

**POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
KATEDRA KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN**



**SPOSODY SMAROWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH
SMARY PRZEKŁADNIOWE**

**ĆWICZENIE LABORATORYJNE NR 4
Z EKSPLOATACJI**

Opracowali: dr inż. Bogusław SIWEK
dr inż. Wojciech MAJEWSKI

GDAŃSK 2002

1. SPOSOBY SMAROWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ.

W przekładniach zębatych znajdują zastosowanie dwa rodzaje smarowania: zanurzeniowe i ciśnieniowe. Czasami jest stosowane ręczne, jednorazowe nakładanie smaru do zazębienia oraz łożysk.

Przy smarowaniu zanurzeniowym wykorzystuje się zjawisko zwilżania smarem wirujących elementów przekładni, które dostarczają go bezpośrednio lub pośrednio do zazębienia oraz łożysk z wykorzystaniem specjalnych środków konstrukcyjnych.

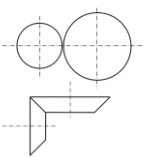
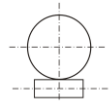
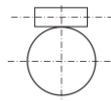
Przy smarowaniu ciśnieniowym pompa tłoczy smar instalacją w określone miejsca przekładni. Smarowanie może być realizowane w dwojaki sposób a mianowicie poprzez :

- bezpośrednie dostarczanie smaru pod ciśnieniem do punktów smarowania przy użyciu przewodów o dobranej średnicy, zakończonych np. zwężką. Specjalną odmianą tego typu smarowania jest nawilżanie mgłą olejową, stosowane przy dużych prędkościach obwodowych i wysokich wymaganiach stawianych smarowi jako chłodziwo;
- pośrednie dostarczanie smaru do punktów smarowania. Smar jest dostarczany pod ciśnieniem do zbiornika, z którego grawitacyjnie zasila wybrane strefy tarcia.

Wybór sposobu smarowania oraz rodzaju smaru jest uzależniony przede wszystkim od prędkości obwodowej kół zębatych. W TABELI 1 przedstawiono zależności pomiędzy w/w czynnikami [L.1].

Należy podkreślić, że smarowanie ciśnieniowe może być stosowane zawsze, jednakże przy zmniejszonych prędkościach obwodowych jest ekonomicznie nieuzasadnione. Ograniczanie prędkości obwodowej dla smarowania zanurzeniowego do $V_0=15\text{m/s}$ wynika z faktu, że smar transportowany ze zbiornika przez częściowo zanurzone koło zębate może być przez siłę odśrodkową odrzucony zanim zostanie dostarczony do zazębienia. Podana w TABELI 1 możliwość zastosowania pasty smarowej oraz smaru plastycznego w praktyce ogranicza się do przekładni otwartych.

TABELA 1. Zależność pomiędzy prędkością obwodową, rodzajem smaru i sposobem smarowania.

Przekładnia	Prędkość obwodowa V_0 [m/s]	Środek smarny	Sposób smarowania
	< 1 < 4 < 15 > 15	pasta smarna smar plastyczny olej mineralny olej mineralny	smar nałożony na zazębienie zanurzeniowe zanurzeniowe ciśnieniowe
	< 4 < 10 > 10	smar plastyczny olej mineralny olej mineralny	zanurzeniowe zanurzeniowe natrysk na zazębienie
	< 1 < 4 > 4	smar plastyczny olej mineralny olej mineralny	zanurzeniowe zanurzeniowe natrysk na zazębienie

Dla przekładni wielostopniowych prędkość obwodową V_0 podaną w TABELI 1 przyjmuje się jako :

- prędkość obwodową stopnia wolnobieżnego (dla przekładni dwustopniowych);
- średnią prędkość obwodową 2-go i 3-go stopnia (dla przekładni trzystopniowych);

Dla większej ilości stopni nie podaje się podobnych zaleceń. Jednym z rozwiązań jest stosowanie wówczas smarowania ciśnieniowego.

W przypadku zastosowania smarowania zanurzeniowego przyjmuje się wg norm niemieckich [L.2] następujące wartości granicznej prędkości obwodowej :

- dla przekładni stożkowych lub stożkowo-walcowych $V_0 = 8$ m/s, a przy zastosowaniu specjalnych środków konstrukcyjnych $V_0 = 12$ m/s;
- dla przekładni walcowych $V_0 = 12$ m/s, a przy zastosowaniu specjalnych środków konstrukcyjnych $V_0 = 20$ m/s.

W literaturze można spotkać zalecenia dotyczące doboru dolnej granicy prędkości obwodowej V_0 przy smarowaniu zanurzeniowym. Według [L.3]. należy przyjmować :

$V_{0min} = 1,25$ m/s - przy średnicy koła "pompującego" do 300 mm,

$V_{0min} = 1,75$ m/s - przy średnicy koła "pompującego" do 600 mm,

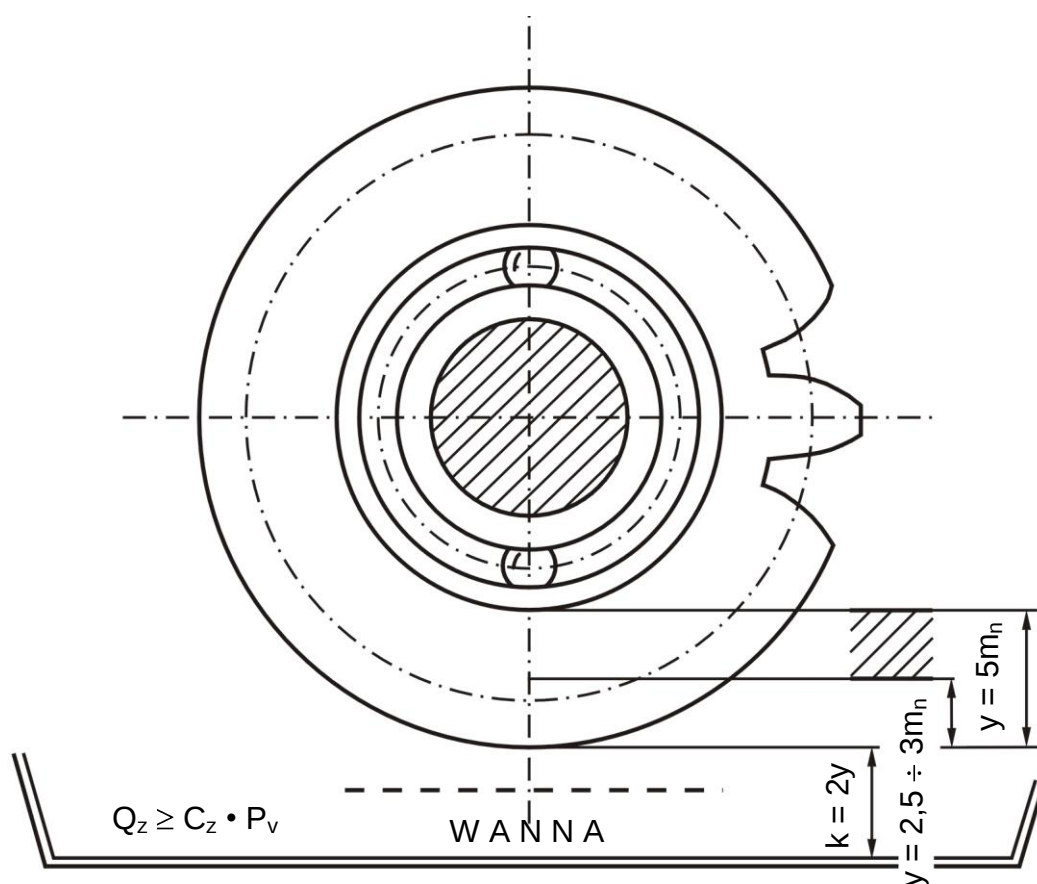
$V_{0min} = 2,50$ m/s - przy średnicy koła "pompującego" do 1200 mm.

Ograniczenia te przyjęto biorąc pod uwagę przede wszystkim czas w którym olej może spłynąć z koła "pompującego" zanim zostanie dostarczony do zazębienia.

O wyborze rodzaju smarowania mogą decydować także inne względy niż prędkość obwodowa. Przykładowo, zastosowanie w przekładni łożyska ślizgowego oporowego wymagającego smarowania ciśnieniowego może rzutować na wybór sposobu smarowania całej przekładni.

Przekładnie zębate ogólnego przeznaczenia, zabudowane w zamkniętych korpusach smaruje się i chłodzi olejami. Przekładnie otwarte mogą być smarowane również smarami plastycznymi lub półpłynnymi.

W większości przekładni do łożyskowania wałków używa się łożysk tocznych smarowanych tym samym smarem co zazębienie. Łożyska te mogą być smarowane zanurzeniowo, obiegowo lub mgłą olejową. Przy smarowaniu zanurzeniowym ilość oleju w łożysku tocznym jest ściśle limitowana, a poziom oleju nie powinien przekraczać osi najniżej położonego elementu tocznego. Przy większych prędkościach obrotowych poziom ten powinien być mniejszy. Przy małych prędkościach gdy $n/n_{gr} < 0,4$ napełnienie olejem może być większe (wg KTŁ). Właściwy poziom oleju w łożysku zapewnia się konstrukcyjnie poprzez wskaźniki poziomu, otwory odpływowe itd. Na rysunku 2 przedstawiono zalecenia obowiązujące przy ustalaniu położenia kół zębatach oraz łożysk w zbiorniku oleju (korpusie przekładni) przy smarowaniu zanurzeniowym.



Rysunek 2. Położenie kół zębatach i łożysk w zbiorniku przy smarowaniu zanurzeniowym.

Smarowanie obiegowe jest dla łożysk tocznych znacznie korzystniejsze, gdyż pozwala zwiększyć funkcję chłodzącą smaru. W zależności od przyjętego sposobu smarowania zazębienia, smarowanie obiegowe łożysk można zrealizować różnymi środkami konstrukcyjnymi. Na przykład przy smarowaniu zanurzeniowym kół, obieg oleju w łożysku można uzyskać poprzez dostarczanie go za pomocą pierścieni, odrzutników lub rynien. Przy smarowaniu natryskowym (ciśnieniowym) kół, olej do łożysk można doprowadzić pod ciśnieniem przez odpowiednie otwory w korpusie.

Wybór sposobu smarowania łożysk tocznych w przekładni zębatej w znacznym stopniu podyktowany jest przyjętym rodzajem smarowania zazębienia ale ma również ograniczenia w postaci wskaźnika $(n \cdot d_m)$, a mianowicie [L.4] :

- smarowanie zanurzeniowe można stosować gdy :

$$(n \cdot d_m) \leq 0,5 \cdot 10^6 \text{ dla } n_{gr}/n > 2,5$$

- smarowanie ciśnieniowe (obiegowe) można stosować gdy :

$$(n \cdot d_m) \leq 0,8 \cdot 10^6 \text{ dla } n_{gr}/n < 2,5$$

gdzie :

n - prędkość obrotowa łożyska w [obr/min] ;

d_m - średnia arytmetyczna średnicy zewnętrznej i otworu łożyska w [mm] ;

W przekładniach ogólnego przeznaczenia są stosowane także łożyska ślizgowe, Wówczas smar musi być dostarczony na powierzchnię ślizgową w sposób ciągły oraz w wystarczającej ilości tzn. takiej która zapewni wystąpienie tarcia płynnego.

Ponadto spełnia on tam funkcję chłodzącą, choć ciepło wytwarzane w łożysku jest odprowadzane nie tylko przez strumień smaru przepływającego przez łożysko ale także przez korpus, wał lub specjalne układy chłodzące. Najczęściej łożyska ślizgowe przekładni zębatych są smarowane obiegowo. Kształtowanie łożysk oraz obliczanie zapotrzebowania na smar prowadzi się według zasad podanych w literaturze przemysłowej [L.5,6].

2. ZASADY OKREŚLANIA ILOŚCI SMARU W PRZEKŁADNI ZĘBATEJ.

Przy wyznaczaniu wymaganej ilości smaru należy uwzględnić znaczenie wielu czynników spośród których najważniejszymi są :

- ilość ciepła wytwarzanego w przekładni,
- założona trwałość smaru (wg rysunku 1 - instrukcji do ćwiczenia pt. "Wpływ smarowania na trwałość przekładni zębatych"),
- zanieczyszczenie smaru.

W zależności od układu z którym współpracuje przekładnia zębata, stosuje się różne rozwiązania zbiorników smaru. W typowej przekładni ogólnego zastosowania zbiornik smaru stanowi dolną część korpusu a ilość smaru określa się tylko dla potrzeb przekładni.

2.1. Określenie ilości smaru w przekładni smarowanej zanurzeniowo.

O ilości smaru w przekładni smarowanej zanurzeniowo decyduje przede wszystkim wymóg właściwego zanurzenia kół "pompujących" smar. Zbyt mała głębokość zanurzenia powoduje niedobór smaru podawanego w strefę tarcia ze wszystkimi negatywnymi tego konsekwencjami, natomiast zbyt duża głębokość zanurzenia powoduje wzrost strat energii wywołanych rozbryzgiem. Dla kół walcowych zaleca się przyjmowanie głębokości zanurzenia według następujących wskazówek :

$$y = 2,5 m_n \quad \text{wg [L.7]}$$

$$y = 3 \div 5 m_n \quad \text{wg [L.8]}$$

gdzie : m_n - moduł normalny w [mm].

Dla kół stożkowych zanurzona musi być cała szerokość koła. Wobec powyższego dla kół walcowych można przyjąć, że górna granica zanurzenia wynosi $y_{\max} = 5 m_n$ (przy pierwszym zalaniu smarem), zaś dolna granica wynosi $y_{\min} = 2,5 \div 3 m_n$ (przy której należy smar uzupełnić [L.4]). Powyższe zalecenia przedstawiono na rysunku 2.

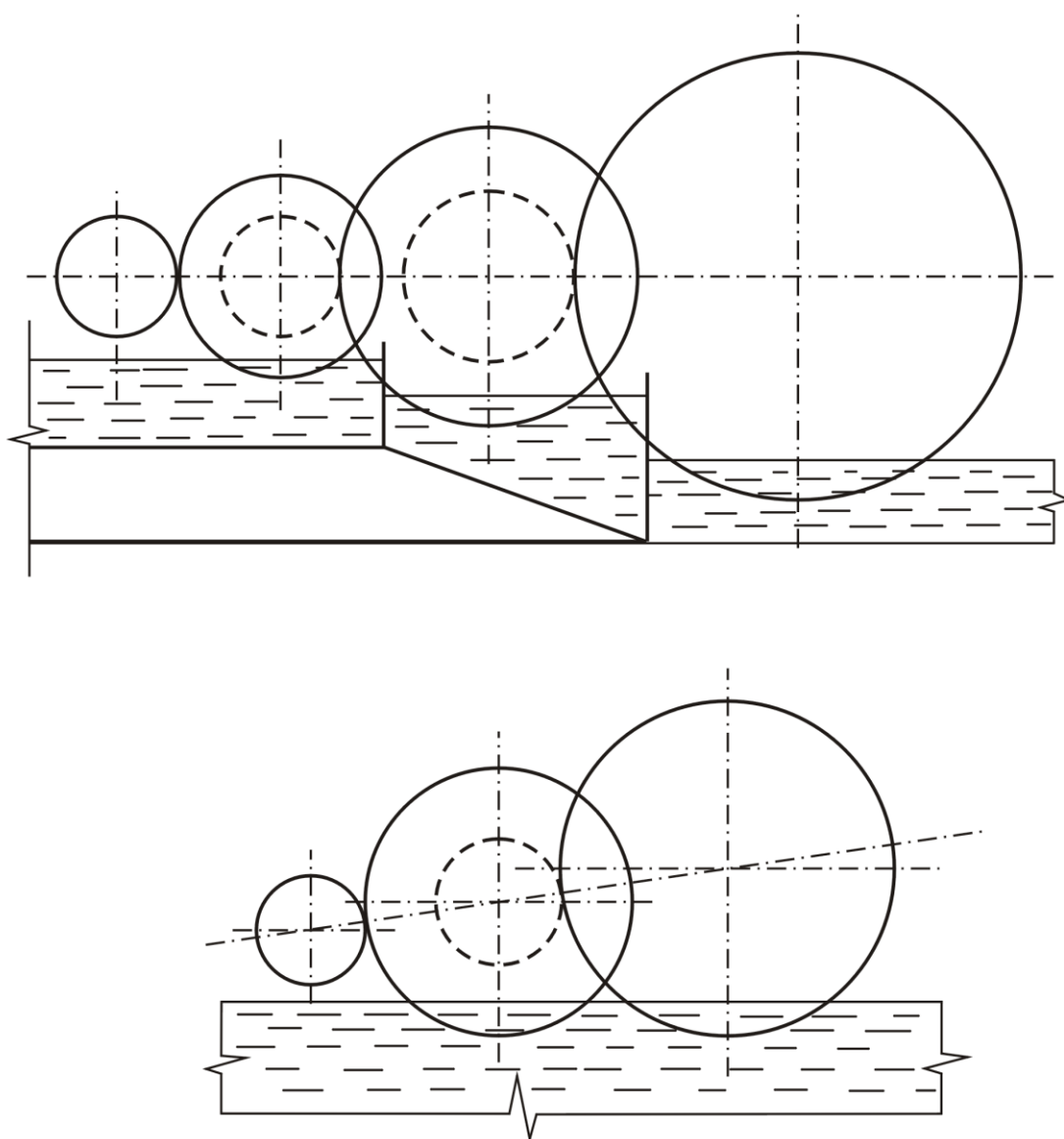
W przekładni 2-stopniowej (przy założeniu że smar "pompują" dwa koła), poziom smaru należy dostosować do koła o mniejszej średnicy.

W celu zmniejszenia strat energii wywołanych rozbryzgiem, w przekładni 3-stopniowej zbiornik dzieli się zębem w taki sposób by stopień szybkobieżny miał wyższy poziom smaru, ewentualnie stosuje się skośną płaszczyznę podziału (płaszczyznę wyznaczoną osiami wałów). Powyższe zalecenia przedstawiono na rysunku 3.

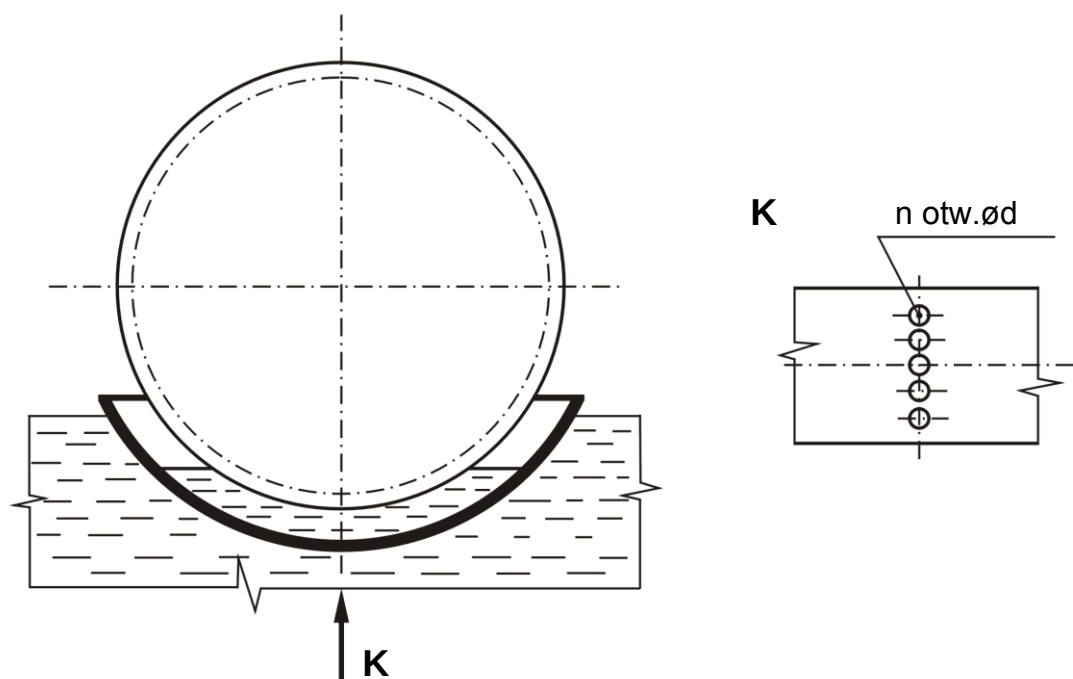
Zmniejszenie głębokości zanurzenia dużego koła w przekładniach wielostopniowych możliwe jest również przez zastosowanie dla tego koła zbiornika pośredniego z dławionym przepływem (perforowana wanna). Rozwiązanie takie przedstawiono na rysunku 4.

Ze względu na możliwość wprawiania w ruch całej objętości smaru znajdującej się w przekładni (co przeszkadzałoby osadzaniu się zanieczyszczeń), zaleca się by minimalna odległość k walca wierzchołków koła od dna zbiornika wynosiła $k = 2y$ (rysunek 2) [L.4] (y - głębokość zanurzenia koła).

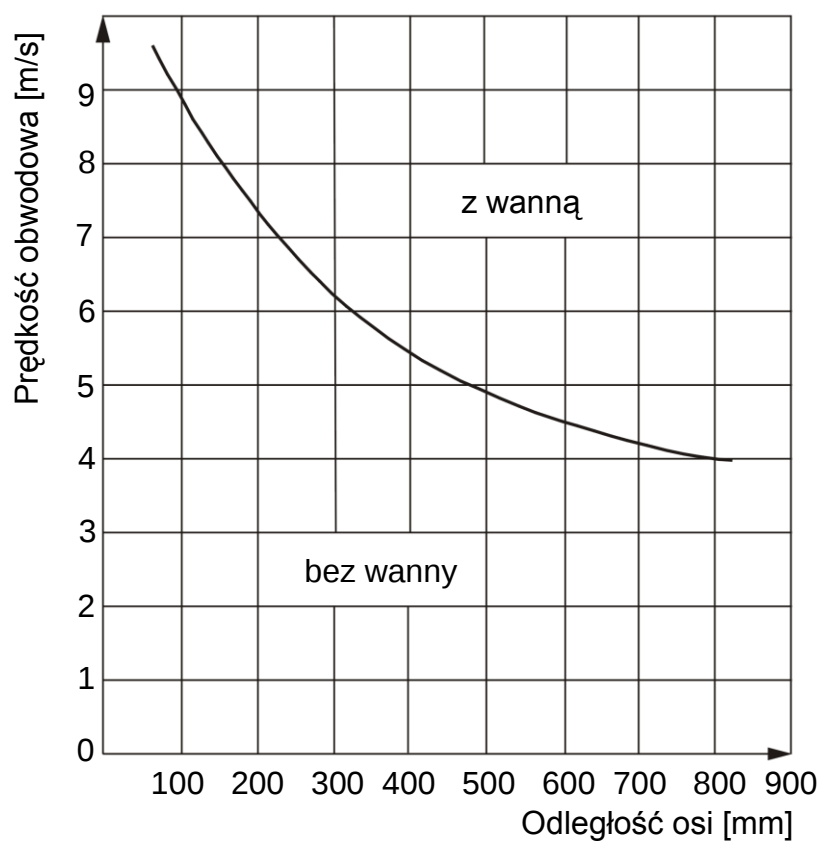
W celu zapobieżenia nadmiernemu mieszaniu smaru przy dużej prędkości obwodowej koła "pompującego" zaleca się zakładanie perforowanej blaszanej wanny pomiędzy zbiornikiem a kołem "pompującym". Na wykresie (rysunek 5) pokazano zakres stosowania takiej wanny [L.7].



Rysunek 3. Sposoby realizacji właściwego zanurzenia kół w przekładni wielostopniowej.



Rysunek 4. Przeciwdziałanie nadmiernemu zanurzeniu dużego koła w przekładni wielostopniowej [L.8].



Rysunek 5. Zakres stosowania perforowanej wanny.

Uwzględnając powyższe zalecenia, całkowitą ilość smaru w przekładni smarowanej zanurzeniowo wyznacza się z następującej zależności :

$$Q_z \geq C_z \cdot P_v \quad [\text{dm}^3]$$

gdzie : $C_z = 3,5 \div 11$ – współczynnik
 P_v = suma strat energii w [kW]

Wyższe wartości współczynnika C_z należy przyjmować przy temperaturze otoczenia przekraczającej 20°C.

Zastosowanie smarowania zanurzeniowego wymaga doświadczalnego sprawdzenia prototypu w przewidywanym zakresie temperatur, ponieważ skuteczność smarowania zanurzeniowego w sposób istotny zależy od temperatury smaru w przekładni. Smarowanie zanurzeniowe zdaje dobrze egzamin jeżeli temperatura eksploatacyjna smaru nie przekracza 70°C.

2.2. Określenie ilości smaru w przekładni smarowanej ciśnieniowo.

Całkowitą ilość oleju dostarczaną przez pompę do przekładni określa się z zależności [L.2] :

$$Q_{ol} = 35,7 \cdot P_v \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad [\text{dm}^3/\text{min}]$$

gdzie : P_v - suma strat energii w przekładni [kW]
 $\Delta t = 10 \div 15^\circ\text{C}$ - różnica temperatur

natomiast ilość smaru dla potrzeb zazębienia wyznacza się ze wzoru:

$$Q_{olz} = 37,7 \cdot P_1 \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad [\text{dm}^3/\text{min}]$$

gdzie : P_1 - straty energii w zazębieniu [kW]
 $\Delta t = 10 \div 15^\circ\text{C}$ - różnica temperatur.

Przy smarowaniu ciśnieniowym smar może być podawany w strefę tarcia np. przez zwężkę. Ilość smaru przepływającego przez otwór zwężki można określić w sposób przybliżony ze wzoru [L.4] :

$$Q_{otw} = 1,9 \cdot A_{otw} \cdot \sqrt{p} \quad [\text{dm}^3/\text{min}]$$

gdzie : A_{otw} - pole powierzchni otworu w [mm²] ($\varnothing_{otw} = 1,5 \div 8$ mm),
 p - ciśnienie smaru w [MPa]

Ilość smaru Q_z w zbiorniku przy smarowaniu ciśnieniowym, odniesioną do ilości oleju podawanego przez pompę Q_{ol} przyjmuje się następująco [L.4] :

$$\frac{Q_z}{Q_{ol}} = 1 \div 2,5 \quad - \text{ dla zbiornika w przekładni}$$

$$\frac{Q_z}{Q_{ol}} = 4 \div 30 \quad - \text{ dla zbiornika wolnostojącego}$$

2.3. Określenie ilości smaru zapotrzebowanego przez łożyska.

Ilość smaru doprowadzanego do łożyska tocznego określić można z następującej zależności [L.9] :

$$Q_{ol,ł} = 40 \cdot 10^{-6} \cdot D \cdot B \quad [\text{dm}^3/\text{min}]$$

gdzie : D - średnica zewnętrzna łożyska w [mm]
 B - szerokość łożyska w [mm]

Dodatkowym warunkiem poprawnej pracy łożysk smarowanych obiegowo jest prawidłowe odprowadzenie smaru. Średnicę otworu odpływowego można określić z zależności [L.4] :

$$d_{otw} = (14 \div 26) \cdot \sqrt{Q_{ol,ł}} \quad [\text{mm}]$$

gdzie : $Q_{ol,ł}$ - ilość smaru dostarczanego do łożyska w $[\text{dm}^3/\text{min}]$

W przypadku zastosowania w przekładni łożysk ślizgowych obliczenie zapotrzebowania na smar prowadzi się według zasad podanych w literaturze przedmiotowej [L.5,6].

3. SMARY.

Zadaniem smaru w przekładni zębatej jest :

- wyeliminowanie styku metalicznego pomiędzy współpracującymi elementami przekładni;
- chłodzenie przekładni;

Aby możliwe było oddzielenie współpracujących ze sobą powierzchni, konieczne jest zapewnienie takich fizykochemicznych właściwości smaru, by dla danych warunków eksploatacyjnych wyznaczonych przez prędkość i naciski stykowe, grubość tworzącej się warstwy smaru była większa od wysokości mikronierówności powierzchniowych.

Ponieważ zęby w zazębieniu pracują w warunkach dużych nacisków stykowych, przy dużych rozpiętościach prędkości obwodowych i poślizgu, tylko smary odpowiedniej jakości mogą spełnić wysokie wymagania dobrego smarowania oraz zabezpieczać powierzchnie przed uszkodzeniem w wyniku tarcia. Efektywność smarowania powierzchni zależy od wielu cech smaru spośród, których podstawowymi są lepkość i smarowność. W literaturze technicznej można znaleźć wykresy i tablice pomocnicze do doboru tych cech, głównie w zależności od prędkości obwodowej i obciążenia nominalnego, najbardziej miarodajne są na ogół informacje i zalecenia producentów smarów. Spośród smarów oferowanych przez CPN do średnich i dużych przekładni stacjonarnych ogólnego przeznaczenia, zaleca się oleje grupy Transol. Ich właściwości podano w TABLICY 2. Do przekładni stacjonarnych ekstremalnie ciężko obciążonych oraz przekładni samochodowych, zaleca się oleje grupy Hipol (TABLICA 3). Oleje takie jak Boksol 26 przeznacza się do automatycznych skrzyń biegów (TABLICA 4).

Smar w przekładni zębatej spełnia również funkcje nośnika energii rozproszonej w procesach tarcia. Bardzo często wybór sposobu smarowania przekładni jest podporządkowany tej właśnie funkcji. Ilość smaru zapotrzebowanego przez przekładnię jest z reguły determinowana ilością ciepła wywiązującego się w procesach tarcia, zaś w mniejszym stopniu funkcję smarną polegającą na rozdzieleniu trących się powierzchni. O równowadze cieplnej przekładni, a więc o jej temperaturze eksploatacyjnej decyduje strumień smaru przepływającego przez strefę tarcia. Zdarza się również, że w warunkach przeciążeń przekładni, przy stałej ilości dostarczanego smaru, o jego funkcji chłodzącej decyduje intensywność chłodzenia samego smaru lub przekładni jako całości. Zależności umożliwiające obliczenie wymaganej ilości smaru podano w rozdziale 1.3.

TABELA 2. Ważniejsze właściwości olejów Transol.

Właściwości	Transol			
	40	75	130	170
Lepkość w temp. 130°C [mm ² /s]	40÷46	75÷87	130÷150	170÷195
Lepkość w temp. 100°C [mm ² /s] nie niższa niż	8,0	12,5	18,5	22,5
Wskaźnik lepkości minimum	90	90	90	90
Temperatura krzepnięcia [°C] maksimum	-30	-20	-20	-15
Temperatura zapłonu [°C] minimum	170	190	210	215
Wytrzymałość filmu olejowego - zespawanie kulek pod obciążeniem [N] minimum - wg znormalizowanego testu	3430	3430	3920	3920

TABELA 3. Ważniejsze właściwości olejów Hipol.

Właściwości	Hipol			
	10	15	30	15P
Lepkość w temp. 50° C [mm ² /s]	45÷75	90÷145	180÷260	110÷118
Lepkość w temp. 100°C [mm ² /s]	9÷12	15÷20	25÷30	17,5
Wskaźnik lepkości minimum	90	90	90	95
Temperatura płynięcia [°C] nie wyższa niż	-30	-20	-10	-25
Temperatura zapłonu [°C] nie niższa niż	190	200	200	200
Wytrzymałość filmu olejowego :				
- stopień zużycia kulek przy obciążeniu	392	392	392	1000
- średnica skaz [mm] maksimum	0,6	0,6	0,6	1,0
- zespawanie kulek pod obciążeniem P _z [N] minimum	3090	3090	3090	3440

TABELA 4. Ważniejsze właściwości oleju Boksol 26.

Właściwości	Wartość
Lepkość w temperaturze 50°C [mm ² /s]	26÷29
Lepkość w temperaturze 100°C [mm ² /s]	8,3
Wskaźnik lepkości	140
Temperatura krzepnięcia [°C]	- 38
Temperatura zapłonu [°C] minimum	178
Odporność na utlenianie	wytrzymuje
Odporność na korozję	wytrzymuje
Odporność na pienienie	
- piana statyczna	0
- piana dynamiczna w temp. 90°C maksimum	100
- piana dynamiczna w temp. 25°C maksimum	40

4. OBCIĄŻENIE PRZEKŁADNI - OBLICZANIE TEMPERATURY PRACY.

Podstawowym źródłem strat energii w przekładni zębatej jest tarcie w zazębieniu i łożyskach. Może ono spowodować zniszczenie przekładni objawiające się w postaci zatarcia w/w węzłów lub nadmiernego ich zużycia. Dodatkowe straty energii występują na skutek tarcia w uszczelnieniach wałków oraz wskutek mieszania i rozbryzgu smaru. Mają one jednak drugorzędne znaczenie gdyż są, w odróżnieniu od strat w zazębieniu i łożyskach, niezależne od przenoszonej mocy. Całkowita energia tarcia wytworzona w czasie pracy zamienia się na ciepło i powoduje przyrost temperatury przekładni ponad temperaturę otoczenia. Ponieważ temperatura silnie wpływa na właściwości smaru, każde przegrzanie przekładni zmniejsza skuteczność smarowania i może doprowadzić do zatarcia lub nadmiernego zużycia współpracujących elementów. W praktyce przyjmuje się, że temperatura kąpieli smarowej nie powinna przekroczyć temperatury dopuszczalnej przyjmowanej zwykle w granicach $60 \div 80^{\circ}\text{C}$, przy czym należy liczyć się z tym, że temperatura filmu olejowego w zazębieniu będzie wyższa o około $15 \div 20^{\circ}\text{C}$, w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia przekładni.

Temperaturę pracy przekładni w określonych warunkach eksploatacyjnych wyznacza się na podstawie obliczeń cieplnych. Poniżej przedstawiono podstawowe zależności umożliwiające dokonanie takich obliczeń dla przekładni zębatej smarowanej zanurzeniowo.

W obliczeniach cieplnych przekładni przyjmuje się ustalony stan termiczny to znaczy, że temperatura oleju w zbiorniku oraz temperatury na doprowadzeniu oleju mają wartość stałą. Na etapie projektowania temperatury te nie są dokładnie znane. W praktyce obliczenia prowadzi się przy wstępnym założeniu rozkładu temperatur a co za tym idzie eksploatacyjnej lepkości oleju.

Podstawowe równanie bilansu cieplnego przekładni w ruchu ustalonym ma postać :

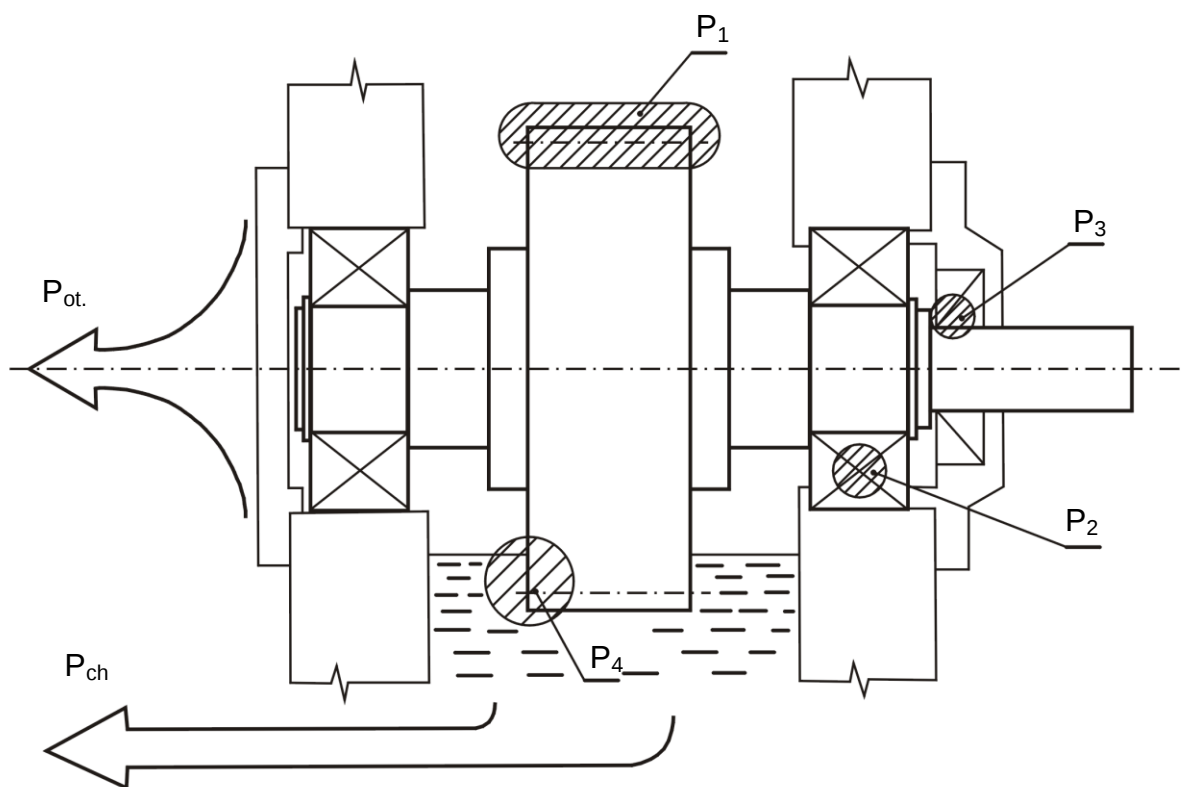
$$P_v = P_{ot} + P_{ch}$$

gdzie : P_v - suma strat energii w przekładni
 P_{ot} - ciepło przekazywane do otoczenia
 P_{ch} - ciepło przekazywane przez olej poza przekładnię

Źródłem ciepła w przekładni są straty energii rozpraszanej w procesie tarcia. Zaliczany do nich :

- straty P_1 zazębienia pod obciążeniem
- straty P_2 w łożyskach
- straty P_3 w uszczelnieniach
- straty P_4 spowodowane rozbryzgiem przy smarowaniu zanurzeniowym

Na rysunku 6 przedstawiono źródła ciepła w przekładni a w dalszej części opracowania podano zależności opisujące poszczególne straty.



Rysunek 6. Źródła ciepła w przekładni zębatej

a) określenie strat w zazębieniu pod obciążeniem.

W zależności od kształtu kół straty w zazębieniu opisują następujące zależności [L.2] :

- dla kół walcowych

$$P_1 = 0,8 \cdot P \left[\frac{i + 1}{14 \cdot i \cdot z_1} + \frac{0,05}{z_1 \cdot \cos \beta} + \frac{0,015}{V_0 + 2} \right] \quad [\text{kW}]$$

- dla zębów nawęglanych lub ulepszanych i szlifowanych

$$P_1 = 1,2 \cdot P \left[\frac{0,1}{z_1 \cdot \cos \beta} + \frac{0,03}{V_0 + 2} \right] \quad [\text{kW}]$$

- dla zębów frezowanych i ulepszanych

- dla kół stożkowych

$$P_1 = 1,2 \cdot P \left[\frac{0,1}{z_1 \cdot \cos \beta_m} + \frac{0,03}{V_0 + 2} \right] \quad [\text{kW}]$$

gdzie : P - moc przekładni [kW]
 i - stosunek ilości zębów z_2/z_1
 z_1 - ilość zębów zębnika
 β - kąt linii śrubowej
 V_0 - prędkość obwodowa [m/s]
 M - indeks dla wartości średniej
 f_2 - współczynnik ($f_2 = 1,3$ dla zębów frezowanych i hartowanych przy smarowaniu ciśnieniowym lub $f_2 = 1,4$ dla zębów frezowanych i hartowanych przy smarowaniu zanurzeniowym i $V = 12$ m/s).

b) określenie strat w łożyskach.

Straty w łożyskach opisuje zależność [L.2] :

$$P_2 = f_3 \cdot P(V_0 + 5) \cdot 10^{-4} \quad [\text{kW}]$$

gdzie : f_3 - współczynnik (wartość wg TABELI 5).

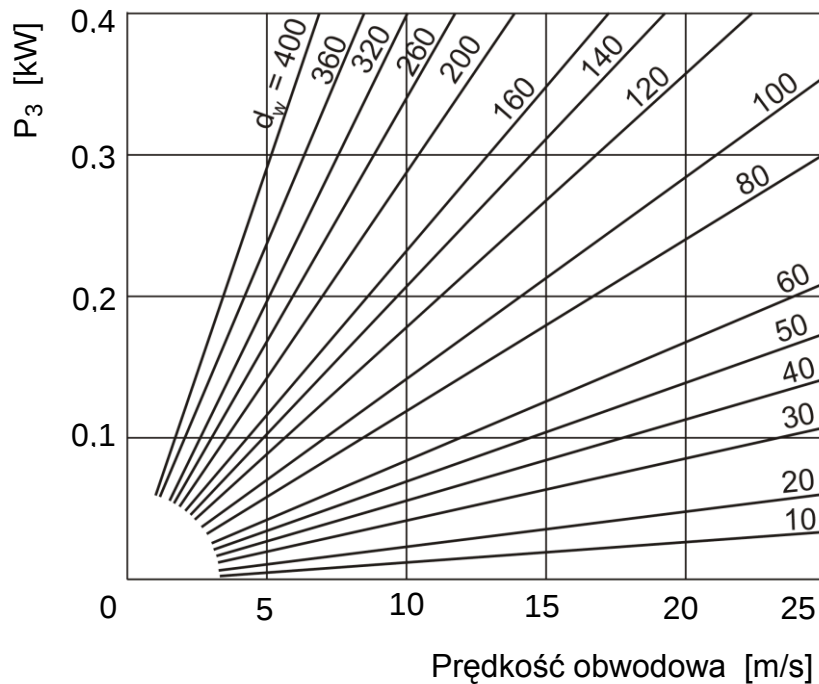
TABELA 5. Wartość współczynnika f_3 .

f_3	1	0,75	0,67	63
Ilość stopni	1	2	3	4

Dla łożysk stożkowych i baryłkowych stosuje się mnożnik 2. W przekładniach wielostopniowych straty P_2 oblicza się dla każdego stopnia.

c) określenie strat w uszczelnieniach gumowych.

Straty energii w uszczelnieniach gumowych wyznacza się z wykresu przedstawionego na rysunku 7 w zależności od prędkości obwodowej wału pod wargą uszczelniającą oraz w zależności od średnicy wału [L.10].



Rysunek 7. Straty w uszczelnieniach gumowych promieniowych.

- d) określenie strat spowodowanych rozbryzgiem oleju przy smarowaniu zanurzeniowym.

Straty spowodowane rozbryzgiem opisuje zależność :

$$P_4 = \frac{1}{2,72} \cdot b \cdot y \cdot V_0^{1,5} \cdot 10^{-6} \quad [\text{kW}]$$

gdzie :
 b - szerokość koła [mm]
 y - głębokość zanurzenia dużego koła [mm]
 V_0 - prędkość obwodowa koła [m/s]

Straty te należy obliczać dla każdego zanurzonego koła.

Ciepło generowane w przekładni jest przekazywane do otoczenia ewentualnie do wody chłodzącej olej. Ilość ciepła przekazywana do otoczenia opisuje zależność [L.2].

$$P_{ot} = A \cdot K_1 \cdot (t_z - t_0) \quad [\text{kW}]$$

gdzie :
 t_0 - temperatura otoczenia [$^{\circ}\text{C}$]
 t_z - temperatura korpusu zbiornika [$^{\circ}\text{C}$]
 K_1 - współczynnik przejmowania ciepła
 A - powierzchnia korpusu przekazującego ciepło [m^2]

Współczynnik K_1 przejmowania ciepła wyznacza się ze wzoru :

$$K_1 = 0,36 \cdot (t_z - t_0)^{-0,3} \cdot 10^{0,0228 V_{P0}} \cdot f_5$$

gdzie : V_{P0} - prędkość powietrza opływającego korpus [m/s]
 f_5 - $0,26 \cdot V_{P0} + 1$ - współczynnik (wartość wg TABELI 6)

TABELA 6. Wartość współczynnika f_5 .

V_{P0} [m/s]	0	5	10	15	20
f_5	1	2,3	3,6	4,9	6,2

zaś : $A = 2 \cdot 10^{-5} \cdot a^2$ - dla przekładni jednostopniowej
 $A = 0,9 \cdot 10^{-5} \cdot a^2$ - dla przekładni dwustopniowej
gdzie : a - odległość skrajnych osi [mm]

Ilość ciepła przekazywaną przez olej przekładniowy poza przekładnię opisuje zależność [L.2] :

$$P_{ch} = 0,028 \cdot Q_{ol} \cdot (t_2 - t_1) \quad [kW]$$

gdzie : Q_{ol} - ilość oleju odprowadzanego poza przekładnię [dm³/min]
 t_1 - temperatura oleju na dopływie do przekładni [°C]
 t_2 - temperatura oleju na wypływie z przekładni [°C]

Obliczenia cieplne przekładni przedstawione w niniejszym opracowaniu należy traktować jako przybliżone. W przypadku podwyższonych wymagań stawianych przekładni wykonuje się obliczenia bardziej złożone o wyższym stopniu dokładności. W każdym jednakże przypadku, przy próbach prototypu, należy sprawdzić prawidłowość przeprowadzonych obliczeń.

5. WYKAZ LITERATURY

- [1] Bartz W.I. - Verhütung von Schäden an Wälz-und Schraubgetriebe durch zweckmässige Schmierstoffwahl. Maschinenschaden 5/1974.
- [2] TGL 34758/01 – Zahnradgetriebe. Schmierung.
- [3] Wybor usłowij smazywania zubczatych pieredacz. Eksspres -Informacja. Detali maszyn - 935.
- [4] Czuchnowski A. - Problemy smarowania przemysłowyoh przekładni zębatych. Praca niepublikowana. Politechnika Gdańska, 1983.
- [5] Fuller D.D. - Teoria i praktyka smarowania.PWTW.1960,W-wa. [6] Borwell F.T. - Łożyskowanie. WNT. Warszawa, 1984.
- [7] Winter H. - Zahnräder, Beredmung. Entwurt und Herrstellung. Springer. Verlag 1961.
- [8] Neale M.J. - Trybology handbook. The Butterworth Group. London, 1973.
- [9] Eschman H. - Die Wälzlagerpraxis. Oldenburg. Varlag. 1978.
- [10] Schröder W. - Ermittlung der Getriebeverlusleistung. Antriebstechnik 19 (1980) Nr 11.