

Jacek **SPAŁEK**  
Maciej **KWAŚNY**

## **OPTIMALIZACJA DOBORU LEPKOŚCI OLEJU SMARUJĄCEGO DO PRZEKŁADNI ZĘBATYCH NAPĘDÓW MASZYN ROBOCZYCH Z UWAGI NA KRYTERIUM TRWAŁOŚCI ZAZĘBIENÍ**

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono usystematyzowane podejście w zakresie doboru optymalnej lepkości oleju do smarowania przekładni zębatych napędów maszyn roboczych, stosowanych w obszarze cywilnym oraz wojskowym. Scharakteryzowano klasyczne procedury literaturowe określenia wymaganej lepkości oleju według teorii hydrodynamicznej (teorii HD) oraz zaprezentowano procedury, bazujące na teorii elastohydrodynamicznego smarowania (teorii EHD). Opracowane przez autorów nomogramy pozwalają określić bezwymiarowy parametr tarcia, wynikający z fizycznej istoty kontaktu tarcowego smarowanych ząbów kół przekładni. Pokazano związki tego parametru z głównymi rodzajami zużycia tribologicznego (ściernego, zmęczenia stykowego i zatarcia) zębów kół.

**Słowa kluczowe:** napędy maszyn roboczych, przekładnie zębate, smarowanie, trwałość tribologiczna ząbów.

### **1. WPROWADZENIE**

Zagadnienie smarowania przekładni zębatych maszyn roboczych stacjonarnych i mobilnych, mimo wielu ciągle prowadzonych badań naukowo-poznawczych i użytkowych, zwłaszcza nad optymalizacją doboru klasy lepkości wymaganego oleju smarującego, trzeba uznać jako otwarte zarówno na etapach projektowania, wytwarzania, jak i eksploatacji wymienionych przekładni. Problem ten stanowi w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Urzędzeń Mechanicznych „OBRUM” sp. z o.o. jeden z głównych nurtów prac o charakterze poznawczym, badawczo-rozwojowym oraz wdrożeniowym, prowadzonych od ponad 20 lat (np.: [4, 15, 28, 29]).

Główny problem polega na tym, że optymalizacja smarowania przekładni musi uwzględniać wiele „słabo” zdefiniowanych kryteriów lub informacji bazowych o charakterze zbiorów niepełnych i rozmytych. W tej sytuacji bazuje się w głównej mierze na zaleceniach będących kompromisem wiedzy z badań teoretycznych, eksperymentalno-laboratoryjnych oraz użytkowych i doświadczeń praktycznych. Konieczność tego kompromisu wynika z różnych płaszczyzn podejścia teoretyczno-eksperymentalnego (poznawczego) i użytkowego (praktycznego).

*W podejściu teoretyczno-eksperymentalnym istotnym kryterium jest bazowanie na sformułowaniu, które w skrócie można określić jako fizyczną istotę smarowania rozumianą jako skuteczne rozdzielanie dwóch współpracujących powierzchni warstwą środka smarnego celem zamiany niekorzystnego tarcia zewnętrznego stykających się elementów na tarcie w części (tarcie mieszane) lub w pełni (tarcie płynne lub jako stan przejściowy – tarcie graniczne) wewnątrz warstewki środka smarnego. Pośrednio odpowiada to kryterium*

ograniczonego lub całkowitego wyeliminowania zużycia tribologicznego warstwy wierzchniej elementów ciernych.

W podejściu *użytkowo-praktycznym* decydującymi są kryteria uwzględniające oceny takich parametrów jak: trwałość (a ogólniej – niezawodność), stan termiczny, wibroakustyczny czy bezpieczeństwo użytkowanej przekładni w układzie napędowym danej maszyny. W podejściu tym sięgamy do istoty fizyko-chemicznej kontaktu tarcowego i jego skutków w skali mikro (a nawet w skali nano). Wynikiem takiego podejścia jest sformułowanie wytycznych (zaleceń) użytkowania danej maszyny wg Założeń Taktyczno-Technicznych (np. dla wojskowej maszyny mobilnej), bądź wg dokumentacji technicznej producenta (np. kombajnu górniczego, czy koparki).

Ponieważ dotychczas brak jest bezpośrednich relacji korelacyjnych między uzyskiwanymi wynikami teoretyczno-eksperymentalnymi (przenoszonymi zazwyczaj do praktyki poprzez zastosowanie teorii podobieństwa fizykalnego [7, 8]) zatem we wstępie zaznaczono, że wymagany jest kompromis nie polegający na poszukiwaniu kryterium „absolutnie” optymalnego, a jedynie na przybliżeniu się do optimum. Stan tego przybliżenia zależy w znaczącym stopniu od przyjętej bazy i metod formułowania zaleceń od najprostszych (nazywanych klasycznymi), bazujących na teorii hydrodynamicznego smarowania, do zaawansowanych, których podstawą są wyniki badań modelowych. Współczesne podejście uwzględnia teorię smarowania termo-elastohydrodynamicznego i wspomagane jest poprzez badania eksperymentalne [1, 2].

## 2. KLASYCZNE PROCEDURY DOBORU LEPKOŚCI OLEJU DO SMAROWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Klasyczne (historycznie najstarsze) metody doboru lepkości oleju smarującego do przekładni zębatych bazują na wnioskach wynikających z jednowymiarowej postaci tzw. równania Reynoldsa (1886 r.) zapisywanej jako

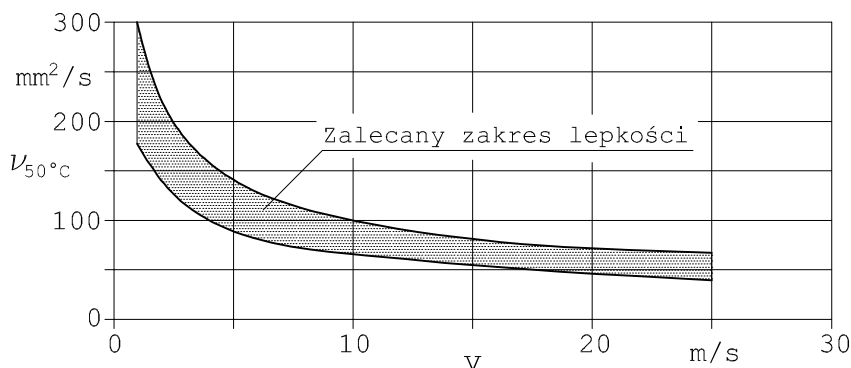
$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot v \cdot \frac{h - h_0}{h^3} \quad (1)$$

Interpretacja równania (1) jest następująca: przyrost ciśnienia  $dp/dx$  wzdłuż zężającej się szczeliny smarowej ( $h-h_0$ ) zależy od iloczynu (przyjmowanego jako stała) lepkości dynamicznej oleju  $\eta$  i prędkości względnej  $v$  współpracujących elementów. Ponieważ zarówno  $\eta$ , jak i  $v$  występują w pierwszej potęgze, to wynika z tego przesłanka stwierdzenia, że mała prędkość obwodowa na średnicy tocznej kół wymaga wyższej lepkości niż w przypadku prędkości większej. Na tej podstawie sformułowane są zalecenia tabelarycznego doboru zakresu wymaganej lepkości oleju smarującego (np. [13]).

Istnienie dość szerokiego zakresu wymaganej lepkości oleju smarującego wynika z uwzględnienia faktu, że:

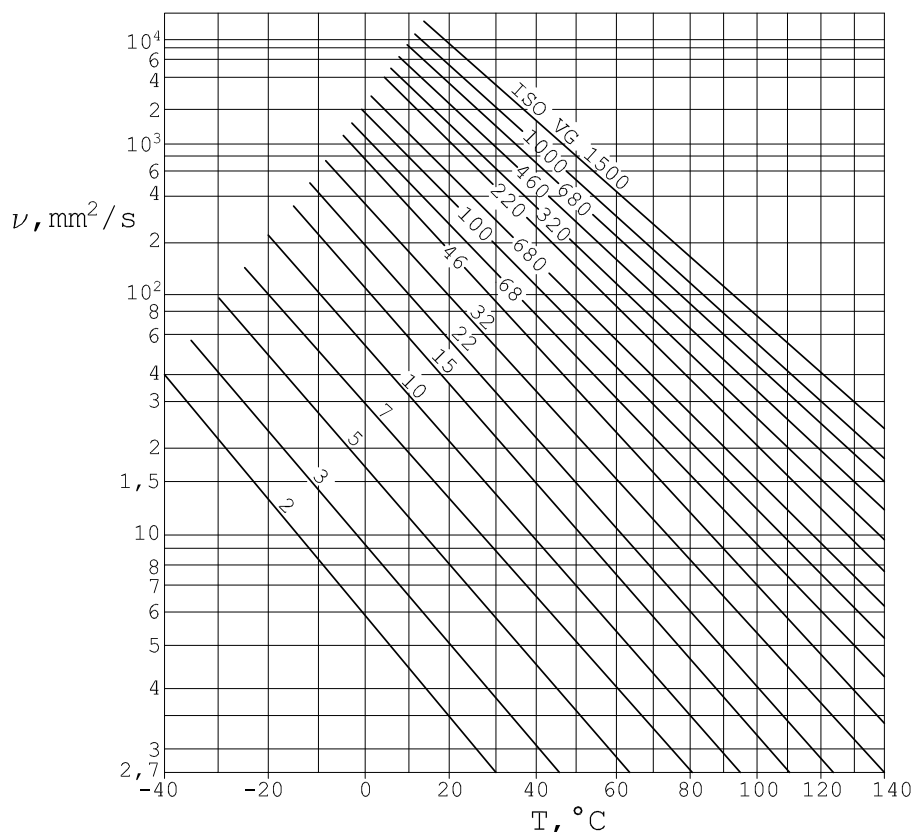
- przekładnia jest zazwyczaj wielostopniowa,
- prędkość obwodowa kół nie jest wielkością stałą w cyklu jej pracy.

Bazując na zaleceniach tabelarycznych wg [13], można sporządzić orientacyjny wykres zależności wymaganej lepkości kinematycznej (rys. 1).



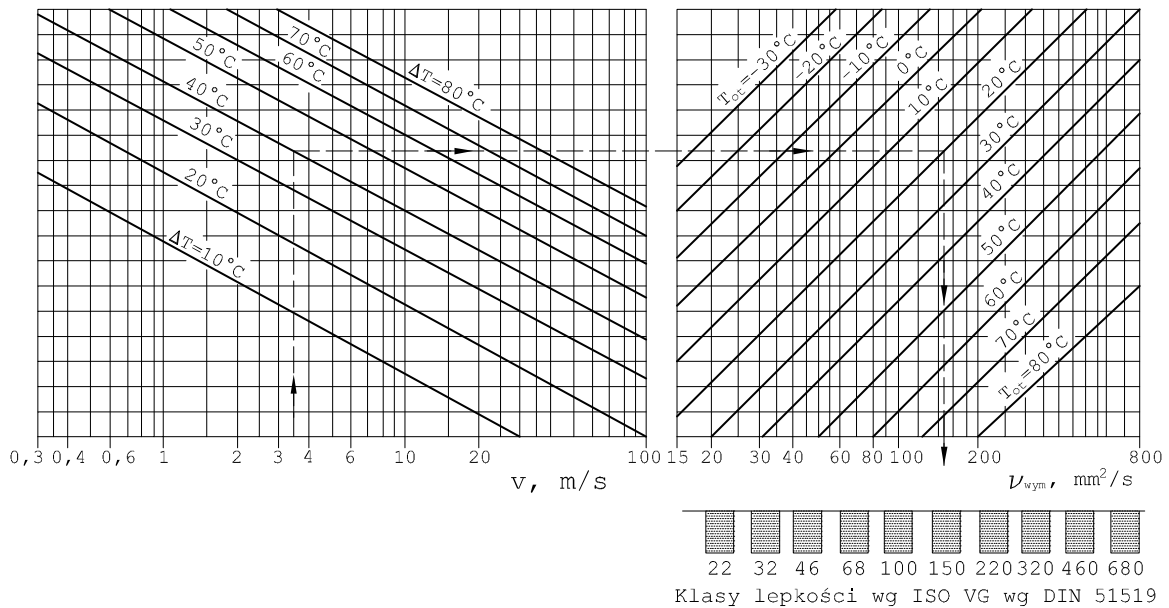
**Rys. 1. Zalecana wg [13] lepkość kinematyczna (w mm<sup>2</sup>/s) w temperaturze oleju 50°C dla wybranych prędkości obwodowych zębniaka I stopnia przekładni (w m/s)**

Należy zaznaczyć, że wg aktualnej klasyfikacji ISO 4448 nominalne lepkości olejów przemysłowych odnoszone są do temperatury 40°C, zatem zamieszczone na rysunku 1 wartości współczynników lepkości kinematycznej należałoby skorygować zgodnie z rysunkiem 2 sporządzonym dla olejów mineralnych o wskaźniku lepkości WL = 90.



**Rys. 2. Lepkość olejów mineralnych o wskaźniku WL = 90 w funkcji ich temperatury roboczej; Uwaga: VG 2 ... VG 1500 oznaczają klasy lepkości oleju wg normy ISO 4448**

Pewnym rozwinięciem i uaktualnieniem zagadnienia klasycznego doboru klasy lepkości oleju do przekładni zębatej jest nomogram wg normy DIN 51519 [11] przedstawiony na rysunku 3.



**Rys. 3. Nomogram do wyznaczania wymaganej klasy lepkości oleju do przekładni zębatej wg normy DIN 51519 [2, 11]**

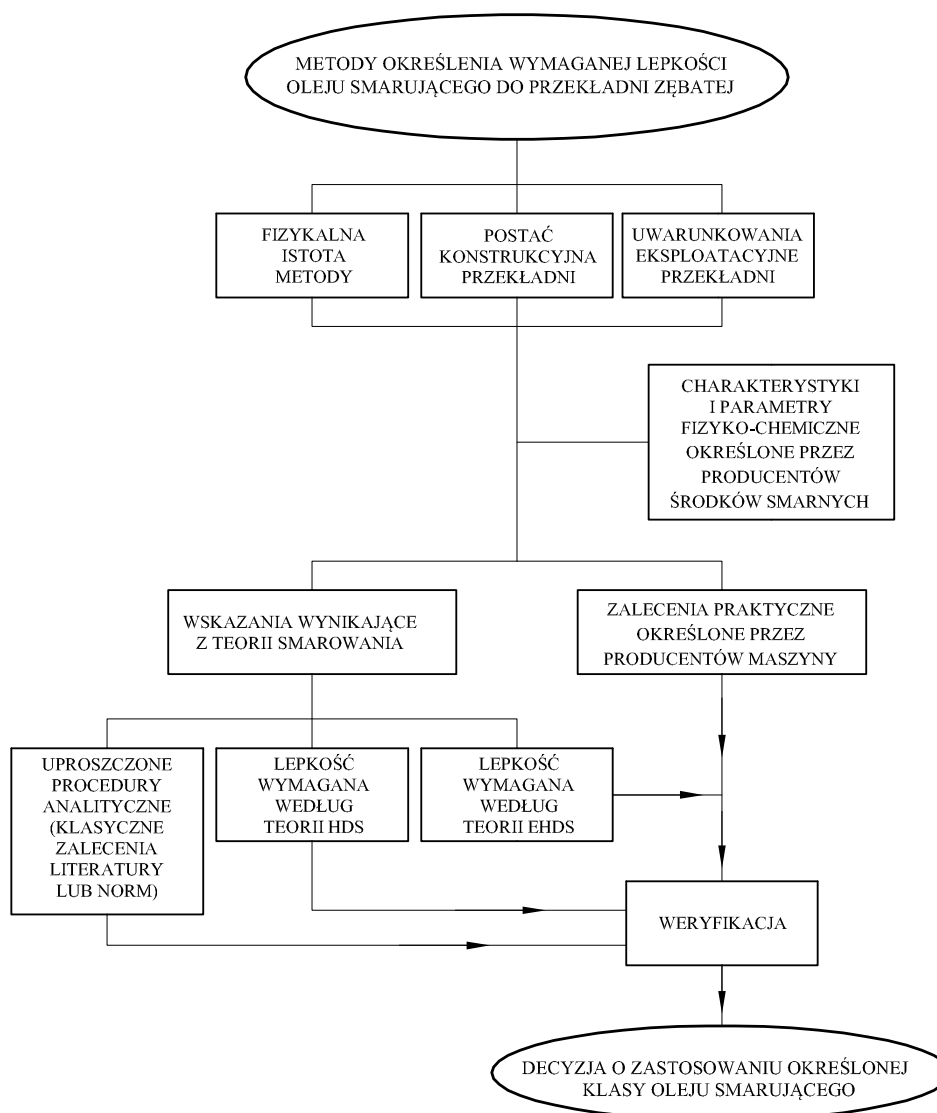
Nomogram ten służy do określania klasy lepkości oleju wg ISO jako funkcji prędkości obwodowej zębniaka  $v$  (m/s), z uwzględnieniem temperatury roboczej przekładni rozumianej jako suma temperatury otoczenia  $T_{ot}$  (°C) i zakładanego przyrostu temperatury oleju  $\Delta T$  (°C) w czasie ustalonej pracy przekładni.

Przedstawiony skrótowo klasyczny dobór lepkości oleju smarującego do przekładni jest stosowany powszechnie przez europejskich producentów przekładni zębatych. Jednak uwzględniając współczesny stan wiedzy w zakresie tribologii w odniesieniu do zazębień kół przekładni, procedurę tę należy uznać jako orientacyjną (wstępną), której wyniki wymagają weryfikacji z uwagi na kryteria wynikające z minimalizacji zużycia tribologicznego (poprawy trwałości) zazębień i łożysk przekładni.

### 3. OPTIMALIZACJA DOBORU KLASY LEPKOŚCI OLEJU DO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ, BAZUJĄCA NA TEORII ELASTOHYDRODYNAMICZNEGO SMAROWANIA

W latach 60. ubiegłego wieku pojawiły się nowe fundamentalne prace zarówno w zakresie nowego ujęcia istoty fizycznej zjawiska tarcia zewnętrznego ciał stałych [3], jak również modyfikacji równania Reynoldsa, polegającej na uwzględnieniu odkształcalności strefy kontaktu oraz zmiany w tej strefie lepkości oleju pod wpływem znacznego ciśnienia [6]. Modyfikacja ta przyjęła nazwę teorii elastohydrodynamicznego smarowania (w skrócie teorii EHDS). Na bazie tej teorii dotyczącej kontaktu elementów o konforemnych powierzchniach opracowano wzory dotyczące opisu styku zębów o zarysach ewolwentowych [2, 11, 19] pozwalające zdefiniować grubość EHD warstwy oleju celem identyfikacji warunków tarcia w zazębieniu (płynne, mieszane, graniczne).

Porządkując omawiane zagadnienie, możliwe do wykorzystania procedury (metody) określania wymaganej lepkości oleju do danej przekładni można graficznie ująć jak na rysunku 4.



**Rys. 4. Przedstawienie graficzne procedur wyboru optymalnej lepkości oleju do smarowania walcowej przekładni zębatej**

Z przedstawionego na rysunku 4 algorytmu możliwego postępowania w doborze lepkości oleju wynikają następujące stwierdzenia:

- zastosowanie do smarowania przekładni określonej klasy lepkości oleju winno być zgodne z zaleceniami sformułowanymi w dokumentacji technicznej (DT) danej maszyny roboczej. Zalecenia te nie powinny być bezkrytycznie przyjęte i na obecnym etapie rozwoju tribotechniki istnieje dostateczna baza wiedzy podstawowej, pozwalającej na ich weryfikację z wykorzystaniem zaleceń literaturowych, a zwłaszcza teorii smarowania;
- podstawę przyjęcia procedury weryfikacyjnej stanowi obecnie teoria EHD uwzględniająca zmianę parametrów reologicznych oleju w funkcji ciśnienia i temperatury w strefie kontaktu uzębień oraz modyfikacji kształtu szczeliny smarnej wynikającej z odkształceń współpracujących zębów pod wpływem przenoszonego obciążenia stykowego. Istota tej metody, z wykorzystaniem teorii EHD, polega na określeniu minimalnej grubości elastohydrodynamicznej warstwy oleju w zazębieniu, którego podstawą jest równanie Dowsona-Higginsona [5] zapisywane w następującej, bezwymiarowej postaci (patrz rys. 5)

$$S = 1,6 \cdot Q^{-0,013} \cdot M^{0,6} \cdot H^{0,7} \quad (2)$$

lub w formie rozwiniętej

$$\frac{h_{o,min}}{\rho} = 1,6 \left( \frac{Q_1 \cdot d_1}{E \cdot \rho} \right)^{-0,013} \cdot (\alpha \cdot E)^{0,6} \cdot \left( \frac{\eta \cdot v}{E \cdot \rho} \right)^{0,7} \quad (3)$$

Równania (2) i (3) można zinterpretować następująco: względna grubość minimalnej warstwy oleju  $S$  w zazębieniu jest określona przez kryterium odkształcalności styku powierzchni roboczych zębów  $Q$ , uogólnionego kryterium „materiałowego”  $M$  oraz kryterium przenoszenia obciążenia stykowego przez elastohydrodynamiczną warstwę oleju o parametrze lepkości dynamicznej  $\eta$  wynikającej z ciśnienia, temperatury i odkształcenia w strefie styku (patrz rys. 5).

Występujące we wzorze (3) wielkości fizyczne oznaczają [10, 13]:

$h_{o,min}$  - minimalna grubość warstwy oleju pomiędzy stykającymi się powierzchniami zarysów zębów,

$\rho$  - zastępczy promień krzywizny zębów odnoszony najczęściej do okręgu podziałowego współpracującego koła czynnego  $\rho_1$  (zębownika) i biernego  $\rho_2$

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$Q_1$  - wskaźnik obciążenia jednostkowego zębownika

$$Q_1 = \frac{F_n}{b \cdot d_1}$$

przy czym:

$F_n$  - obciążenie normalne zazębienia,

$b$  - długość linii stykowej zębów,

$d_1$  - średnica toczna (nominalna) zębownika,

$E$  - zastępczy moduł sprężystości materiału zębownika  $E_1$  i koła biernego  $E_2$  (przy założeniu, że koła są wykonane ze stali, czyli liczba Poissona  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ )

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

$\alpha$  - współczynnik zmiany lepkości oleju z ciśnieniem

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{\alpha p}$$

przy czym:

$\eta_p, \eta_0$  - współczynniki lepkości dynamicznej, odpowiednio: przy ciśnieniu  $p$  w strefie styku i ciśnieniu atmosferycznym  $p_0$ ,

$e$  - podstawa logarytmu naturalnego,

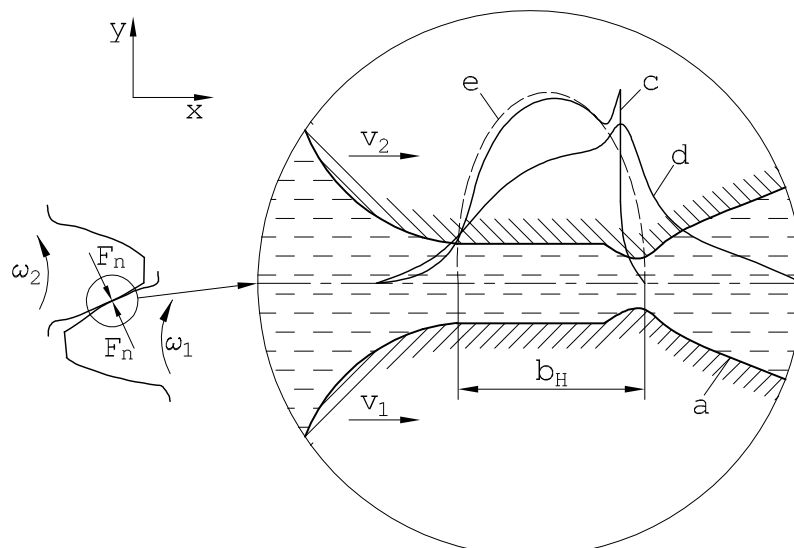
$\alpha$  - współczynnik zmiany lepkości oleju przy zmianie ciśnienia zależny od rodzaju i struktury oleju; dla oleju mineralnego  $\alpha = (1 \dots 3) \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ ,

$\eta = \eta_{p,T}$  - lepkość dla ciśnienia  $p$  i zakładanej temperatury pracy przekładni  $T$ .

$v$  - suma prędkości obwodowych zębownika  $v_1$  i koła  $v_2$  na odcinku przyporu

$$v = v_1 + v_2$$

przy czym dla prędkości obwodowej na średnicy tocznej wynosi  $v = 2v_1$ .



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

Wyznaczoną z równania (3) minimalną grubość oleju w strefie styku zębów ( $h_{0,min}$ ) można odnieść do zastępczego parametru  $R_{ek}$  chropowatości powierzchni zębnika ( $R_{a1}$ ) i koła ( $R_{a2}$ ), uzyskując znany w literaturze tzw. parametr tarcia  $\lambda$  określony jako

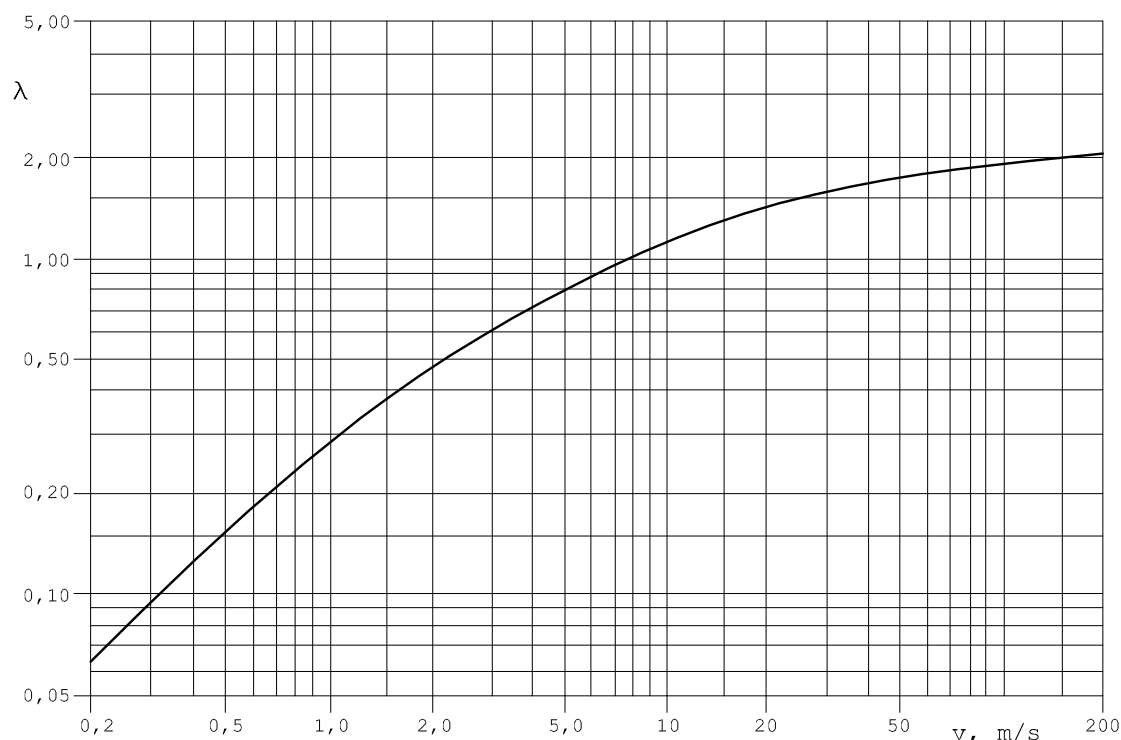
$$\lambda = \frac{h_{0,min}}{R_{ek}} \quad (4)$$

przy czym  $R_{ek} = \frac{R_{a1} + R_{a2}}{2}$ .

Jeżeli parametr  $\lambda$  przekracza wartość graniczną  $\lambda_{gr}$  (przyjmowaną na podstawie badań doświadczalnych, zwykle  $\lambda_{gr} = 1,4 \dots 2,0$ ), wówczas mówimy o wysokim prawdopodobieństwie występowania tarcia płynnego w zazębieniu, tj. spełnienie warunku tarcia oczekiwanego przy ustabilizowanej pracy przekładni.

Według literatury [11] wartość parametru tarcia  $\lambda$  w funkcji prędkości obwodowej zębnika można określić z pomocą rysunku 6.

Jak wynika z rysunku 6, o występowaniu tarcia płynnego w zazębieniu można mówić z dużym prawdopodobieństwem występowania przy prędkości obwodowej powyżej 10 m/s. Przy niższych prędkościach występuje tarcie mieszane lub w sytuacjach rozruchu tarcie graniczne.



**Rys. 6. Zależność parametru tarcia  $\lambda$  od prędkości obwodowej zębniaka  $v$  na średnicy tocznej**

Bazując na formule (3), w pracy [20] przedstawiono autorski nomogram (rys. 7) pozwalający wyznaczyć grubość minimalnej (w najwęższym przekroju) szczeliny smarnej  $h_{0,min}$  w zależności od prędkości obwodowej na średnicy tocznej zębniaka  $v$  oraz wskaźników: przełożenia na danym stopniu  $K_u$ , obciążenia  $K_Q$ , odległości osi kół danego stopnia  $K_a$  i wstępnie wybranej lepkości  $K_v$ .

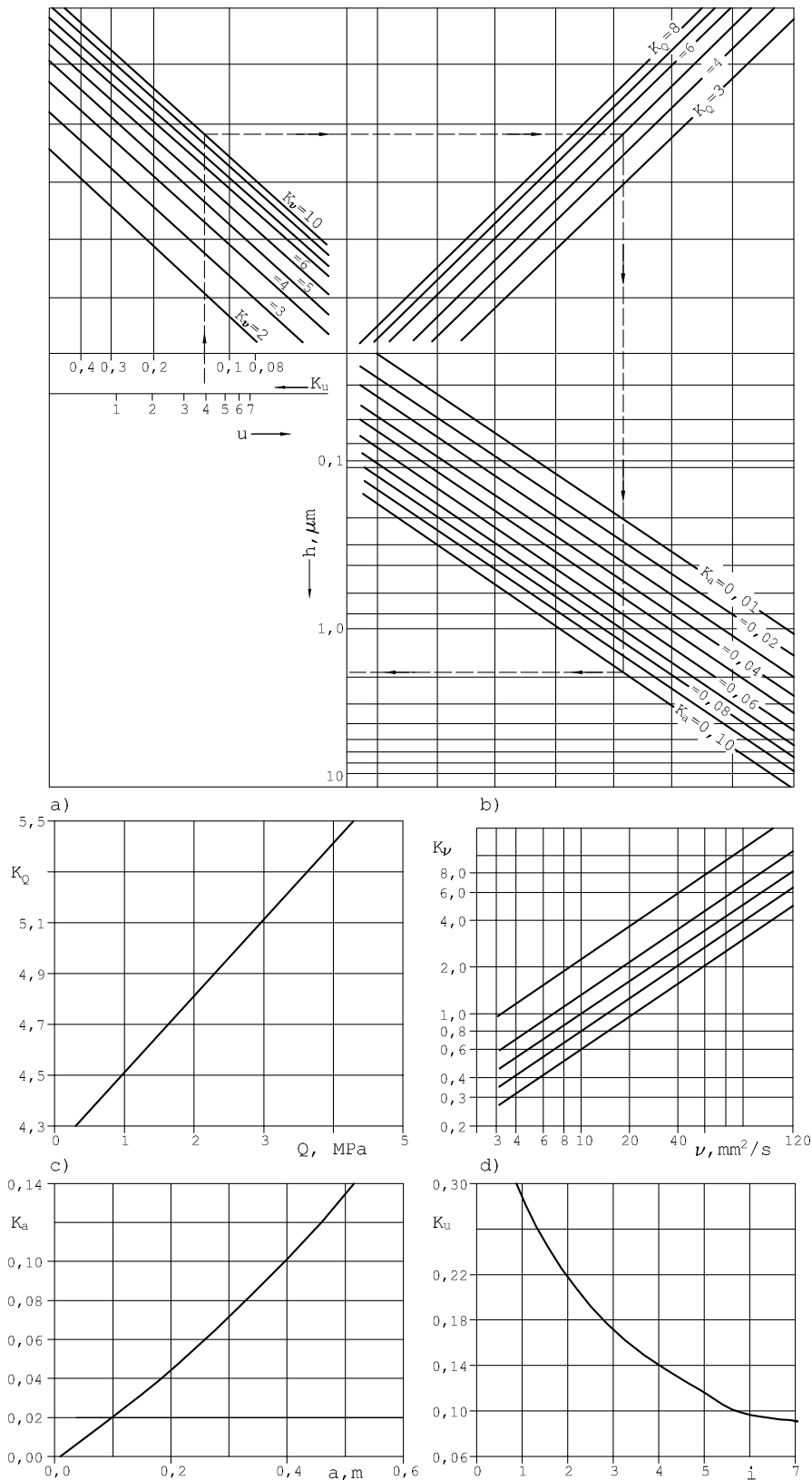
Znając wartość grubości warstwy oleju w zazębieniu  $h_{0,min}$  oraz chropowatość zastępczą powierzchni roboczych zębów  $R_{ek}$ , można sprawdzić czy spełniony jest warunek

$$\lambda = \frac{h_{0,min}}{R_{ek}} \geq \lambda_{wym} \quad (5)$$

gdzie:

$\lambda_{wym}$  – wymagana wartość parametru tarcia, ustalana statystycznie na podstawie badań doświadczalnych; zwykle  $\lambda_{wym} = 1,4 \dots 2,0$ , a w przypadkach szczególnie wyciężonych i przeciążonych zazębnień  $\lambda_{wym} = 2,0 \dots 4,0$ .





**Rys. 7. Nomogram służący do wyznaczenia minimalnej grubości filmu olejowego  $h_{o,min}$  ( $\mu\text{m}$ ) opracowany w oparciu o teorię EHDS, jako funkcja współczynników:**  
 a) współczynnik obciążenia kół zębatych –  $K_Q$ , b) współczynnik lepkości kinematycznej oleju –  $K_v$ ,  
 c) współczynnik odległości osi –  $K_a$ , d) współczynnik przełożenia –  $K_u$ ; *Uwaga:* pełniejsze informacje objaśniające podano w [17, 21]

Na rysunku 7 pokazano przykładowo określenie minimalnej grubości warstwy dla następujących parametrów pracy przekładni:

- obciążenie jednostkowe  $Q_l = 2,5$  MPa,
- przełożenie danego stopnia przekładni  $u = 4,0$ ,
- lepkość kinematyczna oleju VG 220 w założonej temperaturze roboczej  $T_{rob} = 60^\circ\text{C}$  wynosi  $\nu_{rob} = 100$  mm<sup>2</sup>/s,
- odległość osi kół danego stopnia  $a = 400$  mm.

Posługując się nomogramem, zgodnie z kierunkiem zaznaczonym na rysunku 7, uzyskujemy wartość  $h_{0,min} = 1,9$  μm. Zakładając, że powierzchnie robocze zębów są szlifowane ( $R_{a1} = R_{a2} = 0,32$  μm), a więc dla  $R_{ek} = 0,32$  μm parametr tarcia wynosi

$$\lambda = \frac{h_{0,min}}{R_{ek}} = \frac{1,9}{0,32} \approx 5,94$$

a zatem spełniony jest warunek  $\lambda > \lambda_{wzm}$ , czyli podczas ustalonej pracy przekładni w zazębieniu będzie występować tarcie płynne.

#### 4. WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU SMARUJĄCEGO NA TRWAŁOŚĆ TRIBOLOGICZNĄ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Z klasycznej teorii izotermicznego przepływu cieczy lepkiej (oleju) w wąskiej szczelinie (patrz wzór (1)) wynika, że wraz ze wzrostem lepkości uzyskujemy zwiększoną nośność hydrodynamiczną, a zatem i trwałość, oraz skuteczniejszą hermetyczność wężła tarcia, ale jednocześnie wzrastają opory przetaczania i mieszania oleju, co w istotnym stopniu wpływa na sprawność (inaczej: stan termiczny) analizowanego wężła.

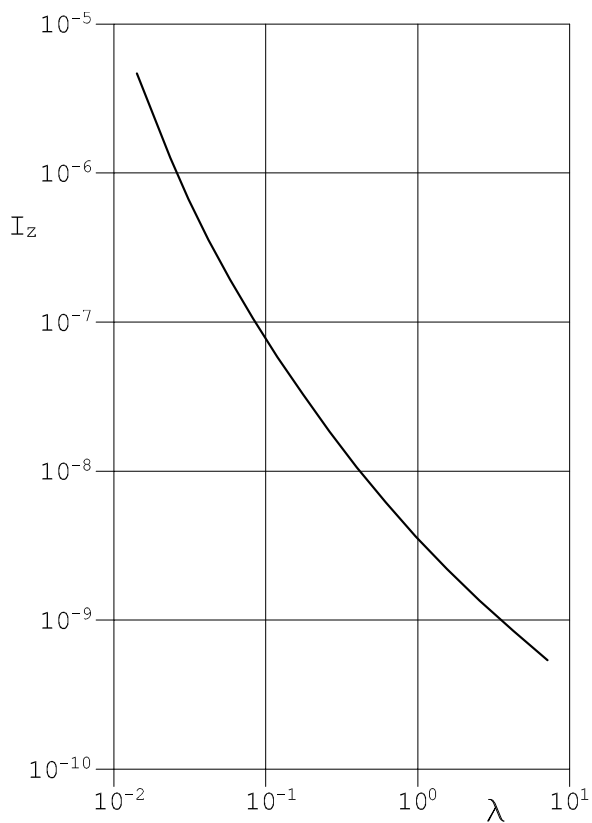
Bazując na podstawach inżynierii smarowania [16, 17, 18], zagadnienia wpływu lepkości oleju smarującego na trwałość tribologiczną zazębien i łożyskowań przekładni należy rozpatrywać w postaci uogólnionej, zdefiniowanej w pkt. 3 niniejszego opracowania, parametrem tarcia  $\lambda$  ( $\lambda = h_{0,min} / R_{ek}$ ).

Na podstawie przeprowadzonych badań własnych [16, 18] oraz danych literaturowych [26, 27] wyznaczono eksperymentalne zależności intensywności zużycia ściernego  $I_z$  powierzchni roboczych kół zębatych (rys. 8) oraz niszczącego naprężenia stykowego Hertza  $p_H$  (inaczej: zmęczenia stykowego [25]) od parametru tarcia  $\lambda$  (rys. 9).

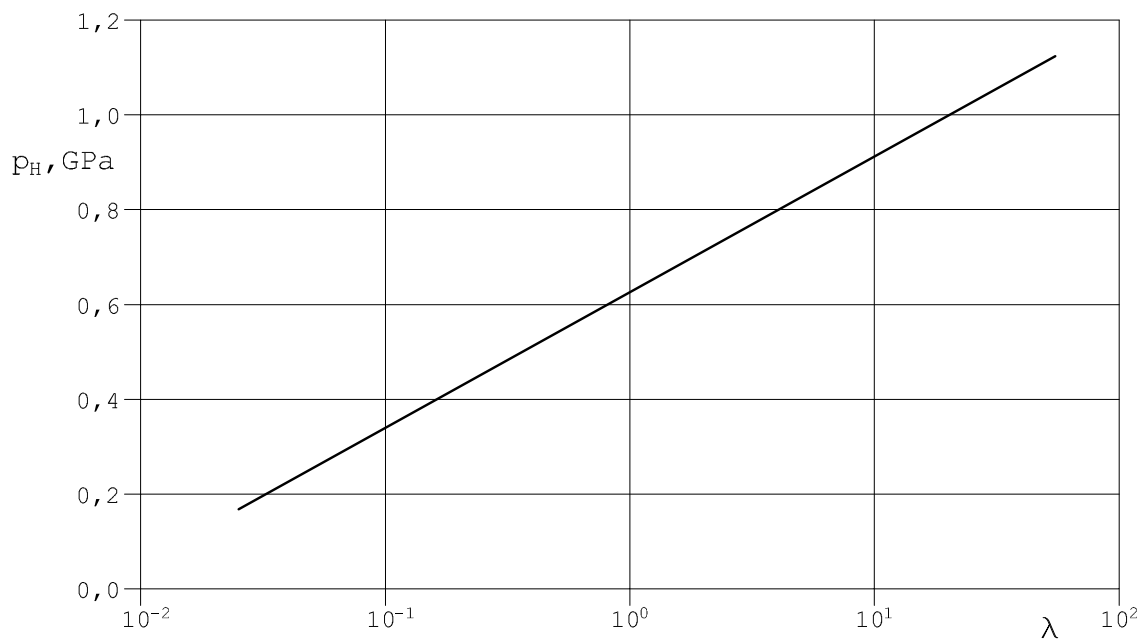
Z rysunku 8 wynika, że dla  $\lambda > 1$  intensywność zużycia jest na tyle mała, że można uznać warunek jako pośrednio definiujący występowanie tarcia płynnego w zazębieniu.

Na rysunku 9 przedstawiono oparty na wynikach badań własnych [25], a także danych literaturowych [26, 27] przebieg krzywej granicznego naprężenia stykowego  $p_H$  wywołującego pitting próbek walcowych w zależności od parametru  $\lambda$ . Z tego rysunku wynika, że wzrost  $\lambda$  od wartości 0,1 do wartości 1,0 powoduje 2-krotne podniesienie wartości naprężenia stykowego wywołującego pitting.

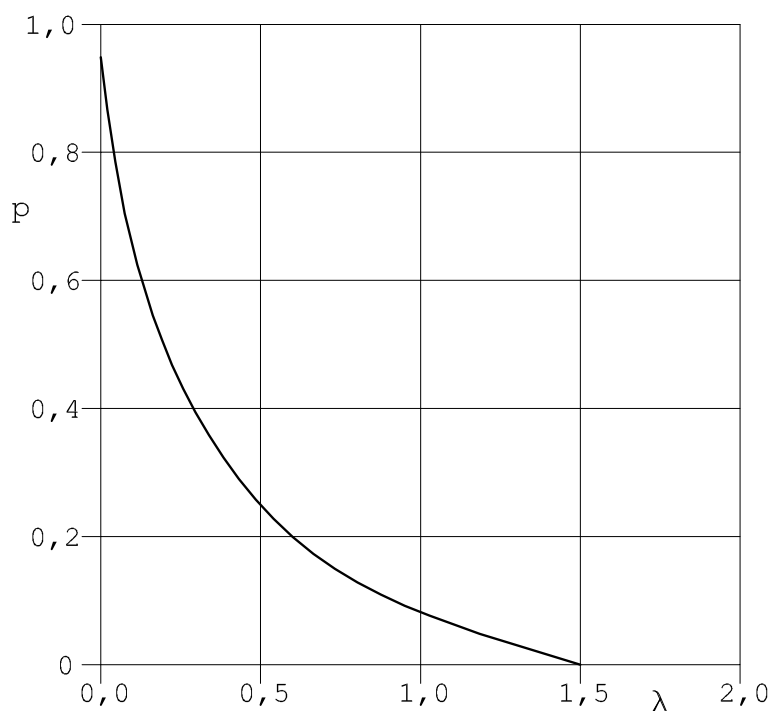
Na rysunku 10 przedstawiono zależność prawdopodobieństwa  $p$  wywołania zatarcia zębów od parametru  $\lambda$  [10]. Z rysunku tego wynika, że dla  $\lambda > 1$  prawdopodobieństwo zatarcia jest mniejsze od 0,1.



**Rys. 8. Zależność intensywności zużycia ściernego uzębień kół przekładni  $I_z$  od parametru tarcia  $\lambda$**



**Rys. 9. Zależność granicznego naprężenia stykowego  $p_H$  wywołującego zmęczeniowe wykruszanie warstwy wierzchniej uzębień kół (pitting) od parametru tarcia  $\lambda$**



**Rys. 10. Prawdopodobieństwo zatarcia zębów  $p$  w funkcji parametru tarcia  $\lambda$**

Wnioski wynikające z analizy przytoczonych rysunków 8 – 10 stanowią uzasadnienie przyjęcia warunku tarcia płynnego w zazębieniu zapisanego w postaci zależności (5), jako wyjściowego do określenia wymaganej lepkości oleju smarującego, przy założeniu wymaganej wartości  $\lambda_{wym}$  określonej na podstawie badań statystycznych uzyskanych z procesu eksploatacji przekładni w napędach określonych maszyn roboczych.

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Jak wykazano w niniejszej publikacji, dobór optymalnej klasy lepkości oleju do smarowania przekładni układów napędowych maszyn roboczych i mobilnych, w tym o przeznaczeniu wojskowym, jest obszernym i wielowątkowym zagadnieniem, co zobrazowano na opracowanym algorytmie przedstawionym na rysunku 4. Złożoność tego problemu polega z jednej strony na konieczności oparcia się na teoretycznych rozwiązaniach teorii smarowania, które bazują na założeniach modelowych odbiegających znacznie od sytuacji rzeczywistych. Z drugiej strony istnieje konieczność uwzględnienia trudnego do jednoznacznej identyfikacji stanu wymuszeń eksploatacyjnych, które charakteryzują losowe przebiegi obciążeń zmiennych w cyklu użytkowania przekładni z dużą ilością znacznych przeciążeń. W takiej sytuacji niezbędny jest kompromis, polegający na maksymalnym wykorzystaniu informacji praktycznych i przeprowadzeniu weryfikacji modeli teoretycznych.

Z przedstawionego artykułu wynikają następujące główne wnioski:

- określenie wymaganego współczynnika lepkości kinematycznej oleju, stanowiącego główne kryterium optymalizacji smarowania przekładni zębatej, ze względu na warunek zakładanej trwałości zazębienia wymaga zastosowania rozwiązań klasycznej teorii hydrodynamicznej (HD), a następnie weryfikacji wyników z wykorzystaniem równań teorii elastohydrodynamicznej (EHD);

- wynikający z teorii EHD parametr, charakteryzujący fizyczną istotę przepływu cieczy reologicznej w wąskiej odkształcalnej strefie styku, stanowi uogólnione kryterium podobieństwa warunków smarowania zazębień kół walcowych przekładni zębatych.

Zaprezentowany artykuł jest jednocześnie podsumowaniem wyników prowadzonych w „OBRUM” sp. z o.o. wieloletnich prac badawczo-rozwojowych nad poprawą trwałości przekładni zębatych napędów szybkobieżnych pojazdów gąsienicowych.

## 6. LITERATURA

- [1] Bartz W. J.: Einführung in die Tribologie und Schmierungstechnik. Expert Verlag, Rennringen 2010.
- [2] Bowden F.P., Tabor D.: Wprowadzenie do tribologii. WN-T, Warszawa 1980.
- [3] Czichos H., Habig K.-H.: Tribologie Handbuch – Reibung und Verschleiss. Vieweg Verlag, Braunschweig – Wiesbaden 1992.
- [4] Spałek J.: Kryteria i podstawy teoretyczne doboru oleju do smarowania przekładni bocznej pojazdu gąsienicowego. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, nr 1 (6) 1995. ISSN 0860-8369, str. 103-122.
- [5] Dowson D., Higginson G.R.: Elastohydrodynamic lubrication. Pergamon Press, Oxford – London 1966.
- [6] Fuller D.D.: Teoria i praktyka smarowania. WN-T, Warszawa 1960.
- [7] Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WN-T, Warszawa 1980.
- [8] Lawrowski Z.: Tribologia – tarcie, zużycie i smarowanie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [9] Lawrowski Z.: Technika smarowania. Wyd. 2. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
- [10] Linke H.: Stirradverzahnung. Berechnung – Werkstoffe – Fertigung. C. Hansen Verlag, München – Wien 1996.
- [11] Möller U.J., Boor U.: Schmierstoffe im Betrieb. VDI – Verlag, Düsseldorf 1987.
- [12] Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. Wyd. 4. WN-T, Warszawa 1996.
- [13] Nadolny K.: Tribologia kół zębatych – zagadnienia trwałości i niezawodności. Wyd. ITE, Radom – Poznań 1999.
- [14] Neale M.J., Gee M.: Wear Problems and Testing for Industry. Professional Engineering Publishing Ltd. London 2000.
- [15] Spałek J., Knapczyk H., Masły S., Wilk A.: Analiza wpływu smarowania na straty mocy w układzie przeniesienia napędu pojazdu gąsienicowego. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, nr 1 (19) 2004. ISSN 0860-8369, str. 23-38.
- [16] Spałek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia nr 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [17] Skoć A., Spałek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2, WNT, Warszawa 2008.
- [18] Spałek J.: Wybrane zagadnienia inżynierii smarowania maszyn w górnictwie węgla kamiennego. W: Eksploatacja systemów tribologicznych (D. Ozimina – red.), Tom 3. Problemy eksploatacji wielkogabarytowych obiektów technicznych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2013.
- [19] Spałek J., Skoć A.: Trwałość przekładni zębatych w układach napędowych maszyn. W: Świtoński E. (red.): Modelowanie mechatronicznych układów napędowych. Monografia 70. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.

- [20] Spałek J.: Die Auswahlkriterien von Oel zur Schmierung der Industriebahnradgetriebe. 13<sup>th</sup> Int. Colloquium Tribology, TAE Esslingen 2002.
- [21] Spałek S., Kwaśny M., Spałek J.: Diagnostyka drganiowa jako metoda wspomagania doboru oleju do smarowania przekładni zębatej. Tribologia, nr 5/2011 (239). ISSN 0208-7774, str. 205-212.
- [22] Spałek J., Kwaśny M.: Diagnostyczna weryfikacja wpływu lepkości oleju smarującego na pracę przekładni zębatej. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, nr 1 (29) 2012. ISSN 0860-8369, str. 75-80.
- [23] Szczerek M., Wiśniewski M. (red.): Tribologia i tribotechnika. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
- [24] Zwierzycki W.: Prognozowanie niezawodności zużywających się elementów. Wydawnictwo ITE, Radom 2000.
- [25] Spałek J.: Wpływ oleju smarującego na powstawanie i rozwój pittingu. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z. 1-2, str. 57-58. Wyd. PAN, Kraków 1984.
- [26] Pytko S. (red.): Problemy wytrzymałości kontaktowej. Wyd. PWN, Warszawa 1982.
- [27] Dawson P.H.: The effect of sliding on rolling contact pitting. The Journal of Mechanical Engineering Science, nr 4 (23), 1981.
- [28] Spałek J., Kwaśny M.: Diagnostyczna weryfikacja wpływu lepkości oleju smarującego na pracę przekładni zębatej. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, nr 1 (29) 2012. ISSN 0860-8369, str. 75-80.
- [29] Spałek J., Kwaśny M.: Podstawy kształtowania trwałości eksploatacyjnej przekładni zębatych układów napędowych maszyn roboczych. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, nr 1 (39) 2016. ISSN 0860-8369, str. 57-66.

## OPTIMISING THE SELECTION OF WORKING MACHINE GEAR LUBRICANT OIL VISCOSITY TO MAXIMISE GEAR MESHING DURABILITY

**Abstract.** The paper presents a systematised approach to the selection of optimum viscosity of gear lubricant for drives of working machines used in civilian and military areas. Traditional literature procedures are characterised for determining the required oil viscosity according to the hydrodynamic theory (HD theory), and procedures based on the theory of elastohydrodynamic lubrication (EHD theory) are also presented. Nomograms developed by the authors allow to determine the dimensionless friction parameter resulting from the physical nature of the frictional contact in the lubricated gear meshing. The relationship between this parameter and the main types of tribological wear (abrasion, contact fatigue and seizure) of the gear teeth is demonstrated.

**Keywords:** working machine drives, gears, lubrication, tribological life of gear meshing.