

Analiza warunków smarowania przekładni zębatych do napędu górniczych przenośników taśmowych

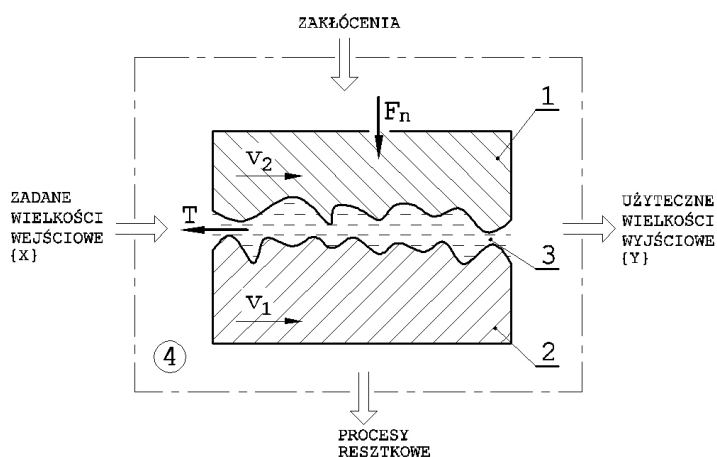
Andrzej Wieczorek

1. Wprowadzenie

Jednym z koniecznych czynników zapewniających wysoką trwałość eksploatacyjną ząbów kół przekładni zębatych jest zapewnienie właściwych warunków smarowania [1–10]. Uzyskać je można poprzez dobór odpowiednich środków smarnych. O zastosowaniu konkretnych środków smarnych decyduje konstruktor na etapie obliczeń wytrzymałości na zatarcie i zmęczeniowe wykruszanie powierzchni. Na podstawie obliczeń określa się klasę lepkości oleju, dla której współczynnik bezpieczeństwa z uwagi na wystąpienia pittingu s_H przyjmie wartość zgodną z wymaganą (jako wartość wystarczającą tego współczynnika uznaje się $s_H = 1$). Najczęściej obserwuje się wzrost wartości współczynnika s_H wraz ze wzrostem lepkości oleju smarującego. Jednakże wzrost lepkości oleju może prowadzić do wzrostu niezależnych od obciążenia strat mocy

w ząbieniach związanych z mieszaniem oleju i przetłaczaniem go w przestrzeniach międzyzębnych. Stąd też dąży się, aby lepkość olejów smarujących była wypadkową tych dwóch przeciwstawnych zależności.

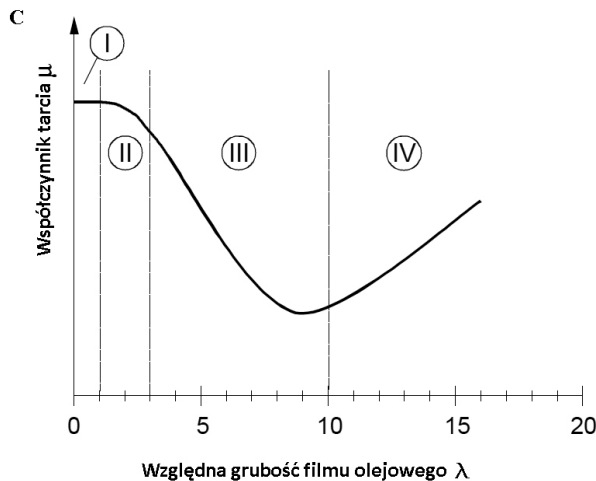
Współpracujące elementy maszyn i urządzeń należy rozpatrywać całościowo w ramach tzw. systemu tribologicznego (rys. 1) [5]. W systemie tym istotną rolę odgrywa warstwa pośrednicząca, którą może być warstwa oleju, smaru lub zaabsorbowane cząstki stałe. Konstruktorzy rzadko przeprowadzają obliczenia grubości warstwy rozdzielającej współpracujących powierzchni. Jako parametr charakteryzujący grubość warstwy rozdzielającej powierzchnie rzeczywiste (czyli charakteryzujące się typową dla danego typu obróbki chropowatością) uznaje się względną grubość filmu olejowego λ .



Rys. 1. System tribologiczny [5]: 1 – element wymuszający ruch względny; 2 – element przejmujący wymuszenie kinematyczne; 3 – warstwa pośrednicząca; 4 – otoczenie dalsze; F_n – obciążenie; T – siły tarcia; v_1 i v_2 – prędkości powierzchni elementów 1 i 2

Streszczenie: W niniejszej publikacji przedstawiono wyniki obliczeń względnej grubości filmu olejowego λ przeprowadzonych dla typowej walcowej przekładni zębatej stosowanej w górniczych przenośnikach transportowych. Obliczenia wartości tego parametru dokonano z wykorzystaniem metody zgodnej z normą ISO/TR 15144-1:2014 (E). W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, że eksploatacja rozpatrywanych przekładni odbywa się w warunkach smarowania granicznego i istotny wpływ na te warunki ma chropowatość powierzchni. W pracy zaproponowano także metody poprawy warunków smarowania przekładni oparte o nowoczesne technologie obróbki wykańczającej powierzchni kół zębatych.

Abstract: This paper presents the results of calculating the relative thickness of the oil film λ carried out for a typical cylindrical gearbox used in transport conveyors. Calculations of this parameter were made using the ISO/TR 15144-1: 2014 (E) methodology. As a result of the analysis, it was found that the operation of the gear under consideration is unfavorable in the lubrication conditions and the surface roughness has a significant influence on these conditions. The methods of improving gear lubrication conditions have been proposed in the paper, based on modern technologies of surface finishing of gears.



Rys. 2. Zależność współczynnika tarcia μ od wartości względnej grubości filmu olejowego λ (na podstawie [3])

Względna grubość filmu olejowego λ jest określona zależnością:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}} \quad (1)$$

gdzie:

h_{\min} – minimalna grubość obliczeniowa warstwy środka smarnego;

$Ra_{1,2}$ – chropowatość powierzchni.

Parametr λ determinuje także rodzaj tarcia występujący między współpracującymi powierzchniami. Na rysunku 2 przedstawiono zależność współczynnika tarcia od wartości względnej grubości filmu olejowego λ . Zaznaczono na nim także zakresy wartości parametru λ , dla których występują różne rodzaje tarcia [3]. W zakresie wartości $\lambda = (0,1)$ należy spodziewać się wystąpienia tarcia granicznego (obszar I). W zakresie wartości względnej grubości filmu olejowego $\lambda = (1,3)$ dominującym rodzajem tarcia jest tarcie mieszane (obszar II), natomiast w zakresie wartości $\lambda = <3,10>$ wytwarzają się warunki smarowania EHD (wyczerpujący opis teorii smarowania elastohydrodynamicznego EHD można znaleźć w pracy [10]) charakteryzujące się powstaniem warstwy filmu olejowego o grubości przewyższającej nierówność powierzchni (obszar III). Powyżej wartości względnej grubości filmu olejowego $\lambda > 10$ występuje tarcie płynne (obszar IV). Parametr λ bezpośrednio wpływa

również na wystąpienie i intensywność procesów niszczących w obszarach współpracy stykających się elementów [12].

Występująca we wzorze (1) minimalna grubość [9] obliczeniowa warstwy środka smarnego h_{\min} wynika z teorii smarowania elastohydrodynamicznego (EHD), zakładającego odkształcenie podłoża w wyniku oddziaływania sił obciążających węzeł tarciowy.

2. Metoda obliczenia minimalnej grubości warstwy środka smarnego

Grubość warstwy środka smarnego h_{\min} można wyznaczyć za pomocą ogólnego równania w postaci bezwymiarowej:

$$h_{\min} = k \cdot U^c \cdot W^b \cdot G^c \cdot R' \quad (2)$$

gdzie:

k – współczynnik proporcjonalności;

R' – promień krzywizny;

U – parametr prędkości;

W – parametr obciążenia;

G – parametr materiałowy.

W niniejszej pracy do obliczenia minimalnej grubości warstwy środka smarnego h_{\min} wykorzystano metodę opisaną w normie ISO/TR 15144-1:2014 (E) [11], która bazuje na badaniach Dowsona i Higginsona.

Równanie (2) w tej metodzie przyjmuje postać:

reklama

reklama

$$h_{\min} = 1600 \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \cdot G^{0,6} \cdot S^{0,22} \cdot R' \quad (3)$$

gdzie:

S – parametr temperaturowy.

W normie ISO/TR 15144-1:2014 (E) obliczenia wartości względnej grubości filmu olejowego λ przeprowadza się tylko dla 5 punktów charakterystycznych na odcinku przyporu (punkty A, B, C, D i E) [11]. W ramach niniejszego opracowania wartości grubości filmu olejowego wyznaczano dla 110 punktów odcinka przyporu.

3. Obiekt analizy

Analizę warunków smarowania przeprowadzono dla typowej trzystopniowej walcowej przekładni zębatej stosowanej do napędu górniczych przenośników taśmowych o szerokości taśmy 1000 mm. Widok tej przekładni przedstawiono na rys. 3. Parametry kinematyczne charakteryzujące warunki pracy uzębień rozpatrywanych kół przedstawiono w tabeli 1.

Istotne dla wyznaczenia względnej grubości filmu olejowego są parametry lepkościowe środka smarnego i chropowatość powierzchni zębów. Dane użyte w omawianej analizie zestawiono w tabeli 2. Chropowatość powierzchni wyznaczono dla kierunku zgodnego z zarysem zębów. Pomiarom poddano nowe koła zębate wytworzone do zabudowy w przekładniach zębatych będących obiektem analizy.



Rys. 3. Widok trzystopniowej przekładni zębatej stosowanej do napędu górniczych przenośników taśmowych o szerokości taśmy 1000 mm

Tabela 1. Parametry kinematyczne charakteryzujące warunki pracy uzębień przekładni walcowej o mocy przenoszonej 132 kW stosowanej w przenośnikach taśmowych

Rodzaj przekładni	3-stopniowa walcowa		
Przełożenie całkowite przekładni	25,24		
Moment na wale wejściowym przekładni	857 Nm		
Prędkość obrotowa na wale wejściowym przekładni	1470 obr./min		
Przełożenie cząstkowe stopnia	I	II	III
	2,92	2,71	3,19
Moment na wale wyjściowym przekładni	21 630 Nm		
Prędkość obrotowa na wale wyjściowym przekładni	58,24 obr./min		

Tabela 2. Zestawienie parametrów charakteryzujących obciążenie i rodzaj środka smarnego

Rodzaj oleju	mineralny
Lepkość kinematyczna w temperaturze 40°C	210 mm ² /s
Lepkość kinematyczna w temperaturze 100°C	18,5 mm ² /s
Gęstość w temperaturze 15°C	895 kg/m ³
Chropowatość powierzchni zębów, Ra	0,87 μm

4. Rezultaty analizy warunków smarowania

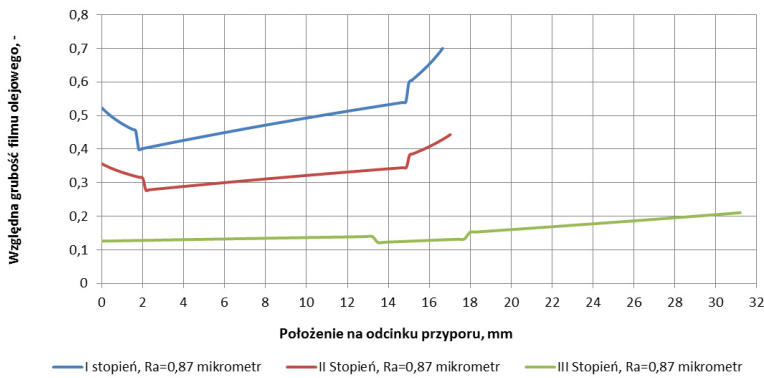
Wyniki obliczeń wartości względnej grubości filmu olejowego λ w funkcji położenia na odcinku przyporu kół, osobno dla wszystkich stopni rozpatrywanej przekładni zębatej, przedstawiono na rys. 4. Analizując przebiegi przedstawione na tym rysunku, zauważa się, że smarowanie powierzchni odbywa się w warunkach smarowania granicznego. Niskie wartości względnej grubości filmu olejowego λ wynikają zasadniczo z relatywnie niskich prędkości obwodowych kół zębatych na II i III stopniu przekładni oraz dużej wartości obciążenia. Najmniejsze wartości parametru λ obserwuje się w punkcie jednoparowego przyporu (punkt B) odcinka przyporu, który determinuje warunki smarowania analizowanego uzębienia.

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi względnej grubości filmu olejowego λ wyznaczone w punkcie B odcinka przyporu w funkcji momentu obrotowego dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej. Na tym rysunku rozpatrzono zakres momentów obrotowych odpowiadających zakresowi mocy od 0 do 160 kW z uwzględnieniem wzrostu tego obciążenia związanego ze zmianą przełożenia danego stopnia przekładni zębatej. Można na tym rysunku

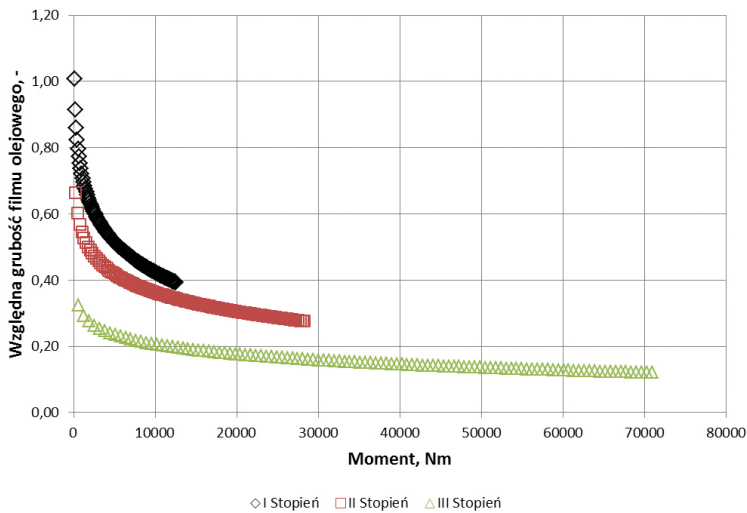
zauważyć, że nawet brak jakiegokolwiek obciążenia wiąże się z wystąpieniem niekorzystnych warunków tarcia granicznego we współpracujących uzębeniach. Najgorszymi warunkami smarowania, zgodnie z oczekiwaniem, charakteryzował się trzeci stopień przekładni. W tym przypadku względna grubość filmu olejowego nie przekraczała wartości $\lambda = 0,36$.

5. Możliwości poprawy warunków smarowania uzębień kół przekładni zębatej

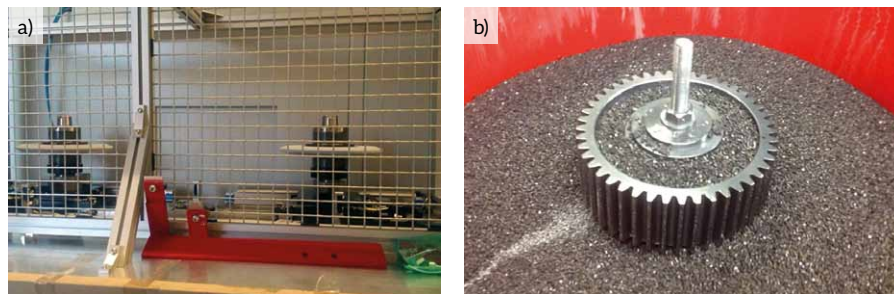
Analizując aktualny stan techniki w zakresie wytwarzania walcowych kół zębatych, można wytypować metody technologiczne mogące znacząco poprawić warunki smarowania rozpatrywanej przekładni zębatej. Preferowanymi metodami są procesy technologiczne zmniejszające chropowatość powierzchni uzębień kół przekładni zębatych. W tym zakresie należy wymienić w szczególności możliwość zastosowania dwuetapowego szlifowania, zgrubnego i wykańczającego, z zastosowaniem układów wymiany ściernicy w trakcie szlifowania. Układy takie są stosowane np. w szlifierkach serii TITAN firmy Gleason-Pfauter (rys. 6 A). W tej metodzie możliwe jest uzyskanie chropowatości powierzchni



Rys. 4. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego λ w funkcji położenia na odcinku przypo-ru, wyznaczone dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej



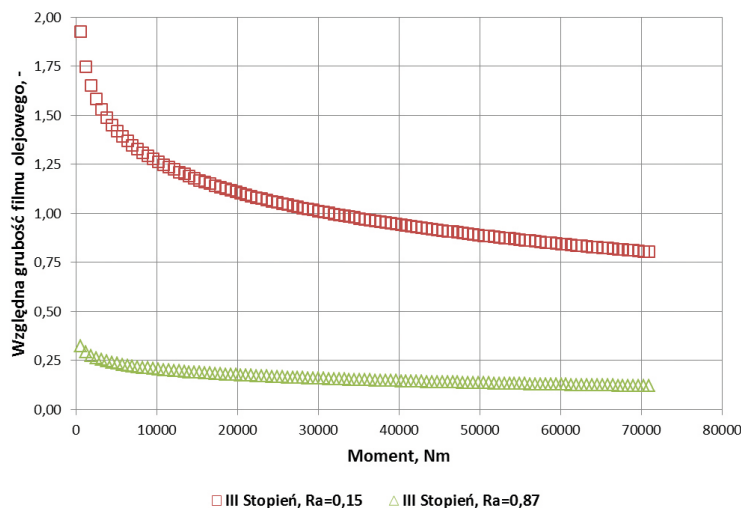
Rys. 5. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego λ , wyznaczone w punkcie B odcinka przypo-ru w funkcji momentu obrotowego dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej



Rys. 6. Widok urządzeń umożliwiających zmniejszenie chropowatości powierzchni uzębień kół zębatach: A - układ wymiany ściernic szlifierki specjalistycznej do kół zębatach serii TITAN firmy Gleason-Pfauter; B - urządzenie do dogładzania wielkogabarytowych kół zębatach

zębów na poziomie $Ra = 0,15 \mu m$ przy pomiarze wzdłuż zarysu zęba. Kolejnym procesem umożliwiającym uzyskanie zmniejszenia chropowatości

powierzchni zębów jest polerowanie oscylacyjne uzębień kształtkami ceramicznymi i pastami polerskimi, tzw. Superfinishing (rys. 6 B). W wyniku tego



Rys. 7. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego λ w funkcji momentu obrotowego, wyznaczone dla III stopnia rozpatrywanej przekładni walcowej z zróżnicowanych metodach szlifowania: jednoetapowego (przebieg $R_a = 0,87$) i dwuetapowego (przebieg $R_a = 0,15$)

procesu również możliwe jest uzyskanie chropowatości powierzchni zębów na poziomie $R_a = 0,15 \mu\text{m}$ bez względu na kierunek pomiaru. Korzystnym rozwiązaniem poprawiającym warunki smarowania górniczych przekładni zębatych może być także wprowadzenie po etapie montażu kontrolowanego docierania kół zębatych przekładni górniczych na stacji prób. Proces ten umożliwi, oprócz dogłębienia powierzchni kół, także poprawę współpracy kół zębatych.

Na rysunku 7 przedstawiono porównanie względnej grubości filmu olejowego λ w funkcji przenoszonego momentu uzyskane dla tradycyjnego, jednoetapowego i dwuetapowego szlifowania powierzchni kół. Można na tym rysunku zauważyć wzrost względnej grubości filmu olejowego λ do wartości ponad 1,0, dla wariantu charakteryzującego się mniejszą chropowatością powierzchni. Świadczy to, że mogą w trakcie eksploatacji wytworzyć się warunki całkowitego rozdzielania powierzchni uzębienia warstwą filmu smarującego.

6. Podsumowanie

W ramach niniejszej pracy określono, z użyciem zmodyfikowanej metody obliczeniowej opisanej w normie ISO/TR 15144-1:2014 (E), warunki smarowania typowej górniczej przekładni zębatej

do napędu przenośników taśmowych. W przedstawionych obliczeniach wykorzystano parametry geometryczne, technologiczne i obciążeniowe zgodne z rzeczywistymi wartościami.

Zakres przeprowadzonych prac doświadczalnych i obliczeniowych pozwolił na określenie szeregu spostrzeżeń, z których najważniejszymi są:

- górnicze przekładnie zębate są eksploatowane w warunkach smarowania granicznego;
- niekorzystne warunki smarowania analizowanych par kół zębatych, tworzących stopnie II lub III przekładni zębatych, wynikały z relatywnie niskiej prędkości obrotowej i wysokiej wartości obciążenia;
- wraz ze zwiększeniem przełożenia zauważono pogorszenie warunków smarowania.

W odniesieniu do powyższych stwierdzeń można wytypować następujące zalecenia:

- dobór środków technicznych związanych z procesem wytwarzania kół zębatych powinien uwzględniać spodziewane w procesie eksploatacyjnym warunki smarowania;
- przy projektowaniu przekładni zębatych powinno się dążyć do jednokowych warunków smarowania niezależnie od przełożenia.

Literatura

- [1] BARTZ W.J.: *Getriebeschmierung*. Expert Verlag, Ehningen, 1989.
- [2] SPAŁEK J.: *Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [3] LAWROWSKI Z.: *Technika smarowania*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
- [4] ZWOLAK J.: *Ocena jakości smarowania przekładni zębatych Power Shift wspomagana komputerowo*. „Mechanik” 12/2013.
- [5] PŁAZA F., MARGIELEWSKI L., CELICHOWSKI G.: *Wstęp do tribologii i tribochemia*. Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 2005.
- [6] HEBDA M.: *Procesy tarcia, smarowania i zużywania maszyn*. Warszawa – Radom 2007.
- [7] NADOLNY K.: *Tribologia kół zębatych: zagadnienia trwałości i niezawodności*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej – ITE, Poznań – Radom 1999.
- [8] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *Elastohydrodynamic lubrication*. Pergamon Press, Oxford – London 1976.
- [9] HAMROCK B.J., DOWSON, D.: *Ball Bearing Lubrication*. John Wiley & Sons. New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore 1981.
- [10] WIŚNIEWSKI M.: *Elastohydrodynamische Schmierung*. Expert Verlag, Renningen – Malsheim 2000.
- [11] ISO/TR 15144-1:2014 (E) *Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears – Part 1: Introduction and basic principles*.
- [12] SPAŁEK J., KWAŚNY M.: *Optymalizacja doboru lepkości oleju smarującego do przekładni zębatych napędów maszyn roboczych z uwagi na kryterium trwałości zazeębienia*. „Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe” 2(44)/2017.

dr inż. Andrzej N. Wieczorek – Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa, Politechnika Śląska,
e-mail: andrzej.n.wieczorek@polsl.pl