

Jacek **SPAŁEK**  
Henryk **KNAPCZYK**  
Stanisław **MASŁY**  
Andrzej **WILK**

## ANALIZA WPŁYWU SMAROWANIA NA STRATY MOCY W UKŁADZIE PRZENIESIENIA NAPĘDU POJAZDU GĄSIENICOWEGO

**Streszczenie:** Przedstawiono zagadnienia możliwości poprawy mobilności pojazdu gąsienicowego poprzez wzrost efektywnej mocy uzyskany przez redukcję strat w układzie przeniesienia napędu. Bazując na ogólnym bilansie strat generowanych w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach przekładni przeprowadzono szczegółową analizę wpływu lepkości oleju smarującego na te straty. Wykazano, że zarówno dla fazy biegu jałowego (zwłaszcza) a także pracy przy obciążeniu eksploatacyjnym korzystne jest zastosowanie oleju o obniżonej lepkości z dodatkami stabilizującymi procesy tarcia w węzłach kinematycznych przekładni.

### 1. WPROWADZENIE

Mobilność pojazdu gąsienicowego zależy od szeregu parametrów techniczno-ruchowych a w tym znacząco od mocy efektywnej napędu, która wynika z ogólnej zależności:

$$P_e = P_M - P_R - P_P \quad (1)$$

gdzie:  $P_e$  - moc efektywna napędu,  
 $P_M$  - moc silnika napędzającego,  
 $P_R$  - straty mocy powstające w układzie przeniesienia napędu od silnika do kół gąsienicowych. Są one sumą strat cząstkowych  $P_{Ri}$  generowanych w poszczególnych węzłach kinematycznych układu, a więc:

$$P_R = \sum_{i=1}^n P_{Ri} \quad (1a)$$

$P_P$  - moc pobierana przez urządzenia pomocnicze jak wentylator, sprężarka, pompy oleju

Z zależności (1) wynika, że zwiększenie mocy efektywnej, a zatem poprawę mobilności pojazdu można uzyskać maksymalizując moc silnika oraz/lub minimalizując straty cząstkowe  $P_{Ri}$  wpływające na straty ogólne  $P_R$ .

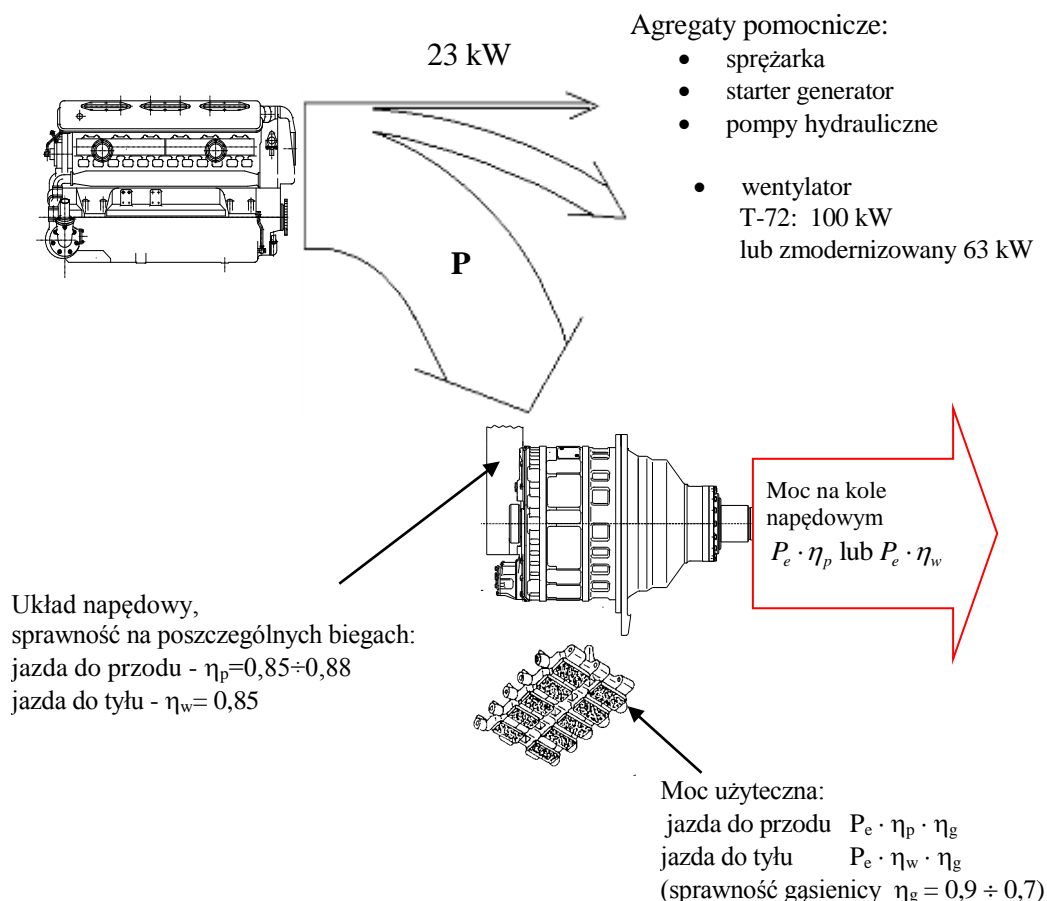
Zwiększenie mocy efektywnej można też uzyskać poprzez ograniczenie poboru mocy przez urządzenia pomocnicze  $P_P$ .

Ograniczenie (zmniejszenie) strat cząstkowych można osiągnąć na drodze optymalizacji struktury układu przeniesienia napędu a także w znacznym stopniu poprzez redukcję oporów tarcia w węzłach tribologicznych przekładni a więc w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach.

Z kolei opory tarcia w tych węzłach istotnie zależą od jakości smarowania. W Zakładzie Rozwoju Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Urządzeń Mechanicznych OBRUM w Gliwicach wykonano w roku 2002 pracę analityczno-studialną [1] dotyczącą możliwości poprawy mobilności czołgu T-72, której istotnym elementem była analiza, stanowiąca źródło niniejszego opracowania.

## 2. IDENTYFIKACJA ŹRÓDEŁ STRAT MOCY W UKŁADZIE PRZENIESIENIA NAPĘDU CZOŁGU T-72

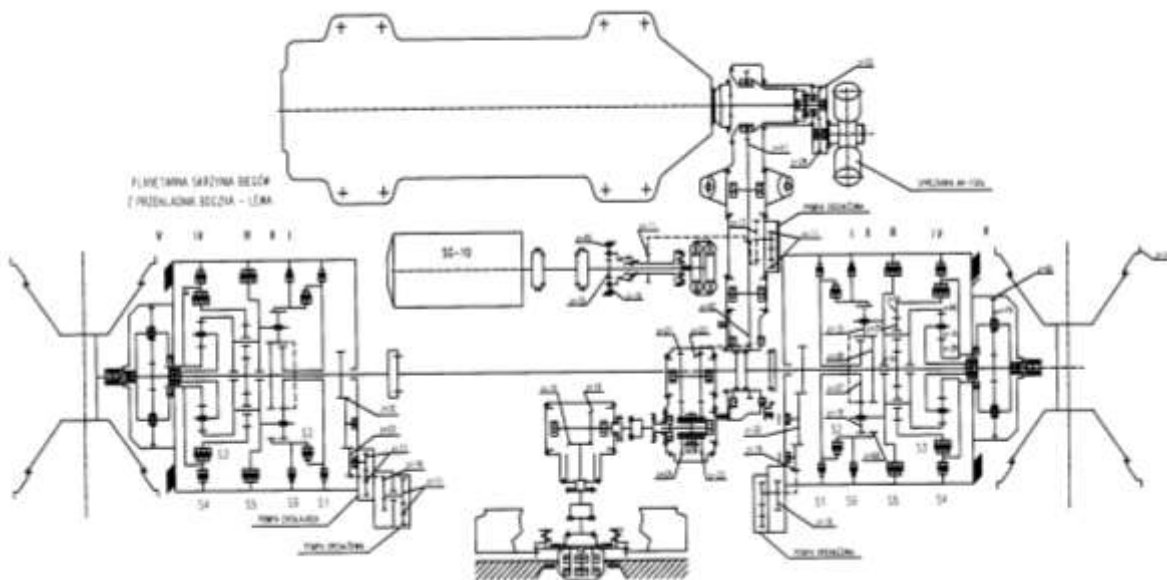
Analizę możliwości poprawy mobilności czołgu T-72 bazującą na zależności (1) można zobrazować jak na rys. 1, gdzie wykorzystując tzw. ujęcie Sankeya pokazano rozptyw energii zasilania, czyli mocy silnika głównego na poszczególne jej odbiorniki.



**Rys. 1. Schemat rozptywu mocy silnika głównego T-72 na poszczególne odbiorniki**

Z przedstawionego na rys. 1 wykresu Sankeya wynika, że z całkowitego strumienia mocy dostarczonego przez silnik napędowy około 15% przypada na wentylator a na agregaty pomocnicze około 3,5%. Zatem przy załączonym wentylatorze dyspozycyjna moc napędowa stanowi jedynie około 80% całkowitej mocy.

Zakładając podane na rysunku orientacyjne sprawności cząstkowe  $\eta_p$  oraz  $\eta_g$  przy włączonym wentylatorze i agregatach pomocniczych uzyskujemy na łańcuchu moc użyteczną rzędu od 50% do 60% mocy dostarczonej przez silnik napędowy. Stwierdzić należy przy tym, że straty mocy w układzie przeniesienia napędu stanowią bardzo istotną część i ich ograniczenie w znacznym stopniu mogłoby wpłynąć (bez zwiększenia mocy silnika napędzającego) na mobilność czołgu. Ich dokładna analiza wymaga prześledzenia całego złożonego kinematycznego łańcucha przeniesienia napędu (rys. 2).



**Rys. 2. Schemat kinematyczny zmodernizowanego układu przeniesienia napędu czołgu T-72**

Jak wynika z rys. 2 układ przeniesienia napędu stanowi pośrednicząca, wielostopniowa przekładnia planetarna o zmiennym przełożeniu (skrzynka biegów) oraz przekładnie boczne przekazujące moc na koła napędowe gąsienic.

Straty mocy w zespole tych przekładni wynikają z pokonywania oporów tarcia w zazębieniach kół oraz łożyskowaniach i uszczelnieniach wałów. Ich wartość w znaczącym stopniu zależy od warunków tarcia zdefiniowanych głównie poprzez jakość smarowania. Pod pojęciem jakości smarowania, w tym opracowaniu, rozumie się zespolone kryterium oceny smarowania zdefiniowane przez [8], [9]:

- parametry fizyko-chemiczne i tribologiczne środka smarnego (smaru),
- stopień czystości smaru określony przez stan jego zanieczyszczenia lub będący wynikiem eksploatacyjnej degradacji struktury smaru,
- efektywność zasilania węzła tarcia środkiem smarnym oraz skuteczność jego chłodzenia.

### **3. OGÓLNA ANALIZA WPLYWU SMAROWANIA NA STRATY MOCY W UKŁADZIE PRZENIESIENIA NAPĘDU**

#### **3.1. Zdefiniowanie strat w przekładni zębatej**

Straty mocy w przekładni zębatej  $P_V$  (zarówno klasycznej jak i planetarnej) są sumą strat w zazębieniu  $P_{VZ}$ , łożyskowaniu  $P_{VL}$ , uszczelnieniach  $P_{VD}$  oraz układach pomocniczych (np. pompa oleju)  $P_{VX}$ , co można zapisać w postaci:

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD} + P_{VX} \quad (2)$$

Straty w ząbieniach i łożyskowaniach można uważać jako wynikające z biegu jałowego  $P_{V0}$  oraz z przenoszenia obciążenia roboczego  $P_{VP}$ , czyli

$$P_{VZ} = P_{VZO} + P_{VZP} \quad (3)$$

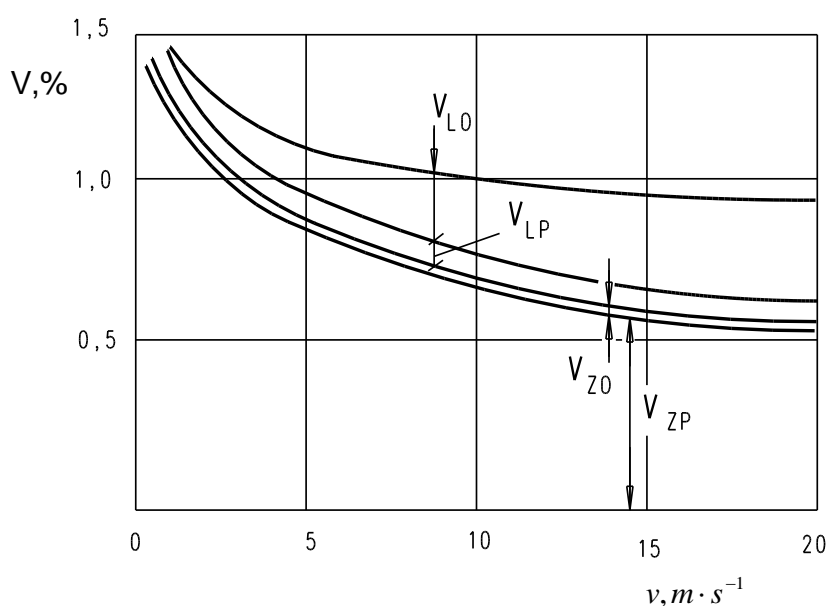
$$P_{VL} = P_{VLO} + P_{VLP}$$

Współczynnik strat ogólnych  $V$  definiowany jest zazwyczaj jako:

$$V = \left| \frac{P_V}{P_M} \right|; \quad (4)$$

gdzie:  $P_M$  - moc silnika napędowego

Na rys. 3 przedstawiono dla przykładowej przekładni zębatej przebiegi strat przy biegu jałowym i pod obciążeniem roboczym generowane w ząbieniach i łożyskowaniach.



**Rys. 3. Ilustracja strat w ząbieniach i łożyskowaniach ( $P_{VZ}$  i  $P_{VL}$ ) dla przykładowej przekładni zębatej.**

### 3.1.2. Straty mocy w ząbieniu obciążonym

Straty w ząbieniu przy przenoszonej mocy nominalnej  $P_N$  można określić jako:

$$P_Z = P_N \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \quad (5)$$

gdzie:  $\mu_{zm}$  - średni współczynnik tarcia w ząbieniu  
 $H_V$  - współczynnik strat w ząbieniu zależny od postaci i cech geometrycznych ząbienia

Średnią wartość współczynnika tarcia na odcinku ząbienia pary kół można określić z zależności

$$\mu_{mz} = 0,045 \left( \frac{K_A \cdot \frac{F_{bz}}{b}}{V_{\Sigma m} \cdot \zeta_m} \right)^{0,2} \cdot \eta_M^{-0,05} \cdot X_R \cdot X_L \quad (6)$$

- gdzie:  $\mu_{mz}$  - średnia wartość współczynnika tarcia zależna od rodzaju oleju;  
z badań wynika, że dla oleju mineralnego w klasie lepkości VG 100÷220 wartość  $\mu_{mz} = 0,04$  a dla olejów syntetycznych w klasie lepkości VG 68÷220 wartość  $\mu_{mz} = 0,028 \div 0,037$ ,
- $K_A$  - współczynnik zastosowania przekładni,
- $\frac{F_{bz}}{b}, N/mm^2$  - jednostkowa siła normalna w zazębieniu odniesiona do szerokości koła zębatego (długości styku zębów),
- $v_{\Sigma m}, m/s$  - sumaryczna prędkość obwodowa  $v_{\Sigma m} = 2v_w \cdot \sin \alpha_{wt}$ ,
- $\zeta_m, mm$  - zastępczy promień krzywizny zarysów zębów
- $$\zeta_m = \frac{1}{2} d_{w1} \cdot \sin \alpha_t \frac{u}{u+1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b}$$
- $\eta_M, mPas$  - współczynnik lepkości dynamicznej strugi oleju w temperaturze roboczej (na wylocie z dyszy) przy czym  $\eta_M = v_b \cdot \zeta_b$
- gdzie:  $v_b, mm^2/s$  - lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej, gdzie  $\zeta$ ,  $kg/dm^3$   
- gęstość oleju w temperaturze roboczej (w zależności od lepkości oleju  $\zeta_b = 0,87 \div 0,90 kg/dm^3$ )
- $X_S$  - współczynnik chropowatości powierzchni zębów
- $$X_R = 3,8 \left( \frac{R_a}{d_{w1}} \right)^{0,25}$$
- przy czym:  $R_a = \frac{1}{2} (R_{a1} + R_{a2})$  w  $\mu m$
- $X_L$  - współczynnik rodzaju oleju:  
dla oleju mineralnego  $X_L = 1,0$   
dla oleju polialfaoleinowego lub estrowego  $X_L = 0,8$   
dla oleju poliglikolowego (bezwodnego)  $X_L = 0,6$

Z powyższego wynika, że:

- współczynnik tarcia zależy od rodzaju oleju smarującego. Zastosowanie oleju syntetycznego może spowodować obniżenie współczynnika tarcia w zazębieniu nawet o 40% względem wartości uzyskiwanych dla smarowania olejem mineralnym o tej samej lepkości co olej syntetyczny,
- z analizy wzoru (6) wynika, że współczynnik lepkości  $\eta$  występuje w potęgce (-0,05) co oznacza, że zmiana 3-krotna lepkości oleju np. z VG150 na VG-46 spowoduje wzrost współczynnika tarcia  $3^{0,05} \cong 1,056$  czyli o 5,6% (co dla założonej wartości  $\mu_m = 0,040$  oznacza zmianę na  $\mu = 0,0422$ ). Tak, więc straty tarcia w zazębieniu obciążonym w małym stopniu zależą od lepkości zastosowanego oleju.

### 3.1.3. Straty w zazębieniu przy biegu jałowym (bez obciążenia) dla przypadku smarowania natryskowego

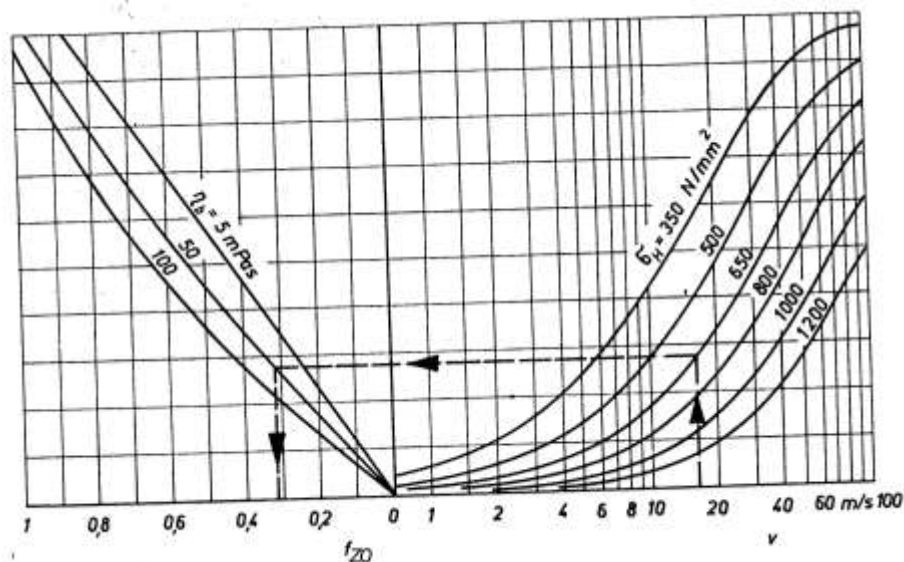
Dla przypadku smarowania natryskowego (stosowanego w rozwiązaniu konstrukcyjnym układu przeniesienia napędu w czołgu T-72) współczynnik strat tarcia w zazębieniu przy biegu jałowym (bez obciążenia)  $V_{ZO}$  można określić w odniesieniu do strat  $V_{ZP}$  przy pracy przekładni z obciążeniem wprowadzając pojęcie współczynnika oporu biegu jałowego  $f_{ZO}$  w postaci:

$$f_{ZO} = 1 - \frac{V_{ZP}}{V_Z} \quad (7)$$

przy czym:

$$V_{ZP} = \mu_{mz} \cdot H_V$$

Na rysunku 4 przedstawiono bazujący na zależności (7) nomogram pozwalający wyznaczyć współczynnik oporu w zazębieniu przy pracy przekładni bez obciążenia (na biegu jałowym).



**Rys. 4. Nomogram dla wyznaczenia współczynnika strat tarcia w zazębieniu  $f_{ZO}$  przy pracy przekładni bez obciążenia w zależności od wielkości charakteryzujących przekładnię przy danym obciążeniu roboczym**

- gdzie:
- $v, m/s$  - prędkość obwodowa zębika,
  - $\sigma_H, N/mm^2$  - międzyzębne naprężenie stykowe (hertzowskie) przekładni pracującej pod danym obciążeniem. (Naprężenie  $\sigma_H$  wynika z przenoszonej mocy i parametrów przekładni),
  - $\eta_b, mPa$  - współczynnik lepkości dynamicznej oleju smarującego w temperaturze roboczej przekładni.

Jak wynika z rys.4 współczynnik oporu ruchu jałowego przekładni rośnie ze wzrostem prędkości obwodowej zębniaka oraz ze wzrostem lepkości oleju smarującego. Jego względna wartość jest mniejsza dla przekładni przeznaczonych do przenoszenia większych obciążeń (silniej wyłożonych).

Potwierdza się tu również fakt, że przy pracy przekładni bez obciążenia zastosowanie oleju o obniżonej lepkości powoduje redukcję strat tarcia w zazębieniach.

Należy też dodać, że wg danych literaturowych (np. [2] [3]) straty mocy w zazębieniach dla ruchu jałowego przy smarowaniu zanurzeniowo – rozbryzgowym  $V_{ZOZ}$  są znacznie wyższe niż te straty przy smarowaniu natryskowym  $V_{ZOR}$

$$V_{ZOZ} = (1,2 \div 3,0) V_{ZOR}$$

### 3.2. Straty mocy w łożyskowaniach

Jak już pokazano na rys. 3 również straty mocy w łożyskowaniach  $P_{VL}$  można rozpatrywać jako sumę strat przy ruchu jałowym  $P_{VLO}$  oraz przy obciążeniu roboczym  $P_{VLP}$  (wzór 3).

Ich wartość wynika z sumy momentów tarcia  $T$  przy danej prędkości kątowej  $\omega$  zgodnie z zależnością:

$$P_{VL} = T \cdot \omega = (T_0 + T_1 + T_2) \omega \quad (8)$$

gdzie:  $T_0$  - moment tarcia łożysk nieobciążonych,  
 $T_1$  - moment tarcia łożysk obciążonych,  
 $T_2$  - dodatkowy moment tarcia wynikający z obciążenia siłą poosiową,  
 $\omega$  - prędkość kątowa.

#### 3.2.1. Opory tarcia w łożyskach nieobciążonych

Występującą we wzorze wielkość momentu tarcia  $T_0$  określają kolejne zależności

- dla iloczynu  $v_b \cdot n \geq 2000 \text{ mm}^2 / (\text{s} \cdot \text{min})$

$$T_0 = f_o (v_b n)^{2/3} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-10} \quad (9a)$$

- dla iloczynu  $v_b \cdot n < 2000 \text{ mm}^2 / (\text{s} \cdot \text{min})$

$$T_0 = 1,6 f_o \cdot d_m^3 \cdot 10^{-8} \quad (9b)$$

przy czym:  $f_o$  - wskaźnik zależny od rodzaju łożyska i sposobu smarowania; jego wartości (wg [5]) można przyjąć jak w tablicy 1,

$v_b, \text{mm}^2 / \text{s}$  - lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej,

$d_m, \text{mm}$  - średnia średnica łożyska;  $d_m = \frac{d + D}{2}$

$v_b, \text{min}^{-1}$  - prędkość obrotowa ruchomego pierścienia łożyska.

Tablica 1. Wartość wskaźnika  $f_o$  dla poszczególnych rodzajów łożysk i różnych sposobów smarowania

Rodzaj łożyska	$f_o^{1)}$		
	Smarowanie okresowe	Smarowanie zanurzeniowe	Smarowanie natryskowe
Kulkowe	0,7÷1	1,5÷2	3÷4
Kulkowe skośne			
jednorzędowe	1	2	4
dwurzędowe	2	4	8
Walcowe z koszykiem pełne	1÷1,5	2÷3 2,5÷4	4÷6
Wahliwe	2÷3	4÷6	8÷12
Stożkowe	1,5÷2	3÷4	6÷8
Kulkowe wzdłużne	0,7÷1	1,5÷2	3÷4
Walcowe wzdłużne	-	2,5	5
Wahliwe wzdłużne	-	3÷4	6÷8

<sup>1)</sup> niższe wartości przyjmować dla łożysk budowy lekkiej, wyższe dla budowy ciężkiej

### 3.2.2. Opory tarcia w łożyskach obciążonych

Straty mocy w łożyskach obciążonych wynikają z oporów tarcia pomiędzy elementami tocznymi oraz między elementami tocznymi a bieżniami. Wynikający z obciążenia moment tarcia  $T_1$  można wyznaczyć korzystając z zależności [5]:

$$T_1 = f_1 \cdot F_1 \cdot d_m \quad (10)$$

$f_1$  - współczynnik oporu dla danego rodzaju łożyska i obciążenia (wg tabl.2)

$F_1$  - obciążenie wzorcowe (dla współczynnika  $f_1$  - wg tabl. 2)

Tablica 2. Wartość  $f_1$  oraz  $F_1$  dla obliczeń momentu tarcia łożyska obciążonego

Rodzaj łożyska	$f_1$	$F_1^{2)}$
Kulkowe	$0,0009 \cdot (F_0 / C_0)^{0,55}$ $0,0003 \cdot (F_0 / C_0)^{0,4}$	$3 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$ $1,4 \cdot Yf_a - 0,1 \cdot F_r$
Kulkowe skośne:   jednorzędowe dwurzędowe	$0,0013 \cdot (F_0 / C_0)^{0,33}$ $(F_0 / C_0)^{0,33}$	$F_a - 0,1 \cdot F_r$ $1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$
Walcowe:           z koszykiem pełne	$0,00025 \div 0,0003^{(3)}$ 0,00045	$F_r$ $F_r$
Wahliwe	0,0005	$1,2 \cdot YF_a$
Stożkowe	$0,0004 \div 0,0005^{(3)}$	$2 \cdot YF_a$
Kulkowe wzdłużne	$0,0012 \cdot (F_0 / C_0)^{0,33}$	$F_a$
Walcowe wzdłużne	0,0018	$F_a$
Wahliwe wzdłużne	$0,0005 \div 0,0006^{(3)}$	$F_a (F_{\max} \leq 0,55 \cdot F_a)$

<sup>(2)</sup> jeśli  $F_1 < F_r$  to przyjmując  $F_1 = F_r$  przy czym:  $F_p$  - obciążenie promieniowe,  $F_a$  - obciążenie wzdłużne, <sup>(3)</sup> wartości niższe przyjmując dla odmian łożysk lekkich,



Należy przy tym zauważyć, że we wzorze (10) nie występuje: lepkość oleju oraz prędkość obrotowa, co oznacza, że te parametry nie mają one istotnego wpływu na opory tarcia w łożyskach obciążonych.

Dla uwzględnienia dodatkowego momentu tarcia  $T_2$  wynikającego z poosiowego obciążenia łożyska (wg [4]) możemy posłużyć się regułą jak niżej:

$$T_z = f_z \cdot F_a \cdot d_m \quad (11)$$

gdzie:  $f_z$  - współczynnik dla danego rodzaju łożysk i smarowania,  
 $f_z = 0,006$  - dla jednorzędowych łożysk wałeczkowych smarowanych olejem,  
 $f_z = 0,003$  - dla łożysk wałeczkowych pełnych.

Orientacyjnie opory tarcia w łożyskach można ocenić korzystając z zależności:

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu \quad (12)$$

gdzie:  $\mu$  - zastępczy współczynnik tarcia jak w tabelicy 3.

Tablica 3. Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  dla różnych łożysk

Rodzaj łożyska	$\mu$
Kulkowe	0,0015
Kulkowe wahliwe	0,0010
Kulkowe skośne jednorzędowe	0,0020
dwurzędowe	0,0024
Walcowe: z koszykiem	0,0011
pełne	0,0020
Wahliwe	0,0018
Stożkowe	0,0018
Kulkowe wzdłużne	0,0013
Walcowe wzdłużne	0,0050
Wahliwe wzdłużne	0,0018

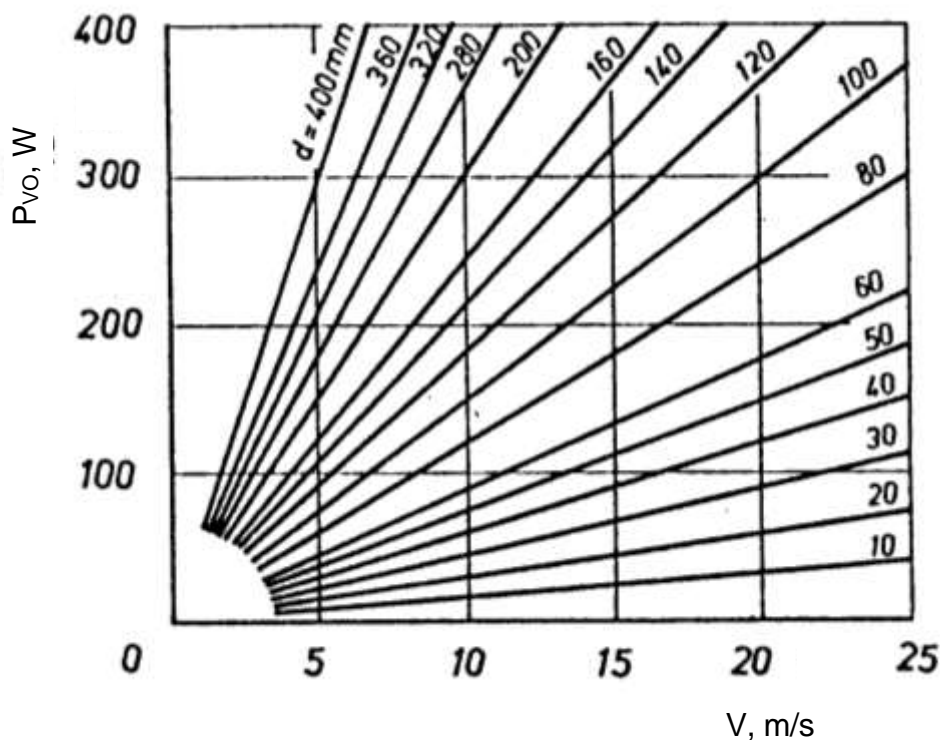
Należy zaznaczyć, że stosując wzór (12) można uzyskać zadowalające wyniki, gdy łożyska są słabo obciążone, tj. dla  $F \approx 0,1C$ , oraz dla  $n \approx n_g$  (gdzie:  $C$  - nośność dynamiczna,  $n_g$  - prędkość graniczna łożyska), a ponadto gdy łożyska te są dobrze smarowane i pracują w warunkach stabilnego obciążenia.

W podsumowaniu zagadnienia strat mocy wskutek tarcia w łożyskach należy stwierdzić, że duża lepkość oleju użytego do smarowania łożysk powoduje dość znaczne opory ruchu jałowego. I tak: trzykrotny wzrost lepkości ponad pewną wielkość odniesienia powoduje wzrost momentu tarcia ruchu jałowego  $(3)^{0,66} = 2,065$ , a więc ponad 2-krotnie. Z tego wynika, że do smarowania łożysk korzystnym jest stosowanie oleju o zmniejszonej lepkości w temperaturze roboczej.

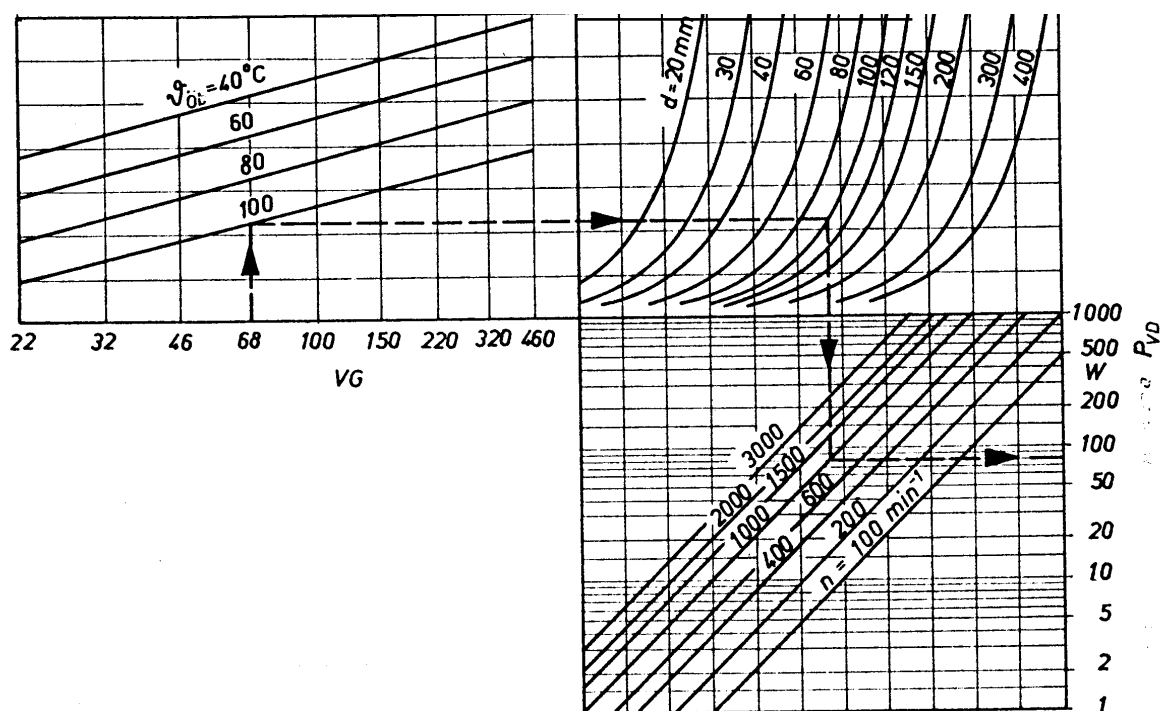
### 3.3. Straty mocy wskutek tarcia w promieniowo-stykowych uszczelnieniach wałów

Straty tarcia w węzłach uszczelniających wały za pomocą stykowych pierścieni wargowych zależą od szeregu parametrów jak: materiał pierścieni uszczelniających, twardość i chropowatość powierzchni wału na odcinku uszczelnianym, rodzaju środka smarującego i temperatury roboczej.

Zależności tych strat od wymienionych parametrów są określane przez producentów uszczelnień. I tak przykładowo na rys. 5 przedstawiono uzyskane w badaniach firmy Freudenberg [6] wyniki obrazujące zależność strat mocy  $P_{VD}$  w zależności od prędkości obwodowej  $v$  i średnicy czopa wału  $d$ . Badania przeprowadzono w temperaturze 100°C dla silnikowego oleju mineralnego o klasie lepkości SAE 20, (uwaga: dla oleju przekładniowego o klasie lepkości VG 220 otrzymane wyniki strat mocy należałoby zwiększyć o 50%).



**Rys. 5. Straty mocy tarcia  $P_{VD}$  w stykowym uszczelnieniu promieniowym w zależności od średnicy i prędkości obwodowej wału. Smarowanie olejem silnikowym SAE 20 o temperaturze 100°C.**



**Rys. 6. Nomogram pozwalający na wyznaczenie strat mocy tarcia  $P_{VD}$  w promieniowym uszczelnieniu stykowym wału w zależności od klasy lepkości oleju VG i temperatury  $v_{ot}$ , oraz prędkości obrotowej  $n$  wału o średnicy  $d$**

Przedstawione na rys. 5 graficzne zależności  $P_{VD} = f(v, d)$  aproksymować można wzorem:

$$P_{VD} = 0,1475 d \cdot V = 7,723 d^2 \cdot n \cdot 10^{-6} \quad (13)$$

gdzie:  $P_{VD}, W$  - straty mocy w węźle uszczelniającym,  
 $d, mm$  - średnica wału,  
 $V, m/s$  - prędkość obwodowa odpowiadająca podanym na rysunku średnicom wału,  
 $n, min^{-1}$  - prędkość obrotowa wału.

Rozszerzenie zakresu praktycznego wykorzystania zależności (13) wymaga uwzględnienia zarówno temperatury roboczej (temperatury natryskowego strumienia oleju lub oleju w misce olejowej przy smarowaniu zanurzeniowym) oraz klasy lepkościowej VG oleju. Wg [6] można skorzystać z empirycznego wzoru jak niżej:

$$P_{VD} = \{145 - 1,6v_d + 350 \log [\log (VG + 0,8)]\} d^2 \cdot n \cdot 10^{-7} \quad (14)$$

gdzie:  $v_d, ^\circ C$  - temperatura oleju zasilającego strefę zazębienia,  
 VG - klasa lepkości oleju przekładniowego; lepkość kinematyczna nominalna w temperaturze  $40^\circ C$  ( $V 40^\circ C$ ).

Na podstawie wzoru (14) sporządzono nomogram (rys. 6) pozwalający w prosty sposób wyznaczyć straty w wargowym uszczelnieniu stykowym wału.

Przykładowo, jak to pokazano na rysunku 6 dla przekładni smarowanej olejem o temperaturze 100°C i klasie lepkości ISO VG 68 dla uszczelnianego wału o średnicy  $d=100\text{mm}$  obracającego się z prędkością obrotową  $n=1000\text{min}^{-1}$  straty mocy w uszczelnieniu wynoszą  $P_{VD} \cong 80\text{W}$ .

Z analizy zależności (14) oraz rysunku 6 wynika, że straty w uszczelnieniu rosną ze wzrostem: lepkości oleju, prędkości obrotowej i średnicy wału. Również z uwagi na to, że lepkość oleju smarującego istotnie zależy od temperatury, występują znacząco większe straty w niskich temperaturach użytkowania (np. przy rozruchu).

Uwaga ta jest szczególnie ważna dla olejów smarnych charakteryzujących się niskim wskaźnikiem lepkości ( $WL \leq 100$ ) a więc cechujących się znacznym wzrostem lepkości przy spadku temperatury.

#### **4. MOŻLIWOŚCI POPRAWY SPRAWNOŚCI UKŁADU PRZENIESIENIA MOCY CZOŁU T-72 POPRZEZ ZASTOSOWANIE OLEJU O ZMINIMALIZOWANEJ LEPKOŚCI**

Jak wykazano, zastosowanie do smarowania przekładni układu napędowego oleju o obniżonej lepkości może być jednym z kierunków redukcji strat mocy w tym układzie, a więc wzrostu mocy efektywnej i dynamiki ruchu analizowanego czołgu T-72.

Obniżenie lepkości nawet 2-krotnie, przy stosowanym sposobie smarowania natryskowego, nie spowoduje istotnych zmian oporów tarcia w zazębieniach i łożyskach.

Spowodowany poprzez przyjęcie oleju o obniżonej lepkości nieznaczny wzrost tarcia przy obciążeniu roboczym można złagodzić poprzez wprowadzenie rozwiązań układu smarowania natryskowego z wielokierunkowym rozdziałem strugi w przekładni (jak to przykładowo przedstawiono w pracy [3]). Przyjęcie natomiast oleju o obniżonej lepkości, jak to wykazano, spowoduje spadek strat przy tzw. ruchu jałowym (np. w fazach rozruchowych pojazdu) oraz poprawi cyrkulację i zwiększy efektywność chłodzenia przez olej. Ponadto zastosowanie oleju z grupy ATF może znacząco ograniczyć grzanie się i drgania, występujących w układzie przeniesienia napędu, sprzęgieł wielopłytkowych oraz przyczyni się do wzrostu ich trwałości.

W tabelicy 4 przytoczono niektóre główne właściwości możliwych do zastosowania w smarowaniu przekładni czołgu T-72 olejów z grupy ATF w miejsce stosowanego obecnie oleju wielofunkcyjnego ODYS SAE 5W-40.

Analizując dane zawarte w tej tabelicy można stwierdzić, że oleje ATF względem oleju ODYS SAE 5W-40 cechują się 2 – 3 krotnie mniejszą lepkością w temperaturze 100°C, podwyższonym wskaźnikiem lepkości oraz obniżoną temperaturą płynięcia. Zastosowanie, więc olejów ATF jako medium smarująco-chłodzącego może przyczynić się znacznie do obniżenia oporów ruchu jałowego, złagodzenia stanów rozruchu układu napędowego czołgu oraz zwiększenia trwałości elementów układu, a zwłaszcza wielopłytkowych sprzęgieł ciernych.

Na podstawie danych zawartych w tabelicy 4 można stwierdzić, że:

- \* stosowany obecnie olej ODYS 5W-40 przeznaczony jest do smarowania silnika napędzającego, układu przeniesienia napędu (przekładni pośredniej, skrzynki biegów, przekładni bocznych), przekładni wentylatora oraz innych węzłów kinematycznych. Następuje tu, więc zespolenie wielu wymagań bardzo odbiegających od siebie. Dotyczy to zwłaszcza silnika i układu przekładni,

- \* bardziej optymalnym z punktu widzenia funkcjonalności a zwłaszcza trwałości i sprawności (stanu termicznego) jest wyodrębnienie dwóch oddzielnych układów:
- układu smarowania silnika (olejem silnikowym o odpowiednich właściwościach),
  - układu smarowania przekładni (olejem przekładniowym).

Z uwagi na to, że istotnymi elementami układu przeniesienia mocy są sprzęgła wielopłytkowe medium smarującym winien być olej z grupy ATF stosowany szeroko w automatycznych skrzynkach biegów a uwzględniający szczególne wymagania (ograniczenie drgań i temperatury oraz podwyższenie trwałości) wynikające z niezawodności układu włączania i wyłączania poszczególnych biegów,

Tablica 4. Porównanie niektórych właściwości stosowanego oleju ODYS 5W-40 (kod MPS: 0-0179) oraz wybranych olejów z grupy ATF (Automatic Transmission Fluid)

Lp.	Właściwość	Rodzaj oleju			
		ODYS 5W-40 wg MPS-0-9179 WT-2000/RC-39	HIPOL ATF II D (F-ma JEDLICZE) wg TWT RNJe-8/95	ATF-DEXRON II E (F-ma FRAGOL) 1992 wg [6]	ATF-RENOFLUID 3000 (F-ma FUCHS) 1993 wg [6]
1.	Gęstość (kg/dm <sup>3</sup> )	—	—	0,867	0,871 (w temp. 15°C)
2.	Lepkość kinematyczna: (mm <sup>2</sup> /s)	15 ÷ 16,3	5,5	7,4	7,9
	w temperaturze 100°C				
	w temperaturze 40°C	—	—	34,3	42,1
3.	Wskaźnik lepkości (b.w.) nie mniej niż	150	—	176	162
4.	Temperatura zapłonu (°C) nie mniej niż	200	160	184	210
5.	Temperatura płynięcia (°C) nie wyższa niż	-40	—	-48	-42
6.	Własności przeciwzużyciowe: średnica skazy na aparacie 4 kulowym (mm)	0,50	0,45	—	—
7.	Stopień zatarcia (b.w.) określony na tribometrze FZG	≥10	≥11	—	—

- \* stosowany olej 5W-40 cechuje się w temp. 100°C około dwukrotnie wyższą lepkością niż oleje z grupy ATF. Skutkiem tego jest: dla wymaganego natężenia strugi oleju występuje zwiększony pobór mocy pompy, trudność w utrzymaniu ciągłości strugi (zwłaszcza w temperaturach ujemnych) oraz mniejsza efektywność cyrkulacyjnej chłonności cieplnej oleju,

- \* brak w oleju ODYS 5W-40 dodatków stabilizujących proces tarcia w stanach włączania – wyłączenia sprzęgieł wielopłytkowych powoduje zwiększone grzanie się oraz intensywniejsze zużywanie tarcz ciernych. Również z tego powodu dla utrzymania określonej temperatury przekładni (w której znaczący udział ma strumień ciepła tarcia wydzielającego się w sprzęgłach) wymagany jest zwiększony pobór mocy na chłodzenie układu napędowego.

## 5. PODSUMOWANIE

Wzrost efektywnej mocy napędu ruchu czołgu T-72, a zatem poprawę jego mobilności dla przyjętej mocy silnika napędowego można uzyskać zarówno drogą ograniczenia poboru mocy przez agregaty pomocnicze jak też w znaczącym stopniu poprzez redukcję strat tarcia w układzie przeniesienia napędu na koła gąsienicowe.

W opracowaniu scharakteryzowano rozplływ mocy dla struktury napędowej czołgu T-72 wskazując, że około 20% mocy całkowitej przypada na agregaty pomocnicze a kolejne 20 do 30% wynika ze strat powstających w węzłach kinematycznych układu napędowego. Przeprowadzona w niniejszym opracowaniu szczegółowa analiza wpływu oleju na straty tarcia w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach przekładni wykazała, że:

- straty tarcia wynikają głównie z biegu jałowego i są wyższe (dla łożysk znacznie wyższe) niż dla fazy pracy pod obciążeniem roboczym,
- straty tarcia wzrastają ze wzrostem lepkości oleju smarującego. Stąd jednym z kierunków redukcji strat tarcia w zazębieniach i łożyskowaniach jest zastosowanie do smarowania przekładni oleju o niższej lepkości, ale z dodatkami stabilizującymi procesy tarcia (np. olej smarująco-chłodzący typu ATF),
- dla uzyskania minimalnych strat tarcia w przekładniach układu przeniesienia mocy należy wyodrębnić oddzielny układ smarowania nie łącząc go z układem smarowania silnika napędzającego.

## 6. LITERATURA

- [1] Poprawa mobilności czołgu T-72. Praca własna OBRUM, Gliwice, luty 2002 (opracowanie niepublikowane).
- [2] LINKE H.: Stirnradverzahnung: Berechnung – Werkstoffe – Fertigung. Carl Hanser-Verlag, München – Wien 1996
- [3] LANGENBECK K., GREINER J.: Schmierstoffsparende Zahnräder. Antriebstechnik, (28) Nr.5, 1989
- [4] FÖRSTER H.J.: Automatische Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten. Springer – Verlag, Berlin; Heidelberg, New York 1990.
- [5] SKF – Hauptkatalog Nr. 3200/IX, Wyd. 1986
- [6] Firma FREUDENBERG: Simmerring /Radial – Wellendichtringe, Katalog Nr 100, Wyd. 1986.
- [7] BURDZIŃSKI Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. WKiŁ, Warszawa 1972.
- [8] SPAŁEK J.: Smarowanie przekładni zębatych - zagadnienia teoretyczne. Politechnika Śląska, Gliwice 2000, 48 stron.
- [9] SPAŁEK J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.

## **ANALYSIS OF INFLUENCE OF LUBRICATION ON POWER LOSSES IN PROPULSION TRANSMISSION SYSTEM OF A TRACKED VEHICLE**

**Abstract:** Problems are presented of improvement in mobility of a tracked vehicle by increase in the effective power, obtained by reduction in losses in the drive transfer system. Basing on the general balance of power losses generated in meshes, bearings and seals of the transmission, a detailed analysis of influence of lubricating oil on these losses was carried out. It was proved that both for the idle run phase (in particular) and for operation at the operating load, the use of oil of decreased viscosity and containing additives stabilizing friction processes in kinematics nodes is advantageous.

Recenzent: dr inż. Andrzej SZAFRANIEC