

Jacek SPAŁEK*, **Maciej KWAŚNY***

WPLYW PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA STRATY MOCY W ZAZĘBIENIU WALCOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

**ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF BASIC
CONSTRUCTIONAL PARAMETERS ON POWER LOSSES IN
THE MESHING OF A TOOTHED CYLINDRICAL GEAR**

Słowa kluczowe:

przekładnia zębata, tarcie i smarowanie, straty mocy

Key-words:

transmission, friction and lubrication, power losses

Streszczenie

Sprawność przekładni zębatej w znaczącym stopniu zależy od strat mocy generowanych w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach. Wiel-

* Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii, Instytut Mechanizacji Górnictwa, ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, tel./fax.: (032) 237 15 84, e-mail: jacek.spalek@polsl.pl; e-mail: maciej.kwasny@polsl.pl

kość tych strat jest uzależniona od tarcia w wymienionych węzłach przekładni określonych m.in. przez ich cechy konstrukcyjne i warunki smarowania. W opracowaniu przedstawiono wyniki numerycznej analizy strat mocy w zazębieniu przekładni walcowej w funkcji przełożenia, liczby zębów koła czynnego, modułu zazębienia oraz klasy lepkości oleju smarującego.

WPROWADZENIE

Efektywność eksploatacyjna układu napędowego maszyny zależy od szeregu parametrów techniczno-ruchowych, a w tym w znaczącym stopniu 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 organu wykonawczego maszyny roboczej. Są one sumą strat cząstkowych P_{Ri} generowanych w poszczególnych węzłach kinematycznych układu, a więc:

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

Z zależności (1) wynika, że zwiększenie mocy efektywnej 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 oraz 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. Zagadnienie to jest szczególnie istotne dla przekładni planetarnych z coraz częściej stosowanymi kołami o uzębieniu wysokim [L. 1, 4, 5, 7, 8].

Straty mocy w przekładni zębatej P_V (zarówno klasycznej, jak i planetarnej) są sumą strat w zazębieniu P_{VZ} , łożyskowaniu P_{VL} , uszczelnie-

niach P_{VD} oraz układach pomocniczych (np. pompa oleju) P_{VX} , co można zapisać w postaci:

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

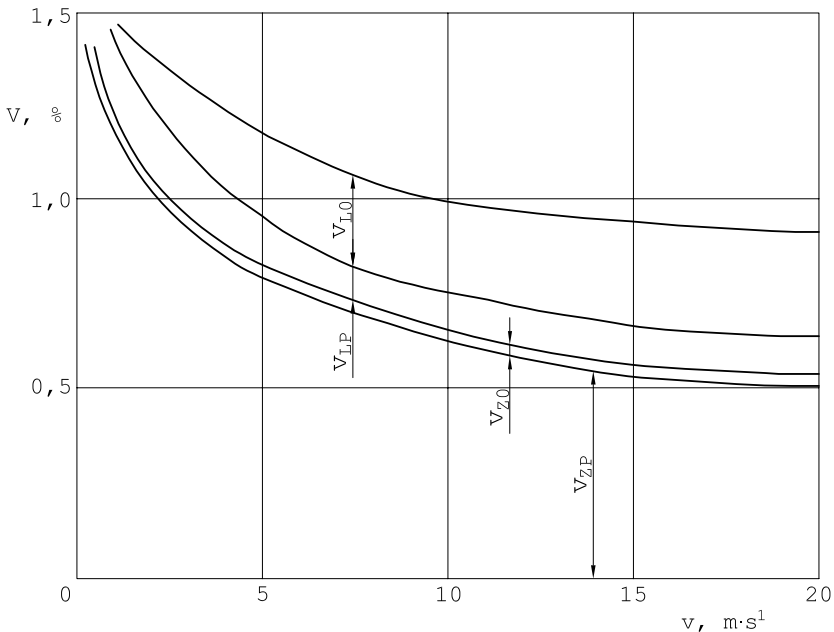
Straty w zazębieniach i łożyskowaniach można uważać jako wynikające z biegu jałowego P_{VO} oraz z przenoszenia obciążenia roboczego P_{VP} , czyli:

$$P_{VZ} = P_{VZO} + P_{VZP}, \quad P_{VL} = P_{VLO} + P_{VLP} \quad (3)$$

Współczynnik strat ogólnych V definiowany jest zazwyczaj jako:

$$V = \frac{P_V}{P_M} \quad (4)$$

Na **Rys. 1** dla przykładowej przekładni zębatej przedstawiono przebiegi współczynnika strat mocy w zazębieniach (V_{ZO} i V_{ZP}) i łożyskowaniach (V_{LO} i V_{LP}) dla „biegu” jałowego i pod obciążeniem roboczym.



Rys. 1. Ilustracja strat w zazębieniach i łożyskowaniach (P_{VZ} i P_{VL}) dla przykładowej przekładni zębatej

Fig. 1. An illustration of losses in meshing and bearing for an exemplary gear

Z **Rys. 1** widać, że w sumarycznych stratach mocy w zazębieniu znaczące są straty spowodowane obciążeniem roboczym, podczas gdy dla tocznych łożyskowań wałów głównymi są straty dla biegu jałowego przekładni.

STRATY MOCY W ZAZĘBIENIU

Straty w zazębieniu przy przenoszonej mocy nominalnej P_N można określić jako [**L. 2**]:

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

gdzie:

P_Z – moc strat w zazębieniu,

μ_{mz} – średni współczynnik tarcia w zazębieniu,

H_V – współczynnik strat w zazębieniu zależny od postaci zazębienia [**L. 3**] oraz cech materiałowych współpracujących kół [**L. 6**].

Średnią wartość współczynnika tarcia na odcinku zazębienia 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:

μ_{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 VG 68-220 wartość $\mu_{mz} = 0,028-0,037$,

F_{bz}/b – jednostkowa siła normalna w zazębieniu odniesiona do szerokości koła zębatego,

K_A – współczynnik zastosowania (przeciążenia) przekładni,

$v_{\Sigma m}$ – sumaryczna prędkość obwodowa $v_{\Sigma m} = 2v_w \cdot \sin \alpha_t$, przy czym:

v_w, α_t – odpowiednio: prędkość i kąt przyporu na średnicy tocznej d_{w1} ,

ρ_m – zastępczy promień krzywizny zarysów zębów:

$\rho_m = \frac{1}{2} d_{w1} \cdot \sin \alpha_t \frac{u}{u+1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b}$, przy czym: u – przełożenie danego stopnia, β_b – kąt pochylenia linii zębów,

η_M – współczynnik lepkości dynamicznej strugi oleju w temperaturze roboczej, przy czym: $\eta_m = v_b \cdot \gamma$,

v_b – lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej,
 γ – gęstość oleju w temperaturze roboczej ($\gamma = 0,87-0,940 \text{ kg/m}^3$),
 X_R – współczynnik chropowatości powierzchni zębów zębnika (R_{a1})
 i koła (R_{a2}):

$$X_R = 3,8 \left(\frac{R_a}{d_{w1}} \right)^{0,25}, \text{ przy czym } R_a = \frac{1}{2} (R_{a1} + R_{a2}),$$

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 analizy zależności (6) i wielkości ją określających wynika, że:

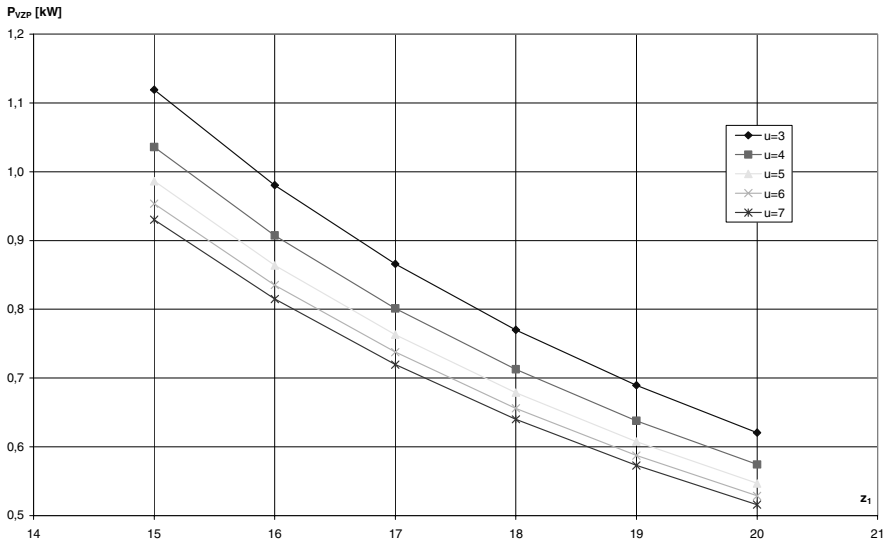
- współczynnik tarcia istotnie zależy od rodzaju oleju smarującego. Zastosowanie oleju syntetycznego może spowodować obniżenie współczynnika tarcia w zazębieniu nawet o 40% względem wartości uzyskiwanych dla smarowania olejem mineralnym,
- z analizy wzoru (6) wynika, że współczynnik lepkości dynamicznej η występuje w potęgze -0,05, co oznacza, że 3-krotna zmiana klasy lepkości oleju, np. z VG-150 na VG-46, powoduje wzrost współczynnika tarcia o 5,6% (co dla przykładowej wartości $\mu_m = 0,040$ oznacza zmianę na $\mu_m' = 0,0422$). Zatem straty tarcia w zazębieniu w małym stopniu zależą od klasy lepkości zastosowanego oleju.

WYNIKI ANALIZY NUMERYCZNEJ STRAT MOCY W ZAZĘBIENIU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

W celu określenia strat mocy dla przekładni o obciążeniu nominalnym 100 kW przeprowadzono analizę numeryczną (z wykorzystaniem arkusza kalkulacyjnego Microsoft Excel oraz programu Mathcad) w funkcji następujących parametrów konstrukcyjnych:

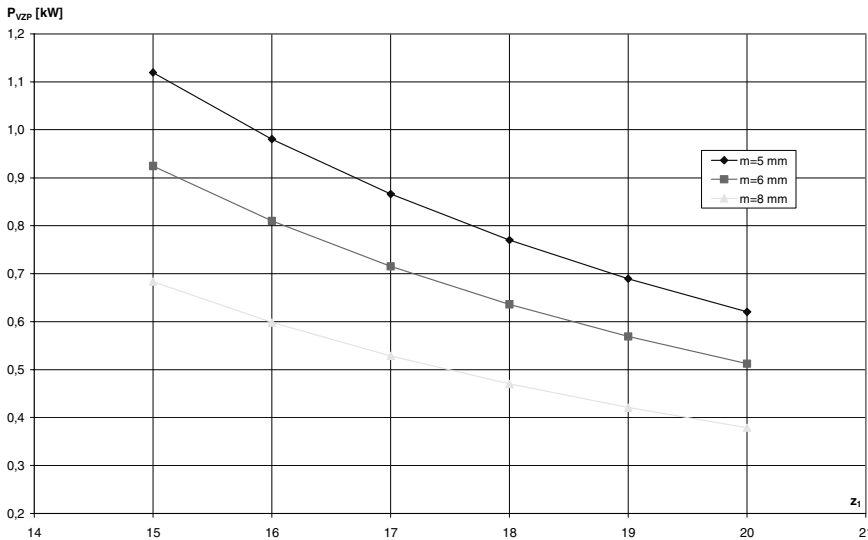
- liczby zębów koła czynnego (**Rys. 2**),
- przełożenia danego stopnia przekładni (**Rys. 3**),
- modułu w przekroju normalnym (**Rys. 4**),
- klasy lepkości zastosowanego oleju (**Rys. 4**).

Do rozważań przyjęto powszechnie stosowaną przekładnię walcową (z nieruchomymi osiami wałów), o ewolwentowym zarysie zębów.



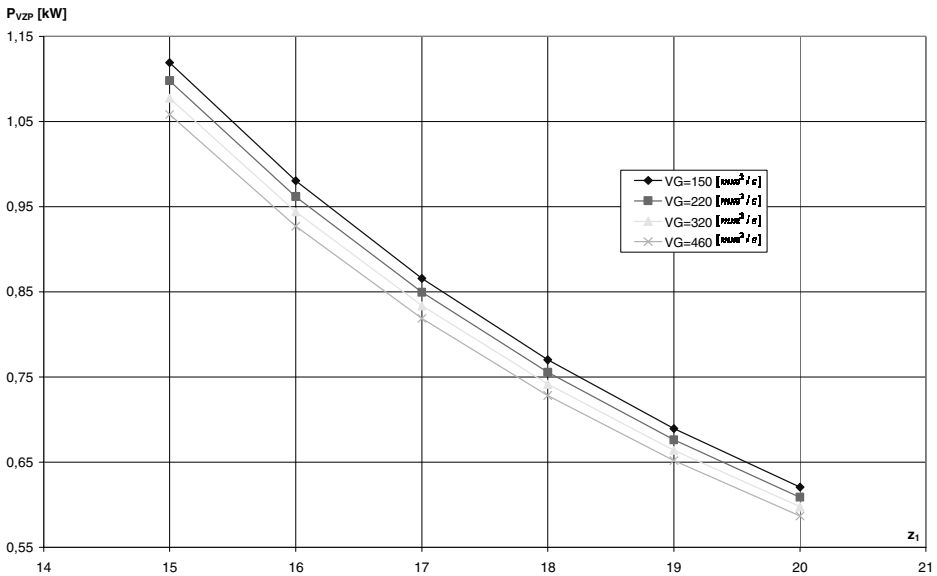
Rys. 2. Wpływ liczby zębów koła czynnego z_1 oraz przełożenia u (przy stałych wartościach $P_N = 100$ kW, $m = 5$ mm, VG 150 mm²/s) na straty mocy w zazębieniu

Fig. 2. Influence of shift and number of teeth in the circuit wheel on power losses in meshing



Rys. 3. Wpływ liczby zębów koła czynnego z_1 oraz modułu m (przy stałych wartościach $P_N = 100$ kW, $u = 3$ mm, VG 150 mm²/s) na straty mocy w zazębieniu

Fig. 3. Influence of module and number of teeth in the circuit wheel on power losses in meshing



Rys. 4. Wpływ liczby zębów koła czynnego z_1 oraz lepkości oleju smarującego VG (przy stałych wartościach $P_N = 100$ kW, $m = 5$ mm, $u = 3$) na straty mocy w zazębieniu

Fig. 4. Influence of stickiness of oil lubricant and number of teeth in the circuit wheel on power losses in meshing

PODSUMOWANIE

Sprawność przekładni zębatej jest jednym z najważniejszych kryteriów oceny jakości konstrukcyjnej i eksploatacyjnej przekładni. Decydujący udział w sumarycznych stratach mocy generowanych w zazębieniu przekładni stanowią straty podczas jej pracy pod obciążeniem roboczym. Postać konstrukcyjna zazębienia oraz warunki smarowania stanowią kluczowe zagadnienie w ograniczeniu tych strat a zatem w podnoszeniu sprawności i obniżaniu temperatury pracy przekładni.

Przeprowadzona w niniejszym opracowaniu analiza pracy przekładni pod obciążeniem roboczym wykazuje, że:

- ze wzrostem liczby zębów oraz wartości modułu koła czynnego następuje zmniejszenie strat mocy,
- ze wzrostem przełożenia danego stopnia maleją straty mocy przekładni,
- zastosowanie oleju o większej lepkości powoduje spadek strat mocy w zazębieniu.

LITERATURA

1. Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
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. Spałek J.: Smarowanie przekładni zębatych – zagadnienia teoretyczne. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 2000.
5. Spałek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
6. Skoć A., Spałek J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 1, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.
7. Skoć A., Spałek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.
8. Skoć A., Němček M. (red.): Identyfikacja stanu dynamicznego i trwałości przekładni zębatych z kołami o uzębieniu wysokim. Monografia 164. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008.

Recenzent:
Marek WIŚNIEWSKI

Summary

Efficiency of gear depends, in significant measure, on power losses that occur in meshing, bearing and sealing. An amount of these losses depends on friction conditions in the named nodes of gear design, and it is defined generally by means of lubrication. In the paper, there are the presented results of the numerical analysis of power losses in meshing heavy loaded gears with an involute profile of teeth in the function of basic constructional parameters and in the function of the viscosity of lubricant.