

Jacek SPAŁEK
Maciej KWAŚNY
Szymon BOCHENEK

ANALIZA STRAT MOCY W ZAZĘBIENIU WALCOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie: Sprawność przekładni zębatej w znaczącym stopniu zależy od strat mocy generowanych w ząbieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach. Wielkość tych strat jest uzależniona od tarcia w wymienionych węzłach kinematycznych przekładni określonych m.in. przez ich cechy konstrukcyjne i warunki smarowania. W opracowaniu przedstawiono wyniki numerycznej analizy strat mocy w ząbieniu przekładni walcowej w funkcji przełożenia, liczby zębów koła czynnego, modułu ząbienia oraz klasy lepkości oleju smarującego.

Słowa kluczowe: przekładnie zębate, smarowanie, straty mocy.

1. WPROWADZENIE

Funkcjonalność eksploatacyjna układu napędowego pojazdu czy maszyny roboczej zależy od szeregu parametrów techniczno-ruchowych, a w tym w głównym stopniu od mocy efektywnej napędu, której wartość wynika z ogólnej zależności [1, 2]:

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

gdzie:

- P_e – moc efektywna napędu,
- P_M – moc silnika napędzającego,
- P_P – moc przeznaczona do zasilania urządzeń pomocniczych (np. układu smarowania),
- 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 co ma szczególne znaczenie w pojazdach gąsienicowych, w których moc napędu sięga często 1000 kW [4]. 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 ząbieniach, 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 [2, 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} , uszczelnieniach P_{VD} oraz układach pomocniczych (np. pompa oleju, wentylator) P_{VX} , co można zapisać w postaci:

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

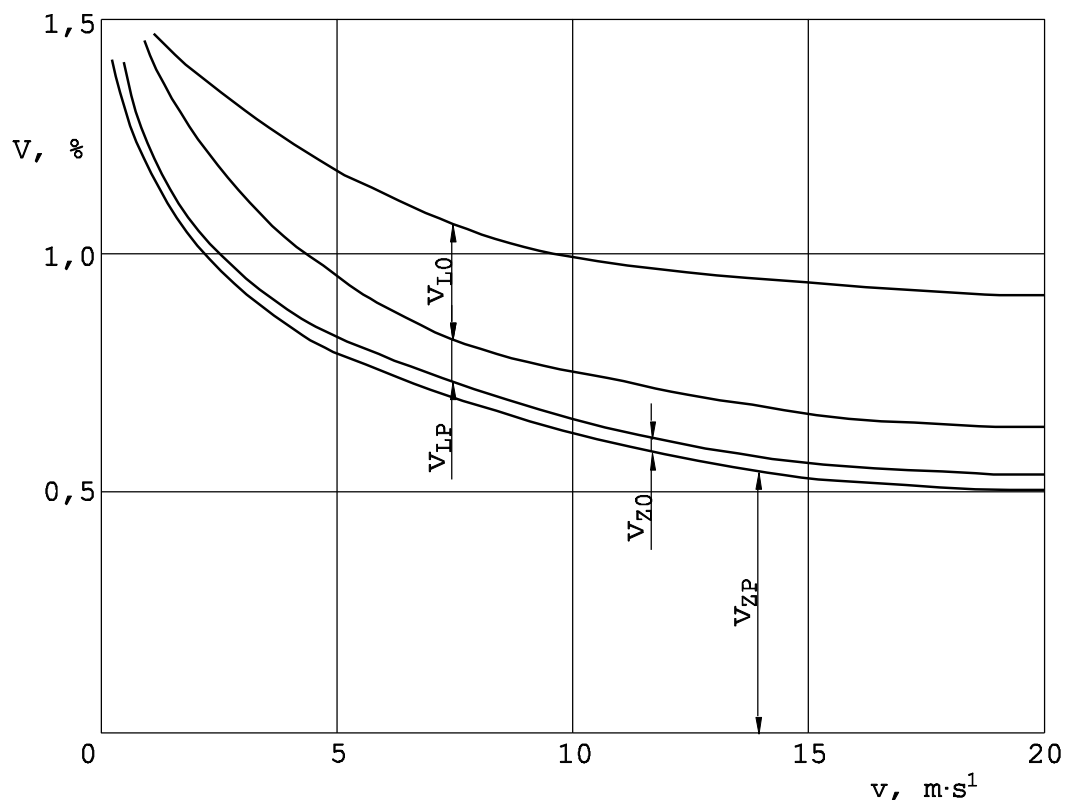
Straty w zazębieniach i łożyskowaniach można uważać jako wynikające z biegu jałowego P_{VO} oraz z przenoszenia obciążenia roboczego P_{VP} , czyli:

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

Współczynnik strat ogólnych V definiowany jest zazwyczaj jako:

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

Na rysunku 1 dla przykładowej przekładni zębatej przedstawiono przebiegi współczynnika strat mocy w zazębieniach (V_{Z0} i V_{ZP}) i łożyskowaniach (V_{L0} i V_{LP}) dla „biegu” jałowego i pod obciążeniem roboczym.



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

Na rysunku 1 widoczne jest, że w sumarycznych stratach mocy w zazębieniu znaczące są straty spowodowane obciążeniem roboczym, a straty bez obciążenia są kilkakrotnie mniejsze, podczas gdy dla tocznych łożyskowań wałów głównymi są straty generowane w fazie ich pracy bez obciążenia roboczego.

2. STRATY MOCY W ZAZĘBIENIU OBCIĄŻONYM

Straty w zazębieniu przekładni zębatej przy przenoszanej mocy nominalnej P_N można określić jako [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 [3] oraz cech materiałowych współpracujących kół [6].

Średnią wartość współczynnika tarcia na odcinku zazębienia pary kół można określić z zależności [2]:

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

gdzie:

- μ_{mz} – średnia wartość współczynnika tarcia zależna od rodzaju oleju; z badań wynika, że dla oleju mineralnego w klasach lepkości VG 100÷220 wartość $\mu_{mz}=0,04$, a dla olejów syntetycznych w klasach lepkości VG 68÷220 wartość $\mu_{mz}=0,028÷0,037$,
- F_{bz}/b – jednostkowa siła normalna w zazębieniu odniesiona do szerokości koła zębatego b ,
- K_A – współczynnik zastosowania (przeciążenia) przekładni,
- $v_{\Sigma m}$ – sumaryczna prędkość obwodowa koła zębatego $v_{\Sigma m} = 2 v_w \cdot \sin \alpha_t$, przy czym: v_w, α_t – odpowiednio: prędkość i kąt przyporu na średnicy tocznej d_{w1} ,
- ρ_m – zastępczy promień krzywizny zarysów zębów: $\rho_m = \frac{1}{2} d_{w1} \cdot \sin \alpha_t \cdot \frac{u}{u+1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b}$, przy czym: u – przełożenie danego stopnia, β_b – kąt pochylenia linii zębów,
- η_M – współczynnik lepkości dynamicznej strugi oleju w temperaturze roboczej, $\eta_m = v_b \cdot \gamma$, przy czym: v_b – lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej,
- γ – gęstość oleju w temperaturze roboczej (zazwyczaj $\gamma = 870÷940 \text{ kg/m}^3$),
- X_R – współczynnik chropowatości powierzchni zębów zębownika (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 można przyjąć $X_L=1,0$; dla oleju polialfaoleinowego lub estrowego $X_L=0,8$ a 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 25% względem wartości uzyskiwanych dla smarowania olejem mineralnym,

- z analizy wzoru (6) wynika, że współczynnik lepkości dynamicznej oleju 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 tylko 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.

3. STRATY MOCY W ZAZĘBIENIU PRZY PRACY PRZEKŁADNI BEZ OBCIĄŻENIA ROBOCZEGO

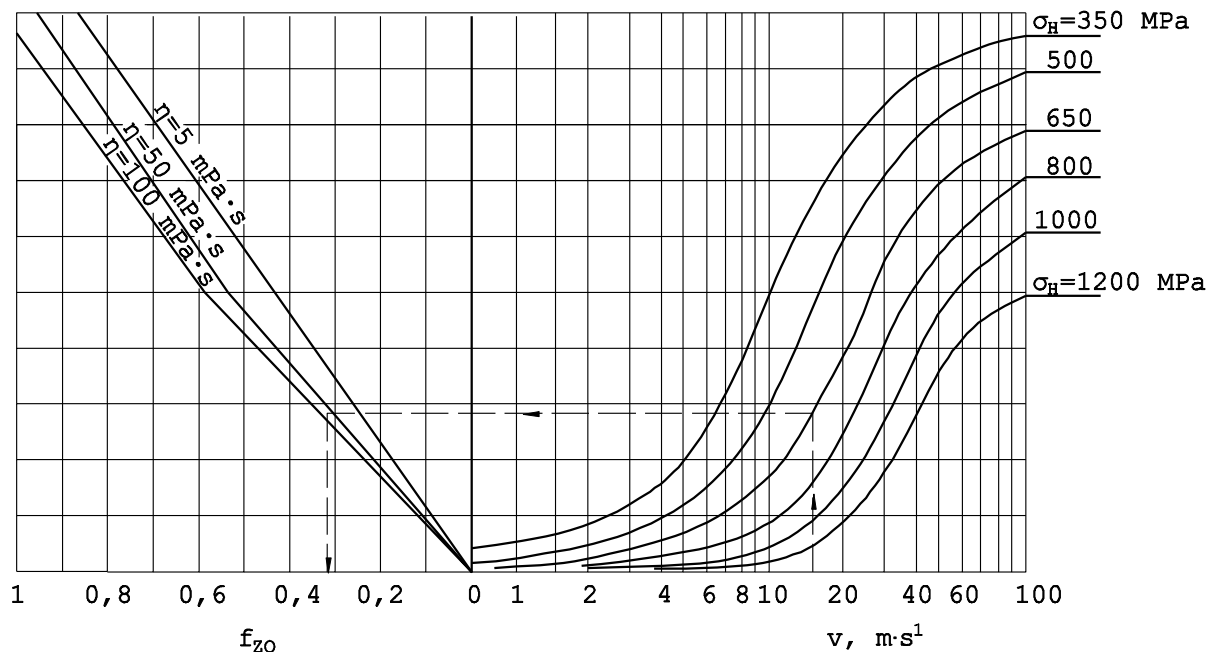
Dla przypadku smarowania natryskowego współczynnik strat tarcia w zazębieniu przy biegu jałowym (bez obciążenia) V_{ZO} można określić w odniesieniu do strat V_{ZP} podczas pracy przekładni z obciążeniem, wprowadzając pojęcie współczynnika oporu biegu jałowego f_{ZO} w postaci:

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

przy czym:

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

Na rysunku 2 przedstawiono bazujący na zależności (7) nomogram pozwalający wg [2, 3] wyznaczyć współczynnik oporu w zazębieniu podczas pracy przekładni bez obciążenia (na biegu jałowym) w zależności od naprężenia stykowego σ_H oraz lepkości dynamicznej η zastosowanego oleju smarującego.



Rys. 2. Nomogram dla wyznaczenia współczynnika strat tarcia w zazębieniu f_{ZO} podczas pracy przekładni bez obciążenia w zależności od wielkości charakteryzujących przekładnię przy danym obciążeniu roboczym

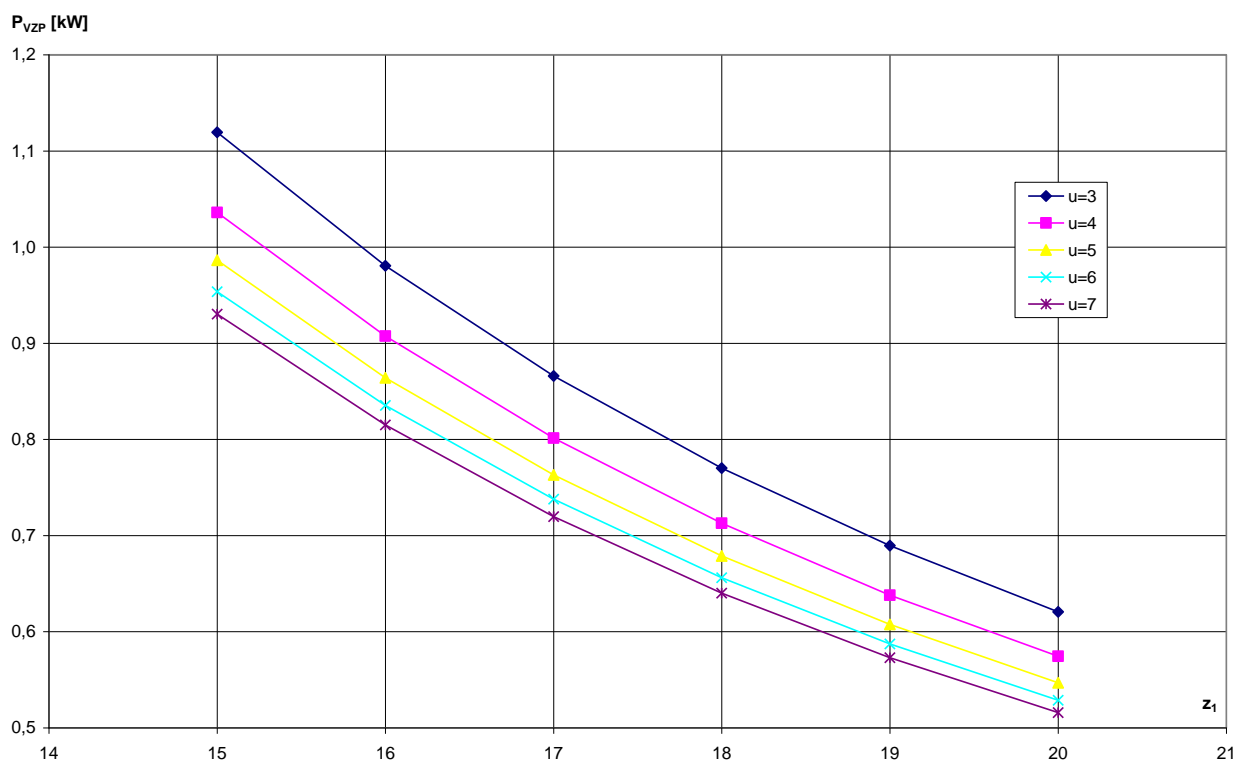
Z rysunku 2 wynika, że udział strat obciążenia na biegu jałowym maleje ze wzrostem obciążenia roboczego (definiowanego tu jako naprężenie stykowe σ_H) oraz są wyższe dla rosnących prędkości obwodowych koła zębatego. Przykładowo dla rosnących prędkości $v = 15$ m/s, naprężenia stykowego $\sigma_H = 650$ MPa i lepkości oleju $\eta = 50$ mPas współczynnik

strat na biegu jałowym $f_{z0} \approx 0,32$. Aby określić wartość strat generowanych w ząbieniach pod obciążeniem roboczym należałoby wykonać badania doświadczalne konkretnej przekładni lub jak to zostanie przedstawione w następnym rozdziale opracowania przeprowadzić obliczenia numeryczne z wykorzystaniem reguł określających wpływ parametrów konstrukcyjnych na powstające straty mocy w przekładni.

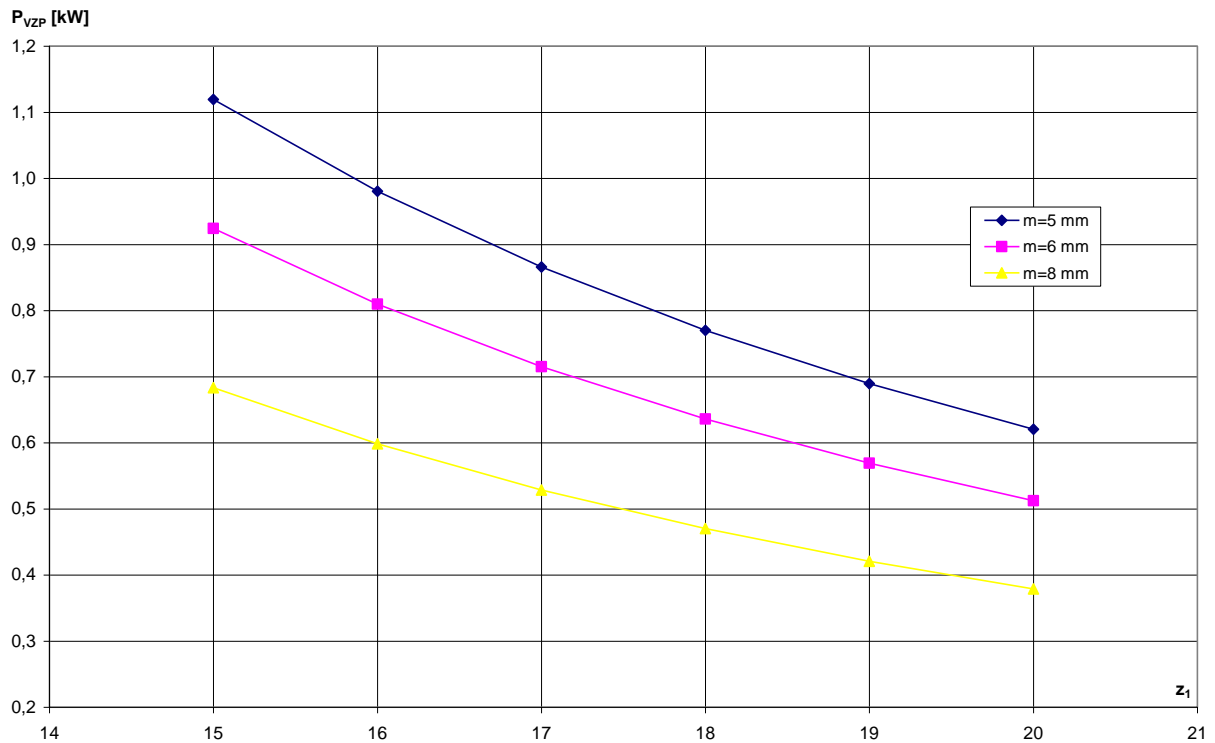
4. WYNIKI ANALIZY NUMERYCZNEJ STRAT MOCY W ZĄBIENIU

W tym opracowaniu dla określenia strat mocy wybrano powszechnie stosowaną przekładnię walcową (z nieruchomymi osiami wałów o ewolwentowym zarysie zębów) wzorcową o obciążeniu nominalnym 100 kW i przeprowadzono analizę numeryczną w funkcji następujących parametrów konstrukcyjnych:

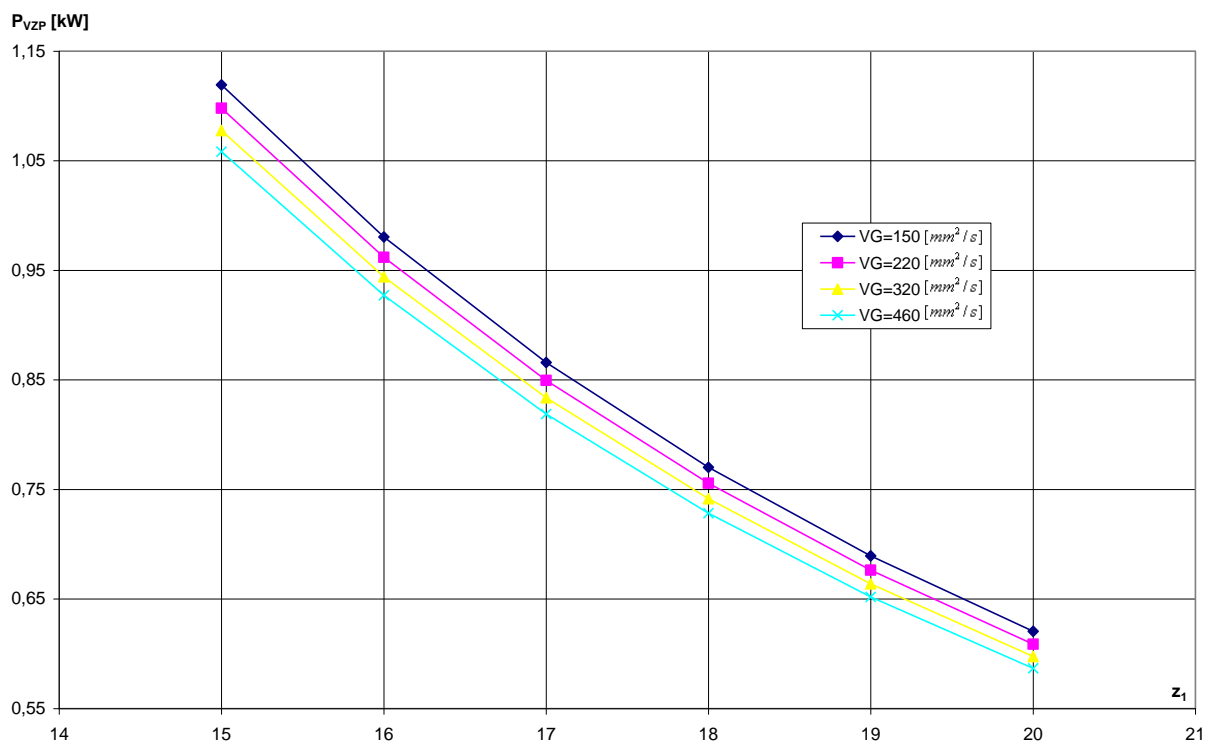
- liczby zębów koła czynnego (rys. 3),
- przełożenia danego stopnia przekładni (rys. 4),
- modułu w przekroju normalnym (rys. 5),
- klasy lepkości zastosowanego oleju (rys. 5).



Rys. 3. 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 P_{VZP} w ząbieniu pod obciążeniem roboczym



Rys. 4. 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 P_{VZP} w zazębieniu pod obciążeniem roboczym



Rys. 5. 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 P_{VZP} w zazębieniu pod obciążeniem roboczym

5. 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 numeryczna pracy przekładni pod obciążeniem roboczym oraz na biegu luzem 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 nieznaczny spadek strat mocy w zazębieniu; istotniejszą redukcję strat uzyskujemy przy zastosowaniu oleju syntetycznego zamiast oleju mineralnego,
- straty mocy w przekładni wynikają głównie z wielkości przenoszonego obciążenia roboczego.

6. 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] Spalek J., Knapczyk H., Masły S., Wilk A.: Analiza wpływu smarowania na straty mocy w układzie przeniesienia napędu pojazdu gąsienicowego. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe. (19) nr 1, 2004 str.: 23-38.
- [5] Spalek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [6] Skoć A., Spalek J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 1, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2006.
- [7] Skoć A., Spalek 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 zębatach z kołami o uzębieniu wysokim. Monografia 164. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008.

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

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

Key words: toothed gear, lubrication, loss power.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Antoni SKOĆ