

Jacek **SPAŁEK**
Roman **BUKOWSKI**

TEORETYCZNE OKREŚLENIE STANU CIEPLNEGO WALCOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie: W opracowaniu przedstawiono metodę oraz wyniki teoretycznej analizy stanu cieplnego przekładni zębatej z kołami walcowymi. Określono średnią temperaturę oleju smarującego jako funkcję cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych przekładni.

1. WPROWADZENIE

Dobór odpowiedniego oleju, zapewniającego właściwą pracę przekładni zębatej, wymaga znajomości wielu parametrów opisujących najogólniej pojęte jej obciążenie robocze. Jednym z nich jest spodziewana temperatura przekładni przenoszącej określoną moc. Wyznaczenie tej temperatury może odbywać się na drodze eksperymentalnej (w badaniach obiektu prototypowego) lub teoretycznie na podstawie przyjętych założeń konstrukcyjno-eksploatacyjnych. W tym ostatnim przypadku możliwe jest również – w oparciu o uzyskane wyniki symulacji komputerowej – dokonanie weryfikacji przyjętych założeń i ewentualne ich skorygowanie.

Należy jednak podkreślić, że analiza teoretyczna stanów termicznych przekładni zębatej jest zagadnieniem trudnym, spowodowanym wieloma czynnikami. Jednym z ważniejszych jest skomplikowana postać konstrukcyjna elementów przekładni utrudniająca zastosowanie metod analitycznych. Z tego powodu rozwiązanie teoretyczne można uzyskać stosując znaczne uproszczenia. Mimo tego otrzymane wyniki mogą być cenne ze względu na ich łatwość interpretacji oraz możliwość praktycznego wykorzystania. Należy przy tym założyć, że uzyskane wyniki winny zostać zweryfikowane w badaniach eksperymentalnych.

W przedstawionym opracowaniu, na podstawie ogólnych założeń, co do strat mocy w przekładni, jej struktury geometrycznej oraz warunków przejmowania ciepła do otoczenia określono średnią temperaturę T_w wnętrza (tzn. oleju i mgły olejowej) przekładni czołowej, klasycznej z nieruchomymi osiami wałów. Rozwiązanie podobnego zagadnienia dla przekładni planetarnej przedstawiono w publikacji [1]. Znajomość zależności temperatury oleju smarującego od różnych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych przekładni jest bardzo ważna. Mogą z niej bowiem wynikać wskazania, co do sposobów i intensywności chłodzenia, a także propozycje zmian konstrukcyjnych zmierzające do obniżenia wyłączenia termicznego przekładni.

2. PRZYJĘTE PODSTAWOWE ZAŁOŻENIA

Kierując się ogólnymi uwagami z pkt 1 upraszczającymi procedurę rozwiązania postawionego problemu przyjęto szereg założeń, a mianowicie:

- stan termiczny przekładni określa ciepło wydzielające się w wyniku tarcia w zazębieniach i w łożyskach. Ze względu na dostatecznie dużą prędkość obrotową tych elementów i intensywne ich obmywanie przez olej można przyjąć, że wydzielona energia strat rozkłada się równomiernie na powierzchni współpracujących elementów. Założenie to pozwala pominąć dynamiczny charakter rozkładów temperatury w elementach przekładni,

- upraszczając postać geometryczną przekładni przyjęto, że jej obudowę można przybliżyć prostopadłościanem o określonej szerokości, wysokości i długości (rys.1 i 2). Przyjęto, że grubości ścian obudowy przekładni są znacznie mniejsze od jej głównych wymiarów gabarytowych. Założono też, że obudowa wykonana jest z materiału dobrze przewodzącego ciepło co pozwala na zaniedbanie zmian temperatury po grubości ścianek,
- w ogólnym przypadku temperatura na powierzchniach poszczególnych ścian obudowy jest zróżnicowana. Szczególnie duże zmiany temperatury będą występować na powierzchni ścian wejściowej i wyjściowej, co jest powodowane wydzielaniem się ciepła w łożyskowaniach wałów. Jednakże w pewnym przybliżeniu można przyjąć, że każdą z tych ścian obudowy można scharakteryzować jej temperaturą średnią,
- przyjęto, że przejmowanie ciepła od elementów przekładni do oleju (mgły olejowej) oraz jego przekazywania na zewnątrz do otoczenia jest opisane przez prawo Newtona, przy stałych (niezależnych od temperatury) współczynnikach przejmowania ciepła [2]. Zaniedbano zależność współczynników przewodnictwa cieplnego, gęstości oraz ciepła właściwego od temperatury elementów przekładni. Założenie to jest dobrze spełnione, gdy różnice temperatur elementów przekładni nie przekraczają kilkudziesięciu stopni, co prawie zawsze jest warunkowane w założeniach konstrukcyjnych.

Zakładając, że przenoszona przez przekładnię moc wynosi P , a jej sprawność η , moc strat tarcia P_s można wyznaczyć z zależności:

$$P_s = (1 - \eta)P \quad (1)$$

Z określonej wyżej całkowitej mocy strat P_s , jej części: P_{we} i P_{wy} przepływają poprzez łożyska bezpośrednio do ścian wejściowej i wyjściowej, odpowiednio:

$$P_{we} = \varepsilon_{we} P_s; \quad P_{wy} = \varepsilon_{wy} P \quad (2)$$

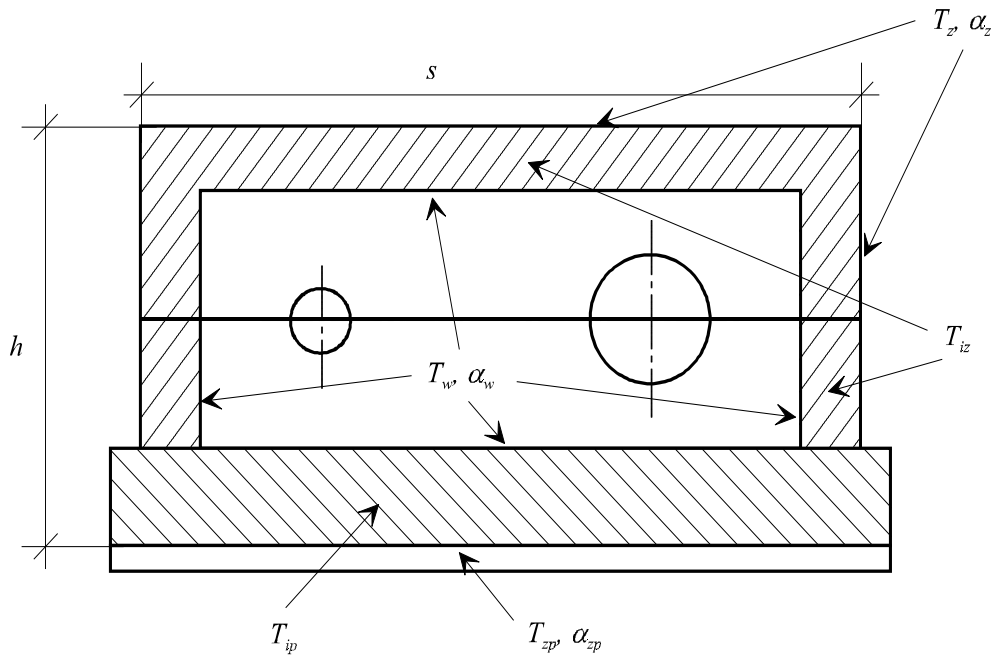
przy czym współczynniki podziału mocy strat (ε_{we} , ε_{wy}) na powierzchnię osadzenia wałów wejściowego i wyjściowego przekładni spełniają nierówność:

$$\varepsilon_{we} + \varepsilon_{wy} \leq 1 \quad (3)$$

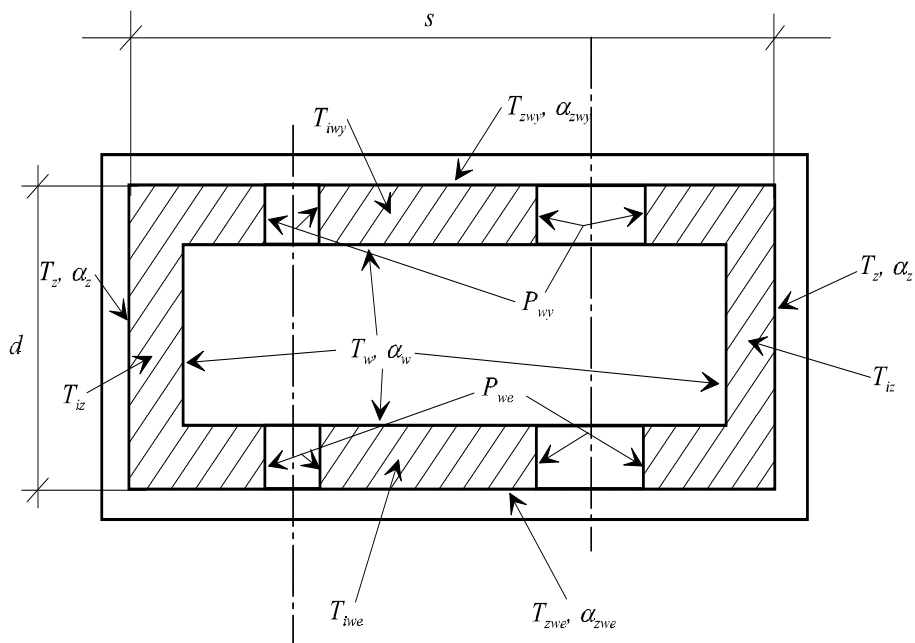
Jeśli uwzględnić oddawanie części ciepła przez te powierzchnie obudowy można przyjąć, że pozostała moc strat P_r przekazywana bezpośrednio do wnętrza przekładni (do oleju) wynosi:

$$P_r = P_s - P_{we} - P_{wy} \quad (4)$$

W powyższym równaniu bilansu cieplnego (4) nie uwzględniono części mocy strat odprowadzanych przez wały czynny i bierny przekładni. Jak wynika z pracy [3] poprzez te wały może odpływać nie więcej niż około 10% całkowitej energii strat wydzielającej się w przekładni.



Rys. 1. Uproszczony schemat obudowy – przekrój czołowy. Oznaczenia: s, h – szerokość i wysokość przekładni; $T_z, T_{zp}, \alpha_z, \alpha_{zp}$ – temperatura zewnętrzna otoczenia i zewnętrzne współczynniki przejmowania ciepła ścian bocznych i górnej oraz podstawy; T_{iz}, T_{ip} – temperatury średnie boków, pokrywy górnej oraz podstawy; T_w, α_w – temperatura wnętrza przekładni i współczynnik przejmowania ciepła do wewnętrznych powierzchni ścian obudowy.



Rys. 2. Uproszczony schemat obudowy przekładni – przekrój poziomy. Oznaczenia: s, d – szerokość i długość przekładni; $T_z, T_{zwe}, T_{zwy}, \alpha_z, \alpha_{zwe}, \alpha_{zwy}$ – temperatura zewnętrzna otoczenia i zewnętrzne współczynniki przejmowania ciepła boków i pokrywy, ścian wejściowej i wyjściowej; T_{iz}, T_{iwe}, T_{iwy} – temperatury średnie ścian bocznych i górnej, ścian wejściowej i wyjściowej; T_w, α_w – temperatura wnętrza przekładni i współczynnik przejmowania ciepła do wewnętrznych powierzchni obudowy; P_{we}, P_{wy} – moce strat dostarczane poprzez łożyska do ścian wejściowej i wyjściowej.

3. BILANS STRAT MOCY

Zgodnie z przyjętymi założeniami moce przekazywane z przekładni do otoczenia poprzez powierzchnie jej ścian zewnętrznych można przedstawić następująco [2]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{zz} &= \alpha_z (T_{iz} - T_z) S_z; & \dot{Q}_{zp} &= \alpha_{zp} (T_{ip} - T_{zp}) S_p, \\ \dot{Q}_{zwe} &= \alpha_{zwe} (T_{iwe} - T_{zwe}) S_{we}; & \dot{Q}_{zwy} &= \alpha_{zwy} (T_{iwy} - T_{zwy}) S_{wy}, \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie: \dot{Q}_{zz} , \dot{Q}_{zp} , \dot{Q}_{zwe} , \dot{Q}_{zwy} oznaczają odpowiednio moce przekazywane przez ściany boczne i górną, podstawę, wejściową i wyjściową. Odpowiednie pola tych powierzchni można wyrazić następująco (patrz rys.1 i 2):

$$\begin{aligned} S_z &= d(s + 2h); & S_p &= ds, \\ S_{we} &= hs - S_{owe}; & S_{wy} &= hs - S_{owy}, \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie: S_{owe} i S_{owy} są powierzchniami osadzenia łożysk w ścianach wejściowej i wyjściowej.

Moce ciepła przekazywane z wnętrza przekładni do odpowiednich ścian jej obudowy można wyrazić następująco:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{wz} &= \alpha_w (T_w - T_{iz}) S_z; & \dot{Q}_{wp} &= \alpha_w (T_w - T_{ip}) S_p, \\ \dot{Q}_{wwe} &= \alpha_w (T_w - T_{iwe}) S_{we} + P_{we}; & \dot{Q}_{wwy} &= \alpha_w (T_w - T_{iwy}) S_{wy} + P_{wy}, \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie: \dot{Q}_{wz} , \dot{Q}_{wp} , \dot{Q}_{wwe} , \dot{Q}_{wwy} oznaczono odpowiednio moce przekazywane do ścian bocznych i górnej, podstawy, wejściowej i wyjściowej.

4. TEMPERATURA WNEŹRZA PRZEKŁADNI I ŚREDNIE TEMPERATURY ŚCIAN OBUDOWY

W konsekwencji przyjętych założeń upraszczających moce strat przekazywane z wnętrza przekładni do danej ściany i z tej ściany na zewnątrz powinny być sobie równe, tzn:

$$\dot{Q}_{wz} = \dot{Q}_{zz}, \quad \dot{Q}_{wp} = \dot{Q}_{zp}, \quad \dot{Q}_{wwe} = \dot{Q}_{zwe}, \quad \dot{Q}_{wwy} = \dot{Q}_{zwy}. \quad (8)$$

Z tych równań można wyznaczyć średnie temperatury ścian obudowy przekładni. Wynoszą one odpowiednio:

$$\begin{aligned}
 T_{iz} &= \frac{\alpha_w T_w + \alpha_z T_z}{\alpha_w + \alpha_z}, & T_{ip} &= \frac{\alpha_w T_w + \alpha_{zp} T_{zp}}{\alpha_w + \alpha_{zp}}, \\
 T_{iwe} &= \frac{\alpha_w T_w + \alpha_{zwe} T_{zwe}}{\alpha_w + \alpha_{zwe}} + \frac{P_{we}}{S_{we}(\alpha_w + \alpha_{zwe})}, \\
 T_{iwy} &= \frac{\alpha_w T_w + \alpha_{zwy} T_{zwy}}{\alpha_w + \alpha_{zwy}} + \frac{P_{wy}}{S_{wy}(\alpha_w + \alpha_{zwy})}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Wyrażenia te w podanej postaci są niewystarczające, gdyż nie jest znana temperatura wnętrza przekładni T_w . Temperaturę tę można wyznaczyć na podstawie zasady zachowania energii (moc przekazywana do otoczenia musi być równa mocy strat), co zapisujemy jako:

$$\dot{Q}_{zz} + \dot{Q}_{zp} + \dot{Q}_{zwe} + \dot{Q}_{zwy} = P_s. \tag{10}$$

Ostatecznie otrzymujemy:

$$\begin{aligned}
 T_w &= T_0 + T_s, \\
 T_0 &= \frac{T_z Y_z + T_{zp} Y_p + T_{zwe} Y_{we} + T_{zwy} Y_{wy}}{Y_z + Y_p + Y_{we} + Y_{wy}}, \\
 T_s &= \frac{P_s S_{we} S_{wy} \alpha_w - P_{we} Y_{we} S_{wy} - P_{wy} Y_{wy} S_{we}}{\alpha_w (Y_z + Y_p + Y_{we} + Y_{wy}) S_{we} S_{wy}}.
 \end{aligned} \tag{11}$$

We wzorach (11) wprowadzono następujące oznaczenia:

$$\begin{aligned}
 Y_z &= \frac{\alpha_w \alpha_z}{\alpha_w + \alpha_z} S_z; & Y_p &= \frac{\alpha_w \alpha_p}{\alpha_w + \alpha_p} S_p, \\
 Y_{we} &= \frac{\alpha_w \alpha_{zwe}}{\alpha_w + \alpha_{zwe}} S_{we}; & Y_{wy} &= \frac{\alpha_w \alpha_{zwy}}{\alpha_w + \alpha_{zwy}} S_{wy}.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Składnik T_0 we wzorze (12) przedstawia udział temperaturowy wynikający z warunków pracy przekładni, a więc temperatur zewnętrznych, cech geometrycznych i warunków przyjmowania ciepła. Jest on średnią ważoną temperatur występujących na zewnętrznych powierzchniach ścian jej obudowy. Współczynniki udziału (12) zależą od wielkości pola powierzchni odpowiedniej ściany i od warunków przyjmowania ciepła na tej ścianie. Z postaci tego składnika wynika, że jego istotne zmniejszenie jest możliwe, gdy następuje obniżenie wszystkich temperatur zewnętrznych (temperatur wszystkich ścian). Oznacza to konieczność chłodzenia wszystkich ścian obudowy. Jeżeli któraś ze ścian obudowy przekładni będzie utrzymywana w wysokiej temperaturze, również wewnątrz przekładni będzie cechowała wysoka temperatura.

Składnik T_s przedstawia wpływ mocy strat na wartość temperatury wnętrza przekładni. Składnik ten jest proporcjonalny do całkowitej mocy strat pomniejszonej o moce przekazywane bezpośrednio do ścian wejściowej i wyjściowej poprzez odpowiednie obudowy łożysk. Cechą charakterystyczną tego składnika jest to, że zależy on istotnie od współczynnika przejmowania ciepła α_w , czyli od warunków przejmowania ciepła z wnętrza przekładni do jej obudowy. Wzrost tego współczynnika (przy ustalonej mocy strat) powoduje zmniejszenie temperatury wnętrza przekładni.

5. PRZYKŁADOWE WYNIKI OBLICZEŃ

W oparciu o uzyskane powyżej wzory przy pomocy arkusza kalkulacyjnego wyznaczono temperaturę wnętrza jednostopniowej przekładni zębatej z kołami walcowymi o zębach prostych, dla różnych parametrów charakteryzujących warunki jej pracy. Dane przyjęte do obliczeń były następujące:

Wymiary zewnętrzne obudowy przekładni

(s - szerokość, l - długość, h - wysokość), m:

$$s=0,7; l=0,4; h=0,6$$

Średnice zewnętrzne łożysk

(d_{we} - na wale wejściowym, d_{wy} - na wale wyjściowym), m:

$$d_{we}=0,145; d_{wy}=0,220$$

Współczynniki przejmowania ciepła, W/(m²K):

$$\alpha_{zwe}=22,5; \alpha_{zwy}=22,5; \\ \alpha_{zp}=15$$

Moc przekładni, W:

$$P=132000$$

Sprawność przekładni:

$$\eta=0,97$$

Moc strat, W:

$$P_s=3960$$

Współczynniki podziału mocy strat

(ε_{we} - łożyska na ścianie wejściowej, ε_{wy} - na ścianie wyjściowej): $\varepsilon_{we}=0,2; \varepsilon_{wy}=0,2$

Temperatury zewnętrzne otoczenia ścian przekładni, °C:

$$T_z=25; T_{zp}=30 \quad T_{zwe}=25; T_{zwy}=25$$

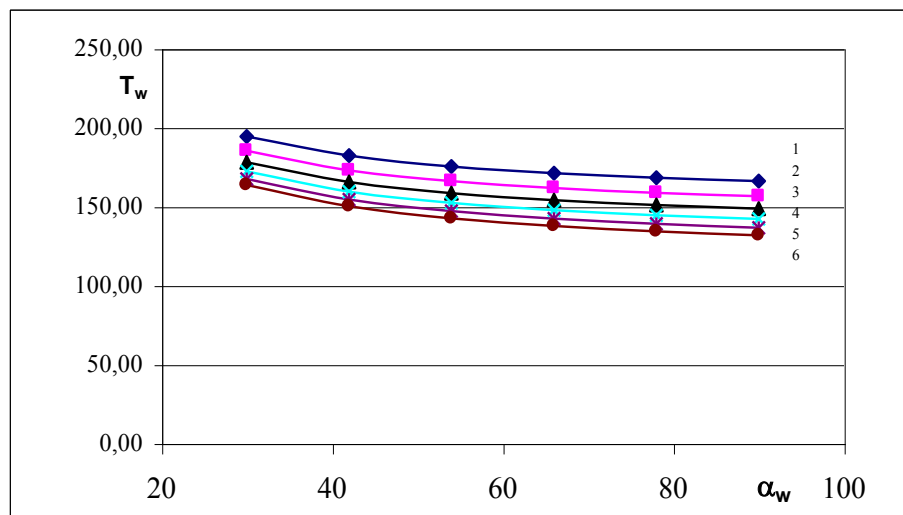
Powierzchnie ścian, m²:

$$S_z=0,76; \quad S_p=0,28; \\ S_{we}=0,365 \quad S_{wy}=0,365$$

Dla tych danych składnik T_0 temperatury wnętrza przekładni (wzór 11) osiąga wartość około 25,5 °C i w małym stopniu zależy od współczynników α_w i α_z . Natomiast składnik T_s wynikający z obciążenia przekładni i strat mocy przedstawiono w tabelicy 1 i zilustrowano na rys.3.:

Tablica.1. Wyniki obliczeń temperatury

$\alpha_w \backslash \alpha_z$	14	17,4	20,8	24,2	27,6	31
30	194,39	185,21	178,03	172,25	167,51	163,54
42	182,13	172,83	165,42	159,38	154,35	150,11
54	175,37	166,00	158,44	152,21	146,99	142,55
66	171,10	161,68	154,01	147,64	142,28	137,69
78	168,16	158,69	150,94	144,48	139,00	134,30
90	166,01	156,52	148,70	142,15	136,59	131,80



Rys. 3. Zależność temperatury przekładni od współczynnika przejmowania ciepła z wnętrza (od oleju) do obudowy α_w dla różnych współczynników przejmowania ciepła z obudowy do otoczenia α_c : 1-14; 2-17,4; 3-20,8; 4-24,2; 5-27,6; 6-31 [W/m²K].

6. PODSUMOWANIE

W opracowaniu przedstawiono metodę oraz wyniki teoretycznej analizy stanu cieplnego przekładni zębatej z kołami walcowymi. Określono średnią temperaturę oleju smarującego jako funkcję cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych przekładni.

Uzyskane wyniki analizy wskazują, że mimo przyjęcia wielu koniecznych założeń upraszczających, stosując metodę bilansu cieplnego można wyznaczyć orientacyjną temperaturę wnętrza przekładni. Pozwala to, już na etapie projektowania ściślej określić spodziewane warunki tarcia w zazębieniach i łożyskowaniach, dokonać bardziej precyzyjnego doboru właściwości fizyko-chemicznych środka smarnego, oszacować sprawność przekładni i opracować jej optymalną postać konstrukcyjną ze względu na kryterium stanu termicznego.

7. LITERATURA

- [1] BUKOWSKI R., SPAŁEK J.: Analiza teoretyczna stanów termicznych przekładni planetarnej – założenia i wstępne wyniki. VII Międzynarodowa Konferencja „TEMAG’2000”, Gliwice-Ustroń, październik 2000, Mat.: s.21-28
- [2] WIŚNIEWSKI S.: Wymiana ciepła. Wyd. PWN Warszawa 1988
- [3] KLIMO V., ČARNOGURSKA M.: Vplyv pätek a hriadel’ov na tepelnú bilansu prevodovky. XLI konferencia katedier časti a mechanizmov strojov. Košice – Herľany, (Słowacja), September 2000. Mat.: s.151-155

THEORETICAL DETERMINATION OF THERMAL STATE OF CYLINDRICAL TRANSMISSION GEAR

Abstract: The paper presents method and results of theoretical analysis of thermal state of cylindrical transmission gear. Average temperature of lubricating oil was defined as a function of constructional and operating features.

Recenzent: dr inż. Andrzej SZAFRANIEC