

Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5/2008
Instytut Górnictwa Odkrywkowego POLTEGOR Wrocław

Jan ZWOLAK – WTŻ Uniwersytet Rolniczy w Krakowie
Marek MARTYNA – Biuro Rozwoju HSW S.A.

**ROLA CZYNNIKÓW MATERIAŁOWYCH I TECHNOLOGICZNYCH
W NUMERYCZNYCH SYSTEMACH PROJEKTOWANIA
PRZEKŁADNI ZĘBATYCH**

Prezentowana praca jest kontynuacją problematyki dotyczącej systemu projektowania przekładni zębatych. Na system ten składają się zagadnienia konstrukcyjne, materiałowe i technologiczne. Spójne rozpatrywanie zagadnień materiałowych i technologicznych na gruncie badań doświadczalnych oraz zagadnień konstrukcyjnych przy wykorzystaniu najnowszych metod komputerowego wspomaganie prac inżynierskich, łącznie z optymalizacją wielokryterialną, umożliwia uzyskanie pożądanych efektów eksploatacyjnych, wymaganych od współczesnych przekładni zębatych.

WSTĘP

Projektowanie przekładni zębatych, które w końcowym etapie prowadzi do konstruowania, wymaga od projektanta-konstruktora dobrej znajomości zagadnień z wielu obszarów specjalności (inżynieria materiałowa, technologia obróbki mechanicznej, technologia obróbki cieplnej, podstawy konstrukcji maszyn, techniki komputerowe w obliczeniach wytrzymałościowych z zastosowaniem optymalizacji). Można mówić o dobrym projekcie przekładni zębatej wówczas, kiedy na samym początku etapu projektowania będzie przeprowadzona faza wartościowania, stanowiąca o hierarchizacji potrzeb i wyborze wariantu rozwiązania przyjętego do realizacji.

W czasie prowadzonych prac podczas projektowania realizowany jest proces syntezy przekładni zębatej o takich właściwościach, które umożliwią spełnienie wymagań wynikających z przyjętych założeń w fazie wartościowania. Prace na etapie projektowania i konstruowania w największym stopniu oddziałują na niezawodność i trwałość eksploatacyjną przekładni.

Stąd też warsztat pracy projektanta-konstruktora powinien być wyposażony w dobry sprzęt komputerowy z możliwością stosowania programów CAD/CAM/CAE, jak również MES. Poza tym w procesie projektowania przekładni zębatych, jako obiektu technicznego składającego się z elementów o dużej złożoności geometrycznej (koła zębate), niezwykle pożyteczną rolę spełniają programy optymalizacyjne. Stosowanie optymalizacji, najczęściej wielokryterialnej, daje możliwości wyboru najlepszego rozwiązania spośród wielu rozpatrywanych wariantów. Do najważniejszych kryteriów wpływających na jakość pracy przekładni zębatych można zaliczyć: minimalizacja współczynnika kształtu zęba – im mniejszy współczynnik tym większa wytrzymałość zęba na złamanie, maksymalizacja czołowej liczby przyporu – im większa czołowa liczba przyporu tym większa płynność ruchu obrotowego, minimalizacja masy kół zębatych występujących w przekładni – im mniejsza masa koła zębatego tym mniejszy masowy moment bezwładności i mniejsze reakcje dynamiczne w łożyskach tocznych.

Jednakże prace optymalizacyjne i inne komputerowo wspomagane prace projektowe przyniosą oczekiwane efekty w postaci poprawy jakości pracy przekładni, wzrostu jej trwałości i niezawodności tylko wówczas, jeżeli w procedurach obliczeniowych będą stosowane parametry σ_{Flim} i σ_{Hlim} odniesione do określonego materiału i określonej technologii. W przedstawianej pracy wartości liczbowe wymienionych parametrów zostały

wyznaczone doświadczalnie na kołach zębatych modelowych, wykonanych z sześciu gatunków stali według dwóch technologii. Włączenie parametrów $\sigma_{F\lim}$ i $\sigma_{H\lim}$ do systemu projektowania przekładni zębatych sprawia, że system ten jest układem komplementarnym i może być stosowany w praktyce projektowo-konstrukcyjnej.

PODSTAWOWE OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Przekładnie zębate stosowane w napędach maszyn i urządzeń składają się najczęściej z kół zębatych walcowych o uzębieniu prostym lub skośnym. Obciążenia eksploatacyjne przenoszone przez poszczególne koła zębate sprawiają, że doznają one działań destrukcyjnych objawiających się w postaci zmęczeniowych wykruszeń powierzchniowych (pittingu) [1], a niekiedy także bardziej groźnych defektów w postaci złamania zęba u podstawy [2, 3, 4].

W celu zapewnienia bezawaryjnej pracy przekładni zębatych podczas eksploatacji, prowadzi się różnorakie badania doświadczalne i badania numeryczne ukierunkowane na zwiększenie ich trwałości i niezawodności. Takim to też celowi poświęcona jest treść prezentowanego artykułu, który stanowi niewielką część przedsięwzięcia łączącego olbrzymi zakres prac badawczych doświadczalnych i prac obliczeniowo- optymalizacyjnych. Inspiracją do podjęcia prac badawczych doświadczalnych były potrzeby z zakresu poprawy trwałości i niezawodności wytwarzanych przekładni zębatych.

Kształtowanie trwałości i niezawodności w największej części odbywa się na etapie projektowania. Stąd też naczelnym zadaniem projektanta-konstruktora jest wyznaczenie odpowiednich parametrów geometrycznych poszczególnych kół zębatych tworzących przekładnię, które będą spełniać następujące warunki [1,2]:

$$\sigma_{H \text{ zębnika}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

$$\sigma_{H \text{ koła}} \leq \sigma_{HP} \quad (2)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (3)$$

Według norm ISO [1,2] poszczególne wielkości zapisane w zależnościach (1), (2), (3) obliczane są ze wzorów:

$$\sigma_{H \text{ zębnika}} = \sigma_{HC} * Z_B * \sqrt{K_A * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha}} \quad (4)$$

$$\sigma_{H \text{ koła}} = \sigma_{HC} * Z_D * \sqrt{K_A * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha}} \quad (5)$$

$$\sigma_{HC} = \sqrt{F_t / (b_w * d_1)} * ((u+1)/u) * Z_H * Z_\epsilon * Z_E * Z_\beta \quad (6)$$

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{H \lim} / S_{H \min}) * Z_{NT} * Z_L * Z_V * Z_R * Z_W * Z_X \quad (7)$$

$$\sigma_{FO} = (F_n / (b_w * m_n)) * Y_F * Y_S * Y_\beta \quad (8)$$

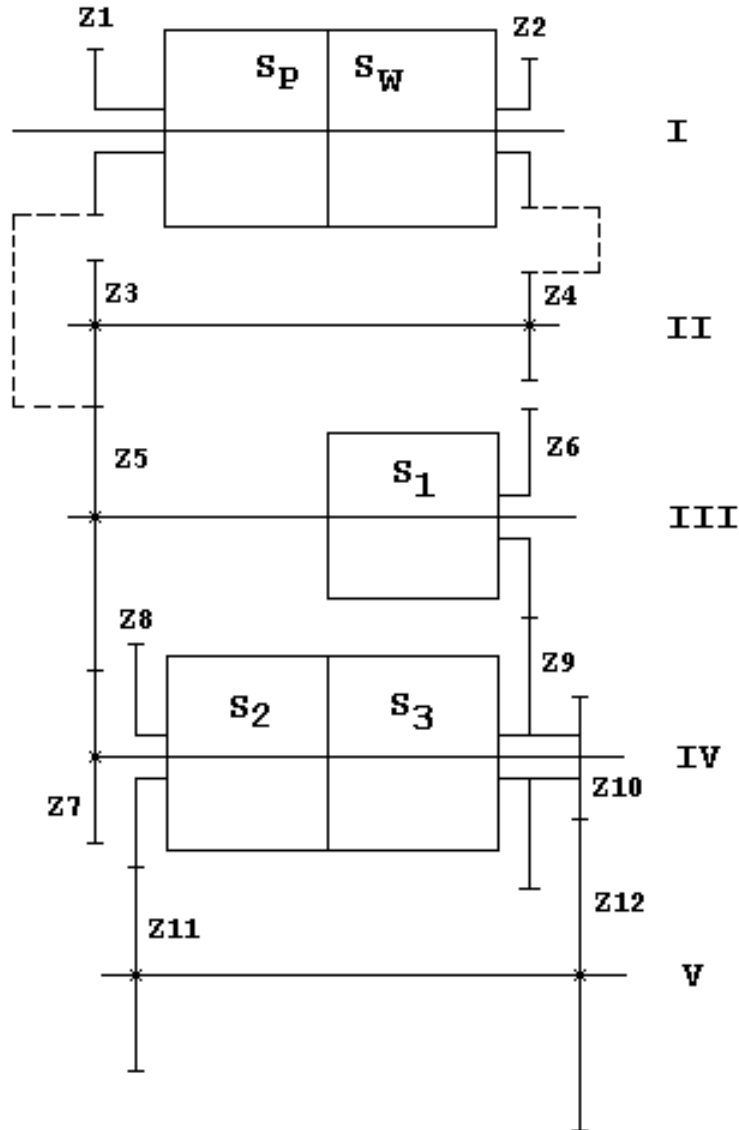
$$\sigma_F = \sigma_{FO} * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha} \quad (9)$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F \lim} * ((Y_{ST} * Y_{NT}) / S_{F \min}) * Y_{\delta \text{ rel T}} * Y_{R \text{ rel T}} * Y_X \quad (10)$$

Interpretacja fizyczna oznaczeń występujących we wzorach jest następująca:

$\sigma_{H \text{ zębника}}$ – maksymalne naprężenie stykowe zębника,
 σ_{HC} – naprężenie stykowe w biegunie zazębienia,
 $\sigma_{H \text{ koła}}$ – maksymalne naprężenie stykowe koła,
 σ_{HP} – dopuszczalne naprężenie stykowe,
 σ_{FO} – nominalne naprężenie u podstawy zęba,
 σ_F – naprężenie u podstawy zęba,
 σ_{FP} – dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba,
 $\sigma_{H \text{ lim}}$ – nieograniczona wytrzymałość zmęczeniowa boku zęba,
 $\sigma_{F \text{ lim}}$ – nieograniczona wytrzymałość zmęczeniowa stopy zęba,
 Z_B – współczynnik miarodajnego naprężenia zębника,
 K_A – współczynnik zastosowania,
 K_V – współczynnik dynamiczny,
 $K_{H\beta}$ – współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku,
 $K_{H\alpha}$ – współczynnik nierównomiernego rozdziału obciążenia na pary zębów w przyporze,
 Z_D – współczynnik miarodajnego naprężenia koła,
 F_t – nominalna siła obwodowa na kole podziałowym,
 b_w – szerokość zazębienia,
 d_1 – średnica podziałowa koła 1 (zębника),
 u – przełożenie geometryczne,
 Z_H – współczynnik strefy nacisku,
 Z_ϵ – współczynnik przyporu,
 Z_E – współczynnik sprężystości,
 Z_β – współczynnik kąta pochylenia linii zęba,
 $S_{H \text{ min}}$ – minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na pitting,
 Z_{NT} – współczynnik trwałości,
 Z_L – współczynnik smaru,
 Z_V – współczynnik prędkości obwodowej,
 Z_R – współczynnik chropowatości,
 Z_X – współczynnik wielkości,
 F_n – nominalna siła w płaszczyźnie przyporu,
 m_n – moduł normalny,
 Y_F – współczynnik kształtu zęba,
 Y_S – współczynnik korekcji naprężeń,
 Y_β – współczynnik pochylenia kąta linii zęba,
 $K_{F\beta}$ – współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku,
 $K_{F\alpha}$ – współczynnik nierównomiernego rozdziału obciążenia na pary zębów,
 Y_{ST} – współczynnik korekcji naprężeń,
 Y_{NT} – współczynnik trwałości,
 $S_{F \text{ min}}$ – minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie zęba,
 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ – względny współczynnik wrażliwości na działanie karbu,
 $Y_{R \text{ rel T}}$ – względny współczynnik stanu powierzchni,
 Y_X – współczynnik wielkości.

Prawie wszystkie wielkości fizyczne występujące we wzorach od (4) do (10) można obliczyć przy znanych parametrach geometrycznych kół zębatych i znanym momencie obrotowym obciążającym wałek wejściowy przekładni zębatej (wałek I na rysunku 1).



Rys. 1. Schemat kinematyczny 6-biegowej przekładni zębatej power shift

Najważniejszymi parametrami, które występują we wzorach (7) i (10) są: σ_{Hlim} wyrażający nieograniczoną zmęczeniową wytrzymałość boku zęba oraz σ_{Flim} wyrażający nieograniczoną zmęczeniową wytrzymałość stopy zęba. Szereg obliczanych współczynników stosowanych we wzorach, jedynie koryguje wartości naprężeń σ_{HP} i σ_{FP} . Stąd też w racjonalnym projektowaniu przekładni zębatych podstawową rolę przypisuje się parametrom σ_{Hlim} i σ_{Flim} . Parametry te jednak nie mogą być przyjmowane tylko w zależności od gatunku materiału, ale także w zależności od technologii obróbki uzębienia.

W pracy tej przedstawia się przykłady obliczeniowe przekładni zębatej, w której zastosowano koła wykonane ze stali 18 HGM i 20 HGN przy zastosowaniu dwóch technologii (A i B). Według technologii A powierzchnie robocze zębów nawęglano i hartowano, po czym jako obróbkę wykończeniową stosowano szlifowanie. W technologii B stosowano wiórkowanie zębów, jako obróbkę mechaniczną wykończeniową, a następnie nawęglano i hartowano.

SYMBIOZA WSPOMAGANIA KOMPUTEROWEGO I WYNIKÓW BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

Cechą pozytywną i pożądaną jest korzystanie w systemach obliczeń komputerowych z wyników badań doświadczalnych, które sprawiają, że systemy te uzyskują duże znaczenie praktyczne w procesie projektowania przekładni zębatych. Analiza podstawowych zagadnień wynikających z eksploatacji przekładni zębatych wskazuje na przyjęcie do stosowania w obliczeniach optymalizacyjnych następujących kryteriów, zapisanych za pomocą wzorów (11) do (17):

- odwrotność minimalnego czołowego stopnia pokrycia ε_{α} dla 'p' par kół:

$$K_1 = \frac{1}{\min_{i=1,p} \varepsilon_{\alpha i}} \quad (11)$$

- maksymalny współczynnik kształtu zęba γ_F dla 'k' kół:

$$K_2 = \max_{i=1,k} \gamma_{Fi} \quad (12)$$

- całkowita masa kół:

$$K_3 = \sum_{i=1}^k m_i \quad (13)$$

- wyężenie stopy zęba:

$$K_4 = \max_{i=1,k} \left| 0.75 * \sigma_{Fdop}(i) - \sigma_{Fmax}(i) \right| \quad (14)$$

gdzie: σ_{Fdop} - dopuszczalna zmęczeniowa wytrzymałość stopy zęba

σ_{Fmax} - maksymalne napężenie stopy zęba

- wyężenie kontaktowe powierzchni zęba:

$$K_5 = \max_{i=1,k} \left| 0.75 * \sigma_{hpk}(i) - \sigma_{hk}(i) \right| \quad (15)$$

gdzie: σ_{hpk} - napężenie dopuszczalne boku zęba

σ_{hk} - obliczeniowe napężenie boku zęba

- ilość naruszonych ograniczeń:

$$K_6 = \frac{\sum_{i=1}^{l_0} no_i}{l_0} \quad (16)$$

Kryterium globalne zapisano zależnością:

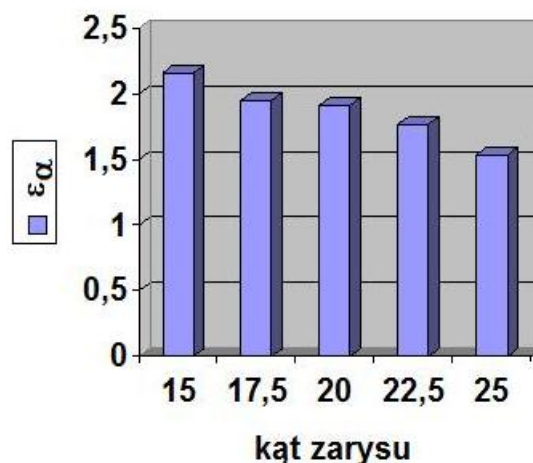
$$K_G = \sum_{j=1}^6 w_j \frac{K_j}{K_{nj}} \quad K_G \rightarrow \min \quad (17)$$

gdzie:

- p - ilość par kół,
- k - ilość kół,
- no - wskaźnik niespełnienia ograniczeń, 'no' przyjmuje wartości 0 lub 1,
- l₀ - ilość ograniczeń funkcyjnych (nierównościowych),
- w_j - współczynnik wagowy kryterium cząstkowego 'j',
- K_{nj} - wartość normująca kryterium cząstkowe 'j'.

Obliczone wartości liczbowe podanych kryteriów ułatwiają wybór najlepszego wariantu projektowanej przekładni zębatej. Spośród wielu rozpatrywanych wariantów przekładni, za optymalny uznaje się ten, dla którego wartość kryterium globalnego wyznaczona za pomocą wzoru (17) przyjmuje minimum.

Stosowanie optymalizacji w projektowaniu przekładni zębatych umożliwia ustalenie takich parametrów geometrycznych, które wykorzystają właściwości wytrzymałościowe wynikające z gatunku materiału i z technologii obróbki uzębienia, a także pozwolą uzyskać odpowiednią wartość czołowej liczby przyporu w funkcji kąta zarysu zębów. Zmianę czołowej liczby przyporu w zależności od kąta zarysu przedstawia rysunek 2.

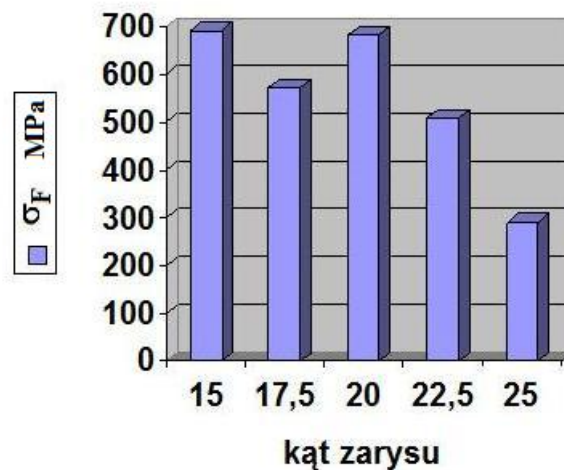


Rys. 2. Wykres czołowej liczby przyporu w zależności od kąta zarysu

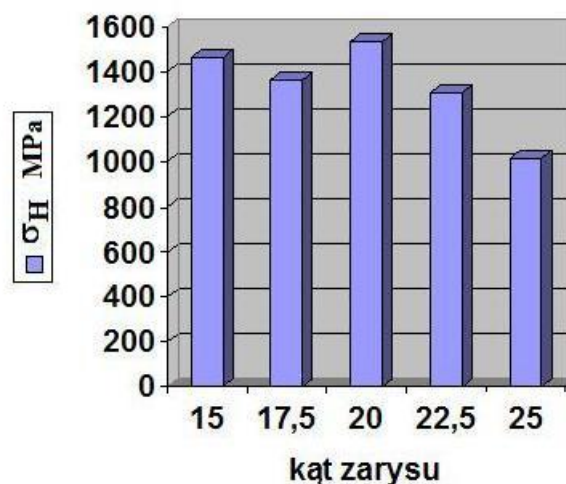
Ze względu na płynność ruchu obrotowego przekładni i jej cichobieżność należy dążyć do jak największej wartości czołowej liczby przyporu. A zatem z tego powodu, kąt zarysu zęba

powinien być stosunkowo mały. Jak widać na rysunku 2, najwyższą wartość czołowej liczby przyporu $\varepsilon_\alpha = 2.12$ można uzyskać przy kącie zarysu $\alpha_o = 15^\circ$.

Jednakże biorąc pod uwagę obciążalność przekładni, kąt zarysu powinien być jak największy. Z obciążalności przekładni wynikają naprężenia zginające u podstawy zęba σ_F , jak i naprężenia powierzchniowe (kontaktowe) σ_H . Zależność tych naprężeń od kąta zarysu zęba przedstawiają rysunki 3 i 4.



Rys. 3. Naprężenia zginające σ_F w zależności od kąta zarysu zęba przy obciążeniu $M=2000$ Nm, para zębata z_1/z_5 z rysunku 1



Rys. 4. Naprężenia kontaktowe σ_H w zależności od kąta zarysu przy obciążeniu $M=2000$ Nm, para zębata z_1/z_5 z rysunku 1

Z rysunków 2, 3 i 4 wynika, że zachodzi sprzeczność wpływu kąta zarysu zęba na wartość czołowej liczby przyporu i na wartość obciążenia przekładni. Dużym ułatwieniem, a nawet zapewnieniem w znalezieniu optymalnego rozwiązania tego problemu jest system

komputerowego projektowania i optymalizacji przekładni zębatych w połączeniu z wynikami badań doświadczalnych.

Wyniki badań doświadczalnych, to wartości liczbowe zmęczeniowej wytrzymałości stopy zęba σ_{Flim} i zmęczeniowej wytrzymałości boku zęba σ_{Hlim} . Znając wartości σ_{Flim} i σ_{Hlim} , wyznacza się wartości naprężeń dopuszczalnych stopy zęba σ_{FP} według wzoru (10) i naprężeń dopuszczalnych boku zęba σ_{HP} według wzoru (7). Wyznaczone doświadczalnie wartości σ_{Flim} i σ_{Hlim} oraz obliczone naprężenia dopuszczalne σ_{FP} i σ_{HP} przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości naprężeń zmęczeniowych i dopuszczalnych dla stali 18 HGM i 20 HGN

Stal	Technologia A				Technologia B			
	σ_{Flim} [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	σ_{FP} [MPa]	σ_{HP} [MPa]	σ_{Flim} [MPa]	σ_{Hlim} [MPa]	σ_{FP} [MPa]	σ_{HP} [MPa]
18 HGM	440	1472	582	1626	464	1519	614	1678
20 HGN	474	1447	627	1598	498	1497	659	1654

O tym, jakie wartości parametrów geometrycznych podczas obliczeń przyjmą poszczególne koła zębate w rozpatrywanej przekładni, w największym stopniu zależy od charakterystyki stosowanych materiałów i technologii. Odzwierciedleniem użytkowym tej charakterystyki, są podane w tabeli 1 wartości zmęczeniowej wytrzymałości stopy zęba i zmęczeniowej wytrzymałości boku zęba.

Wybrane parametry pary zębatej z_1/z_5 przekładni z rysunku 1, zależne od zmęczeniowej wytrzymałości stopy zęba σ_{Flim} i zmęczeniowej wytrzymałości boku zęba σ_{Hlim} przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wybrane parametry pary zębatej z_1/z_5 przed i po optymalizacji oraz wartości kryteriów cząstkowych i kryterium globalnego

Nazwa wielkości	Przed optymalizacją	Po optymalizacji			
		18 HGM		20 HGN	
		Technologia A	Technologia B	Technologia A	Technologia B
moduł	6.3030	5.1386	5.0964	5.2187	5.0443
kąt zarysu	25.0000	15.0000	15.0000	15.0000	15.0000
ilość zębów koła 1 (k1)	34.0000	31.0000	33.0000	29.0000	33.0000
ilość zębów koła 2 (k2)	52.0000	64.0000	69.0000	61.0000	47.0000
współczynnik korekcji k1	-0.0040	0.2963	0.2713	0.4682	0.4406
współczynnik korekcji k2	-0.0610	0.2887	0.1445	0.5944	0.4578
szerokość wieńca zębatego k1	25.0000	39.3945	36.7419	34.0980	25.6629
szerokość wieńca zębatego k2	64.0000	25.1550	23.0890	24.7585	43.8800
średnica podziałowa k1	214.3020	159.2961	168.1810	151.3430	166.4612
średnica podziałowa k2	327.7560	328.8693	351.6512	318.3422	237.0812
średnica toczna k1	213.9769	161.1208	169.4849	154.5017	169.7812
średnica toczna k2	327.2588	332.6365	354.3775	324.9864	241.8096
średnica zasadnicza k1	194.2236	153.8682	162.4504	146.1861	160.7892
średnica zasadnicza k2	297.0478	317.6633	339.6690	307.4949	229.0028
średnica głów k1	226.9962	174.6730	183.1727	168.5064	182.7683
średnica głów k2	339.7443	343.2333	363.6753	336.3928	252.8802
średnica stop k1	198.4941	149.4944	158.2052	143.1832	158.2951
średnica stop k2	311.2296	318.9903	340.3826	311.4998	229.0888
zerowa odległość osi	271.0290	244.0827	259.9161	234.8426	201.7712
rzeczywista odległość osi	270.6179	246.8786	261.9312	239.7441	205.7954
kąt toczny przyporu	24.8127	17.2565	16.5654	18.8837	18.7308
czołowy stopień pokrycia	1.5394	2.1227	2.1083	2.0532	2.0250

współczynnik kształtu zęba k1	1.2261	1.2020	1.2497	1.0739	1.1592
naprężenie stopy zęba k1	290.8361	690.9913	729.4999	691.7505	647.3753
współczynnik kształtu zęba k2	1.1787	1.2069	1.2481	1.1283	1.1689
naprężenie stopy zęba k2	289.7858	786.2850	887.7390	783.6829	1015.8058
naprężenie boku zęba koła 1	1020.6326	1468.1008	1485.3264	1465.8102	1419.0400
naprężenie boku zęba koła 2	1001.5513	1469.1630	1488.3621	1465.8102	1560.3202
kryterium cząstkowe K ₁	0.650	0.479	0.493	0.487	0.502
kryterium cząstkowe K ₂	1.261	1.207	1.250	1.130	1.171
kryterium cząstkowe K ₃	112.669	108.546	119.455	111.116	85.947
kryterium cząstkowe K ₄	756.447	72.533	105.567	78.562	231.340
kryterium cząstkowe K ₅	900.763	35.902	14.850	57.830	122.596
kryterium cząstkowe K ₆	0.013	0.000	0.000	0.000	0.000
kryterium globalne K _G	1.243	0.460	0.486	0.464	0.487

PODSUMOWANIE

Przedstawione w pracy niektóre wyniki obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych jednej pary zębatej (z_1/z_5), będącej w łańcuchu kinematycznym 6-biegowej skrzyni przekładniowej power shift wskazują, jak złożone i trudne jest jej projektowanie prowadzące do optymalnego rozwiązania w aspekcie wytrzymałościowym. Trudność ta wynika z bardzo wielu parametrów, jako zmiennych wchodzących do wzorów obliczeniowych i mających często przeciwstawny wpływ na wybraną funkcję celu.

Widać to chociażby na rysunku 2, 3 i 4. Na rysunku 2 czołowa liczba przyporu przyjmuje wartość największą (a więc bardzo pożyteczną ze względu na płynność ruchu) dla kąta zarysu 15° , będącego najmniejszym i bardzo rzadko stosowanym w praktyce projektowania i konstruowania kół zębatach. Z kolei na rysunku 3 i 4 dostrzega się, że przy tym samym kącie zarysu 15° uzyskuje się niekorzystne rozwiązanie ze względu na obciążenie zębów (maksymalne naprężenie stopy zęba i boku zęba).

Obliczone wartości naprężeń stopy zęba i boku zęba zapisane w tabeli 2 oraz naprężenia dopuszczalne σ_{FP} i σ_{HP} w tabeli 1 dowodzą, że koła zębata wykonane według technologii B mogą przenosić większe obciążenia eksploatacyjne aniżeli koła wykonane według technologii A.

Zatem rola czynników materiałowych i technologicznych w procesie komputerowego projektowania i konstruowania przekładni zębatach, uzewnętrznia się w wyznaczonych doświadczalnie wartościach liczbowych σ_{Flim} i σ_{Hlim} , mających istotny wpływ na parametry geometryczne kół zębatach tworzących przekładnię o określonej strukturze kinematycznej, zdolnej do przenoszenia określonych obciążeń eksploatacyjnych.

Literatura:

- [1]. ISO 6336 – 2. Calculation of load capacity of spur and helical gears - calculation of surface durability (pitting).
- [2]. ISO 6336 – 3. Calculation of load capacity of spur and helical gears – calculation of tooth bending strength.
- [3]. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
- [4]. Muller L.: Przekładnie zębata – projektowanie. WNT, Warszawa 1996.

THE ROLE OF MATERIAL AND TECHNOLOGICAL FACTORS IN NUMERICAL SYSTEMS FOR TOOTHED GEAR DESIGN

***Summary:** This study further explores the system for the design of toothed gears. The system comprises the design, material and technological aspects. Comprehensive approach to material and technological factors in experimental tests and design supported by state of the art engineering tools, such as multicriterial optimization, enables us to ensure the desired operational parameters required of currently used toothed gears.*