 320 dla różnych prędkości obwodowych kół. Należy przy tym zaznaczyć, że poza lepkością oleju na drgania przekładni silnie wpływają specyficzne dodatki stabilizujące tarcie przy zmianach prędkości (np. oleje do automatycznych skrzyń biegów oznaczane ogólnym symbolem olejów ATF, [8]).

Jednoczesne spełnienie przez zastosowany do smarowania olej wymagań wynikających z poszczególnych, wymienionych kryteriów jest trudnym zagadnieniem i zależnym od specyfiki użytkowania przekładni. Generalnie jednak można przyjąć zasadę, że rozstrzygające w doborze lepkości oleju smarującego jest kryterium trwałości uzębienia, łożyskowań i uszczelnień wałów przekładni.



Rys. 3. Zależność nadwyżki dynamicznej w przekładni stożkowej od lepkości oleju smarującego
 Fig. 3. Dependency of oil viscosity on dynamic surplus coefficient in bevel gear

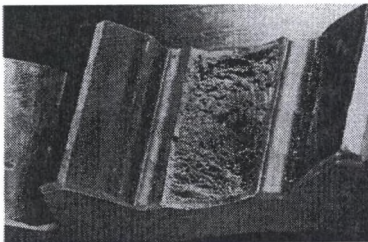
3. Dobór oleju smarującego ze względu na kryterium trwałości ząbienia

Utrata trwałości ząbienia kół przekładni może nastąpić wskutek procesów:

- zniszczenia objętościowego zębów (w postaci złamania doraźnego lub zmęczeniowego),
- zniszczeń powierzchniowych (tribologicznych) boków zębów w postaci zmęczenia warstwy wierzchniej (pitting oraz mikropitting),
- zatarcia oraz zużycia ścierno-adhezyjnego warstwy wierzchniej. W szczególnych przypadkach pracy przekładni przy zanieczyszczonym oleju nośność może być uwarunkowana zużyciem ściernym.

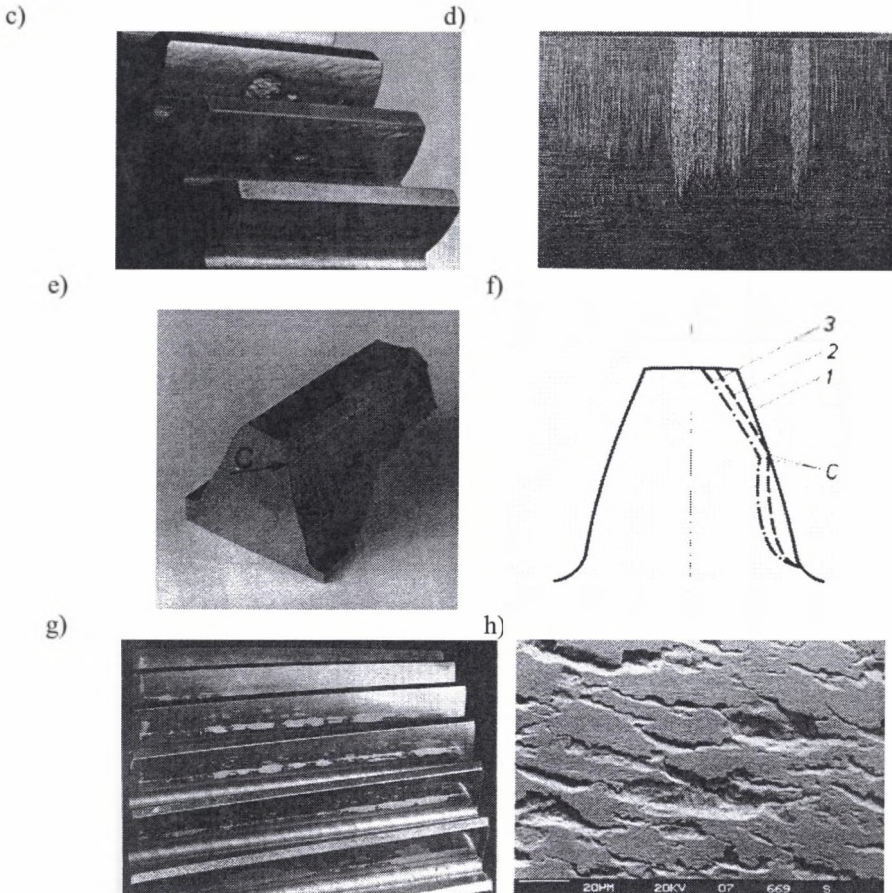
Wymienione rodzaje zniszczeń użębień kół zębatych pokazano na rysunku 4.

a)



b)





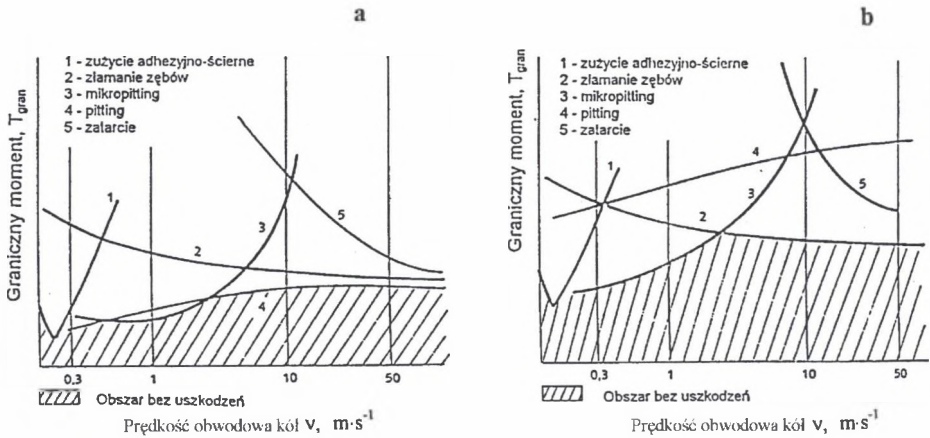
Rys. 4. Przykładowe rodzaje zużycia uzębień kół zębatach: a - złom doraźny, b - złom zmęczeniowy, c - pitting, d - zatarcie, e - złom wskutek nadmiernego zużycia ściernego, f - ilustracja kolejnych faz zużycia ściernego (1,2,3) względem punktu toczonego zazębienia C, g - mikropitting, h - obraz mikroskopowy zużycia mikropittingowego (powiększenie 1000x)

Fig. 4. Examples of types of teeth wear: a - breaking tooth, b - fatigue failure of tooth, c - pitting, d - seizure, e - breaking of teeth due to excessive abrasive wear, f - illustration of abrasive wear phases (1,2,3) in respect to pitch point C, g - micropitting, h - 1000 times magnification of micropitting image

Na rysunku 5 zilustrowano wymienione procesy niszczące zazębienia dla przypadku kół ulepszanych cieplnie (miękkich) oraz utwardzanych powierzchniowo (twardych). [1] [9].

Należy zwrócić uwagę na fakt, że dla kół zębatach utwardzonych powierzchniowo w dość szerokim zakresie prędkości obwodowych (do około 5m/s) decydujący o trwałości jest proces mikropittingu, a dla kół ulepszanych cieplnie mikropitting i pitting determinują trwałość zazębienia w całym zakresie prędkości obwodowych kół. Niedawno zidentyfikowany proces zużycia o postaci mikropittingu [10] (Schönnenbeck - 1984 r.) charakteryzuje się płytszymi w porównaniu z klasycznym pittingiem wykruszeniami (złuszczeniem o grubości

około 20 μm) warstwy wierzchniej. Przebieg tego procesu w znaczącym stopniu zależy od warunków smarowania, a zwłaszcza od względnej grubości warstwy oleju smarującego (parametru λ).



Rys. 5. Krzywe granicznej nośności kół zębatych: a - dla kół ze stali ulepszonych cieplnie, b - dla kół ze stali hartowanych

Fig. 5. Boundary curves of gear teeth capacity for wheels made of: a) toughened steels, b) quenched steels

4. Uogólnione ujęcie zagadnienia doboru lepkości oleju z uwagi na trwałość ząbów i łożysk

Dobór oleju do smarowania przekładni zębatej można rozdzielić na dwa etapy:

- etap 1 - określenie optymalnej lepkości efektywnej zapewniającej wysokie prawdopodobieństwo wystąpienia tarcia płynnego w ząbieniach i łożyskowaniach przekładni,
 etap 2 - dla danej klasy lepkości oleju (np. VG 220) dokonanie wyboru klasy jakościowej oleju przekładniowego określonej np. wg klasyfikacji API GL1....GL6 [11].
 Podstawą kwalifikacji jakościowej jest zbiór użytkowych właściwości fizykochemicznych olejów oraz testów stanowiskowych i coraz częściej wymaganych testów tzw. poligonowych (eksploatacyjnych). Współczesne przekładnie przemysłowe i samochodowe wymagają klas jakościowych nie niższych niż GL 4.

Zazwyczaj dobór lepkości oleju do danego typu przekładni wynika z klasycznej teorii hydrodynamicznego smarowania na podstawie ogólnie znanego równania Reynoldsa, które w swej najprostszej formie dla jednokierunkowego przepływu ma postać:

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta \cdot v \frac{h - h_0}{h^3} \quad (3)$$

gdzie:

dp/dx - przyrost ciśnienia wzdłuż szczeliny smarnej (w warstwie oleju),

η - lepkość dynamiczna oleju będąca iloczynem lepkości kinematycznej γ i gęstości ρ ,

v - sumaryczna prędkość liniowa współpracujących elementów,

h, h_0 - grubość warstwy oleju odpowiednio: w dowolnym i największym przekroju.

Z równania tego wynika, że o nośności hydrodynamicznej warstwy oleju w ząbieniu decyduje iloczyn prędkości i lepkości. A zatem, im większa prędkość współpracujących kół tym dla uzyskania tej samej nośności hydrodynamicznej wymagana jest mniejsza lepkość.

Zapoczątkowana pracami Grubina (1949 r.) oraz rozwinięta przez Dowsona i Higginsona (1961r.) teoria elastohydrodynamicznego smarowania (teoria EHDS [13]) stworzyła dla doboru lepkości oleju nowe możliwości szerszego uwzględnienia w tym doborze cech geometrycznych i kinematyczno - dynamicznych, tzw. styku skoncentrowanego oraz cech reologicznych oleju smarującego.

Wykorzystując tę teorię, można wyznaczyć wymaganą lepkość oleju z warunku tarcia płynnego w ząbieniu, który można zapisać w postaci:

$$\lambda = \frac{h_0}{R_a} \leq \lambda_{wym} \quad (4)$$

gdzie:

h_0 - minimalna grubość EHD warstwy oleju,

R_a - zastępcza wysokość mikronierówności (chropowatości),

λ_{wym} - statystyczna wartość wymaganego parametru tarcia.

W ogólnym przypadku obciążenie F styku skoncentrowanego jest sumą obciążenia F_s przenieszonego przez bezpośredni styk mikronierówności oraz obciążenia F_{EHD} przenieszonego przez warstwę oleju.

Dla scharakteryzowania tego stanu można użyć zależności:

$$F = \chi \cdot F_s + (1-\chi) F_{EHD} \quad (5)$$

gdzie: χ - współczynnik udziału składnika F_s ($0 \leq \chi \leq 1$).

Określenie współczynnika χ , czyli udziału przenoszenia obciążenia na drodze styku suchego bądź granicznego, może posłużyć do wyznaczenia wymaganej wartości parametru tarcia λ_{wym} . Na podstawie ostatnio przeprowadzonych badań skojarzenia tarciowego kulka - powierzchnia płaska ustalono, że istnieje zależność [14]:

$$\chi = \exp(B \cdot \lambda^C) \quad (6)$$

gdzie: B i C - stałe charakteryzujące głównie materiały współpracujących elementów, chropowatość powierzchni tarcia oraz warunki smarowania.

Na podstawie wyników badań doświadczalnych [15] ustalono, że można przyjąć następujące wartości parametru tarcia λ , dla którego wystąpi tarcie płynne w skojarzeniu tocznym:

- powierzchnie szlifowane ($R_a > 0,1 \mu\text{m}$); $\lambda \geq 5$,
- powierzchnie dogładzane ($0,1 < R_a < 0,025 \mu\text{m}$); $\lambda \geq 3$,
- powierzchnie polerowane ($R_a < 0,025 \mu\text{m}$); $\lambda \geq 2$.

W podobny sposób określono prawdopodobieństwo zatarcia zębów w funkcji parametru λ [12]. Doświadczalnie wykazano, że dla $\lambda > 1,5$ prawdopodobieństwo zatarcia dąży do zera, co można również interpretować jak wystąpienie stanu pełnego tarcia płynnego w zazębieniu.

Mając określoną wartość zastępczej mikronierówności powierzchni zębów współpracujących kół oraz przyjmując wymaganą wartość parametru tarcia, można wyznaczyć wymaganą grubość EHD warstwy oleju h_0 w zazębieniu lub po przekształceniu wyznaczyć wartość wymaganej lepkości η_{wym} .

Bazując na teorii elastohydrodynamicznego smarowania, w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej opracowano algorytm i program komputerowy [16] pozwalający na wyznaczenie wymaganej lepkości oleju do przekładni zębatej z kołami walcowymi. W algorytmie w szczególności uwzględniono wpływ temperatury i obciążenia w zazębieniu na właściwości reologiczne oleju smarującego [19].

5. Wnioski końcowe

Przedstawione w opracowaniu rozważania, bazujące na rozwiązaniach teoretycznych i wynikach badań doświadczalnych w zakresie wpływu smarowania na trwałość przekładni zębatych, można podsumować następującymi wnioskami:

- podstawy ogólne doboru oleju smarującego wynikają z głównych kryteriów ocenowych przekładni, a mianowicie: trwałości, sprawności, stanu termicznego i stanu wibroakustycznego. Celem dokonania racjonalnego doboru oleju pod względem lepkości i

klasy jakości konieczne jest przeprowadzenie analizy optymalizacyjnej z uwagi na te kryteria,

- dokonując racjonalnego doboru oleju smarującego, można w istotny sposób podnieść trwałość przekładni uwarunkowaną niszczącymi procesami: pittingu, mikropittingu, zużycia adhezyjno-ściernego i adhezyjno-termicznego (zatarcia),
- podstawę doboru wymaganej lepkości winien stanowić warunek tarcia płynnego zdefiniowany poprzez bezwymiarowy parametr tarcia λ , będący ilorazem elastohydrodynamicznej grubości warstwy oleju i zastępczej mikronierówności powierzchni roboczych zębów. Parametr tarcia stanowi swego rodzaju kryterium podobieństwa w definiowaniu smarowania dla różnych postaci konstrukcyjnych przekładni,
- wymagającym szczególnej analizy z uwagi na warunki smarowania, a zatem i trwałości przekładni, jest zagadnienie dokładnego określenia temperatury pracy przekładni. Obniżenie tej temperatury w istotnym stopniu wpływa na trwałość i sprawność przekładni.

LITERATURA

1. Niemann G., Winter H.: Maschinenelemente. B. II., 2 Auflage, Springer - Verlag, Berlin - Heidelberg - New York - Tokyo 1989.
2. Linke H.: Stirnradverzahnung - Berechnung, Werkstoffe, Fertigung. C. Hanser - Verlag, München - Wien 1996.
3. Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984.
4. Möller U.J., Boor U.: Schmierstoffe im Betrieb. VDI - Verlag, Düsseldorf 1987.
5. Beitz W., Küttner K.- H.: Dubbel - Taschenbuch für Maschinenbau. Teil-E Werkstofftechnik, 18 Auflage, Springer - Verlag, Berlin-Heidelberg - London 1995.
6. Skoć A., Spałek J.: Einfluss von Oel auf die dynamische Belastung des Kegelradgetriebes. Tribologie und Schmierungstechnik, (42), nr 3, 1995, s.128-130.
7. Spałek J.: Smarowanie maszyn w górnictwie - zagadnienia smarowania przekładni zębatych. Międzynarodowa Konferencja TEMAG 1995. Ustroń, listopad 1995.
8. Foerster J.H.: Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer - Verlag, Berlin-Heidelberg - London - Tokyo 1991.
9. Czichos H., Habig K. - H.: Tribologie - Handbuch: Reibung und Verschleiss. Fr. Vieweg - Verlag, Braunschweig - Wiesbaden 1992.
10. Schönnenbeck G.: Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. Diss. TU München 1984.
11. Baczewski K., Biernat K., Machel H.: Samochodowe paliwa, oleje i smary- leksykon. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1993.
12. Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. Wyd. 4, WNT, Warszawa 1996.

13. Dowson D.: Elastohydrodynamic and microelastohydrodynamic lubrication. *Wear*, 190, 1995, s.125-138.
14. Zhou R.S.: Surface topography and fatigue life of rolling contact bearing STLE Tribology Transactions, (36), nr 3, 1993, s.329-340.
15. Steinert T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Shaker - Verlag, Band 3 - 1996, D 82 (Diss. RWTH Aachen).
16. Spałek J., Bukowski R.: Komputerowy dobór lepkości oleju do smarowania przekładni zębatych. *Maszyny Dźwigowo-Transportowe*, nr 4, 1996, s.30-35.
17. FAG - Wälzlager. Schmierung von Wälzlagern. Publ. WL 81 115/4DA, Schweinfurt 1996.
18. Lynwander P.: Preventing gear tooth scoring. *Machine Design* (50) nr 6, 1980, s.45-49.
19. Spałek J.: Uogólnione kryterium doboru oleju do smarowania przekładni zębatej. *Przegląd Mechaniczny*, (57) nr 8, 1998, s.17-19.
20. Spałek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Jan Wachowicz

Abstract

There is presented in the paper main problems bound with criteria of optimal oil selection for lubrication of mining machines drive unit gears. There was discuss criteria of reliability, efficiency, thermal and vibro-acoustic state with special pressure on influence of oil viscosity on reliability teeth and bearings. On the basis of EHD theory there was formulated a condition of fluid friction in meshing enabling to select optimal oil viscosity in regard to devastating processes of wear. There was revealed that dimensionless parameter of relative oil film thickness λ in meshing, which was determined on the basis of EHD theory, can be bound with teeth contact capacity. The parameter has significant influence on intensity of devastation process of teeth surface layers in shape of pitting wear, abrasive wear and seizure. In addition was revealed that an application of EHD theory for oil viscosity selection enables to carry an optimization calculus by means of computer methods.