

Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym

Modern material technologies in aerospace industry

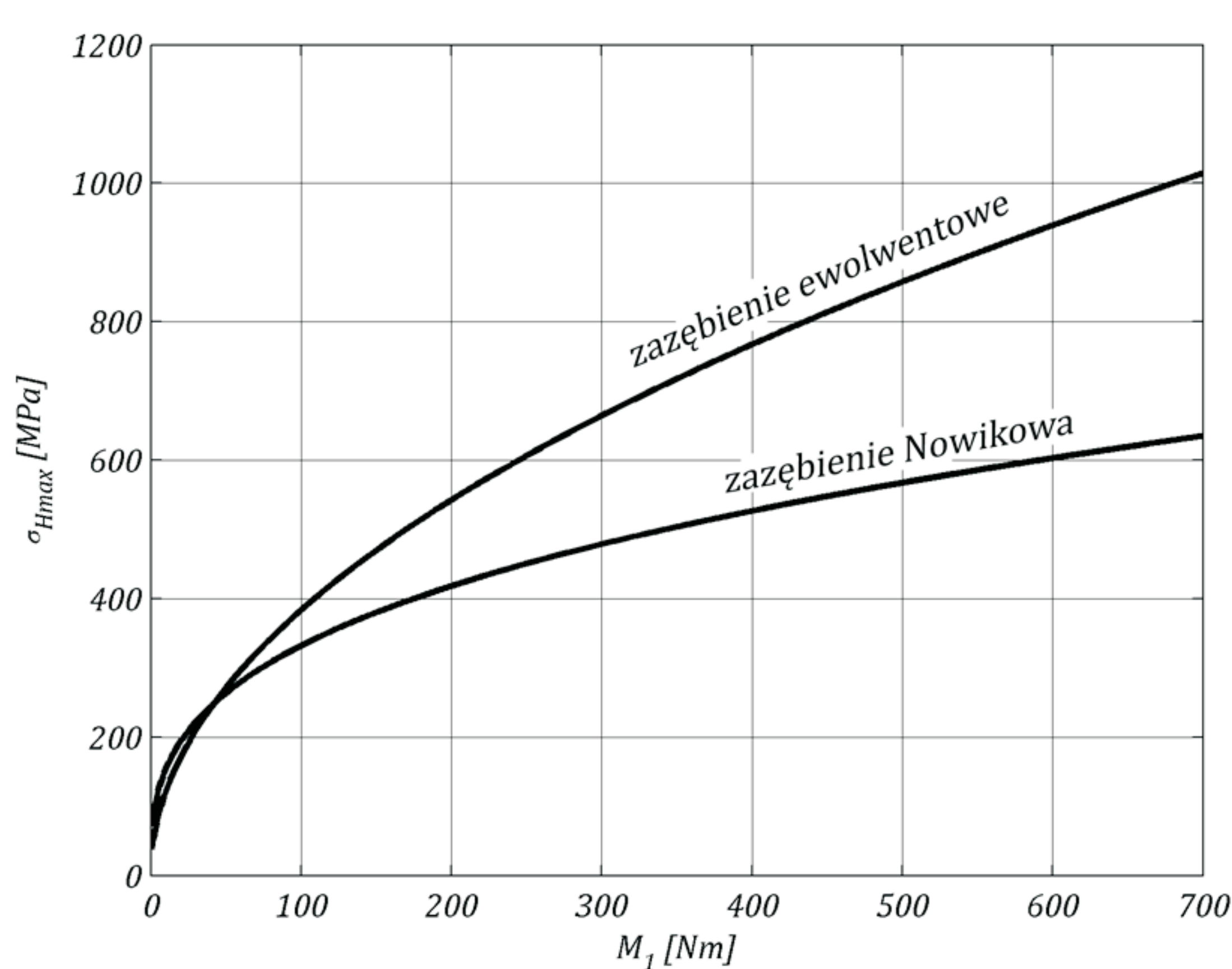
Opracowanie nowej, prostszej i tańszej przekładni zębatej w miejsce skomplikowanych i drogich przekładni planetarnych

Development of a new, simpler and cheaper toothed gear in place of complicated and expensive planetary gears

Wyniki badań Results

Porównanie naprężeń stykowych przekładni ewolwentowej oraz Nowikowa Comparison of Contact Pressure for Novikov and Involute Gears

W opracowaniu porównano teoretyczne naprężenia wg Herta dla przekładni ewolwentowej oraz Nowikowa. Naprężenia stykowe dla przekładni Nowikowa o danych z tabeli 1 obliczono w połowie szerokości wienca. Naprężenia dla przekładni ewolwentowej o danych zestawionych w tabeli 2 wyznaczono w oparciu o znany wzór naprężeń Herta. Rysunek 1 przedstawia zależności naprężeń Herta od momentu obciążającego zębnik dla przekładni ewolwentowej (tabela 2) oraz Nowikowa (tabela 1). Dla małych obciążeń zazębienie ewolwentowe wykazuje większą nośność na naciski aniżeli zazębienie Nowikowa. Dla obydwu przekładni naprężenia są równe dla momentu $M_1=42\text{Nm}$. Powyżej tej wartości nośność zazębienia Nowikowa w porównaniu do ewolwentowego znacząco rośnie. Dla momentu $M_1=480\text{Nm}$ naprężenia w przekładni o zarysie Nowikowa są 1,5 razy mniejsze niż w przekładni o zarysie ewolwentowym. Wynika stąd, że zazębienie Nowikowa będzie opłacało się stosować dla przekładni silnie obciążonych, gdzie wytrzymałość stykowa odgrywa największą rolę.



Rys. 1. Porównanie naprężeń Herta przekładni ewolwentowej oraz Nowikowa
Fig. 1. Comparison of Hertz stresses of involute and Novikov gears

Metodyka prowadzenia badań Research Methodology

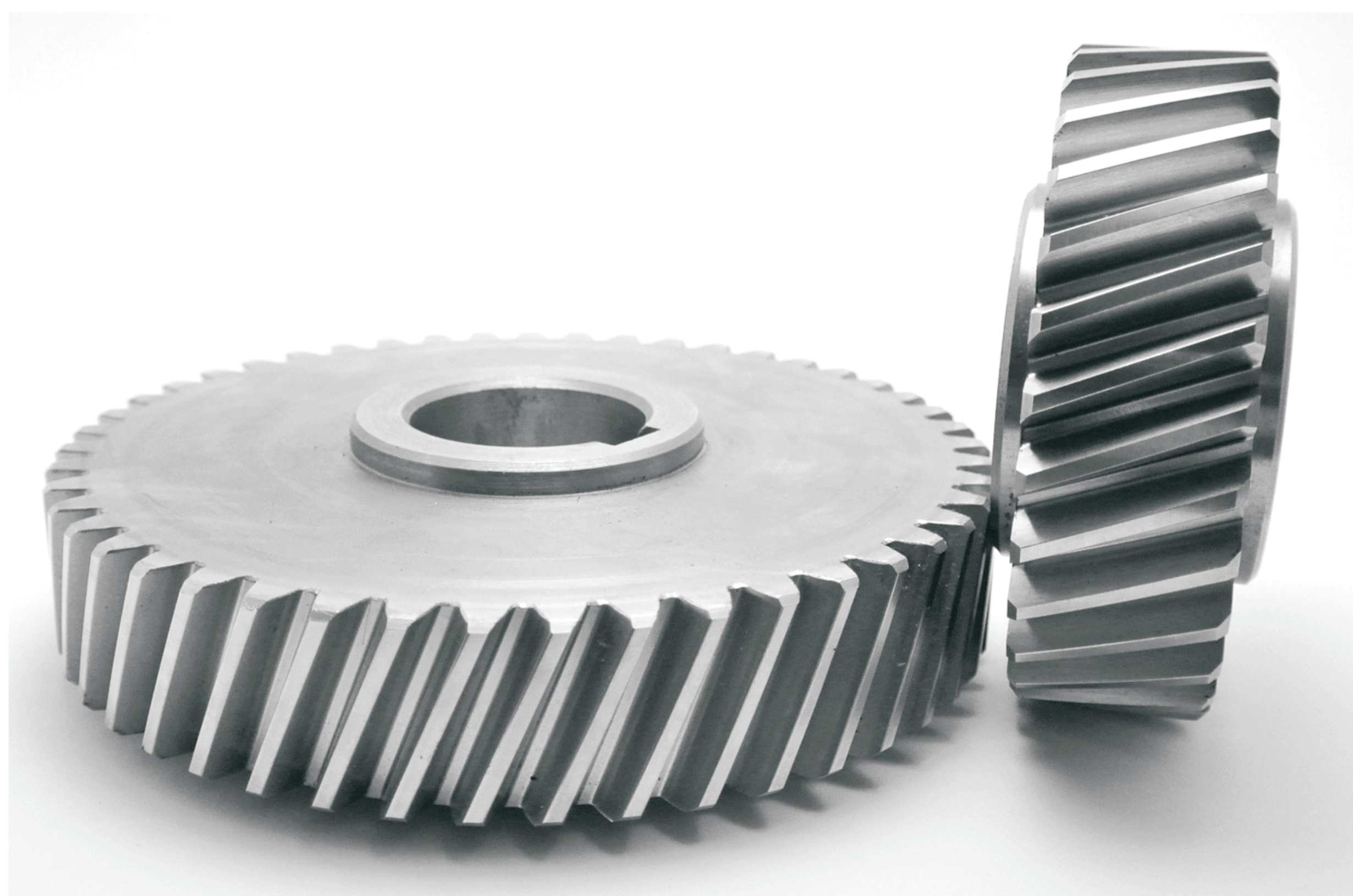
Badania przeprowadzone zostaną na stanowisku mocy zamkniętej. Badane próbki obejmować będą dwie przekładnie ewolwentowe i dwie przekładnie Nowikowa ulepszone cieplnie do twardości 28+30HRC oraz jedną przekładnię ewolwentową i jedną przekładnię Nowikowa o powierzchniach zębów azotowanych do twardości 600+750HV. Dane badanych kół zębatych przedstawiono w tabelach 1 i 2. Badane koła zębate ewolwentowe zostały wykonane na frezarce obwodniowej sterowanej numerycznie Koeper EMAG 200. Zdjęcie gotowych kół przekładni przedstawiono na rysunku 2.

Tabela 1. Dane badanych kół zębatych Nowikowa
Table 1. Data of examined Novikov gears

	Zębnik	Koło
Moduł normalny [mm]	$m_n = 3$	
Liczba zębów [-]	$z_1 = 30$	$z_2 = 47$
Poskokowy wskaźnik przyporu [-]	$\epsilon_\beta = 1,2172$	
Szerokość wienca [mm]	$b = 30$	
Kąt pochylenia linii zęba [°]	$\beta = 22,482$	
Normalny kąt przyporu [°]	$\alpha_n = 20$	
Przesunięcie zarysu zęba wklęsłego [mm]	$d_{c0} = 0$	
Zarys	wypukły	wklęsły
Promień zarysu [mm]	$\rho_1 = 6,3312$	$\rho_2 = 6,5528$
Srednica podziałowa [mm]	$d_1 = 97,4026$	$d_2 = 152,5974$
Srednica wierzchołków [mm]	$d_{a1} = 104,3026$	$d_{a2} = 152,5974$
Srednica stóp [mm]	$d_{f1} = 95,3026$	$d_{f2} = 143,5974$

Tabela 2. Dane badanych kół zębatych ewolwentowych
Table 2. Data of examined involute gears

	Zębnik	Koło
Moduł normalny [mm]	$m_n = 3$	
Liczba zębów [-]	$z_1 = 30$	$z_2 = 47$
Poskokowy wskaźnik przyporu [-]	$\epsilon_\beta = 1,2172$	
Szerokość wienca [mm]	$b = 30$	
Kąt pochylenia linii zęba [°]	$\beta = 22,482$	
Normalny kąt przyporu [°]	$\alpha_n = 20$	
Srednica podziałowa [mm]	$d_1 = 97,4026$	$d_2 = 152,5974$
Srednica wierzchołków [mm]	$d_{a1} = 103,4026$	$d_{a2} = 158,5974$
Srednica stóp [mm]	$d_{f1} = 89,9026$	$d_{f2} = 145,0974$



Rys. 2. Widok badanych kół zębatych ewolwentowych
Fig. 2. Involute gears for endurance testing

Politechnika Rzeszowska, Politechnika Łódzka

Koła zębate Nowikowa w przyszłości zostaną wykonane na 5-cio osiowej frezarce sterowanej numerycznie Stama MC726/MT kształtowo z wykorzystaniem narzędzi zaprojektowanych specjalnie do tego celu.

Próby wytrzymałościowe prowadzono przy wzrastającym obciążeniu. Dotarcie kół zębatych przeprowadzono przy momencie zębnika wynoszącym 42Nm. Zgodnie z rysunkiem 1 naprężenia powierzchniowe dla obydwu przekładni w tym punkcie będą takie same. W tabeli 3 zestawiono moment obciążenia zębnika, liczbę cykli obciążenia oraz czas trwania próby na danym stopniu obciążenia dla prędkości obrotowej zębnika wynoszącej 2500obr/min.

Koła badane zostały zaprojektowane tak, aby w pierwszej kolejności uległy zniszczeniu przez pitting. Pitting (od angielskiego słowa: pit - wgłębienie) jest to zjawisko polegające na występowaniu małych kraterów na powierzchni zęba w wyniku oderwania z tego miejsca fragmentu metalu. Jamy pittingowe poszerzają się w wyniku wtlaczania w nie pod wysokim ciśnieniem oleju, który działa jak klin.

Tabela 3. Stopnie obciążenia badanych kół zębatych
Table 3. Load stages of tested gears

Stopień obciążenia	Moment obciążający zębnik [Nm]	Naprężenia Herta [MPa]		Ilość cykli obciążenia zębnika	Czas trwania próby na danym stopniu obciążenia
		Nowikow	evolwenta		
0	42	249	249	$1,5 \cdot 10^5$	1h
1	138	370	450	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min
2	244	446	598		
3	342	500	708		
4	455	550	817		
5	455	550	817		

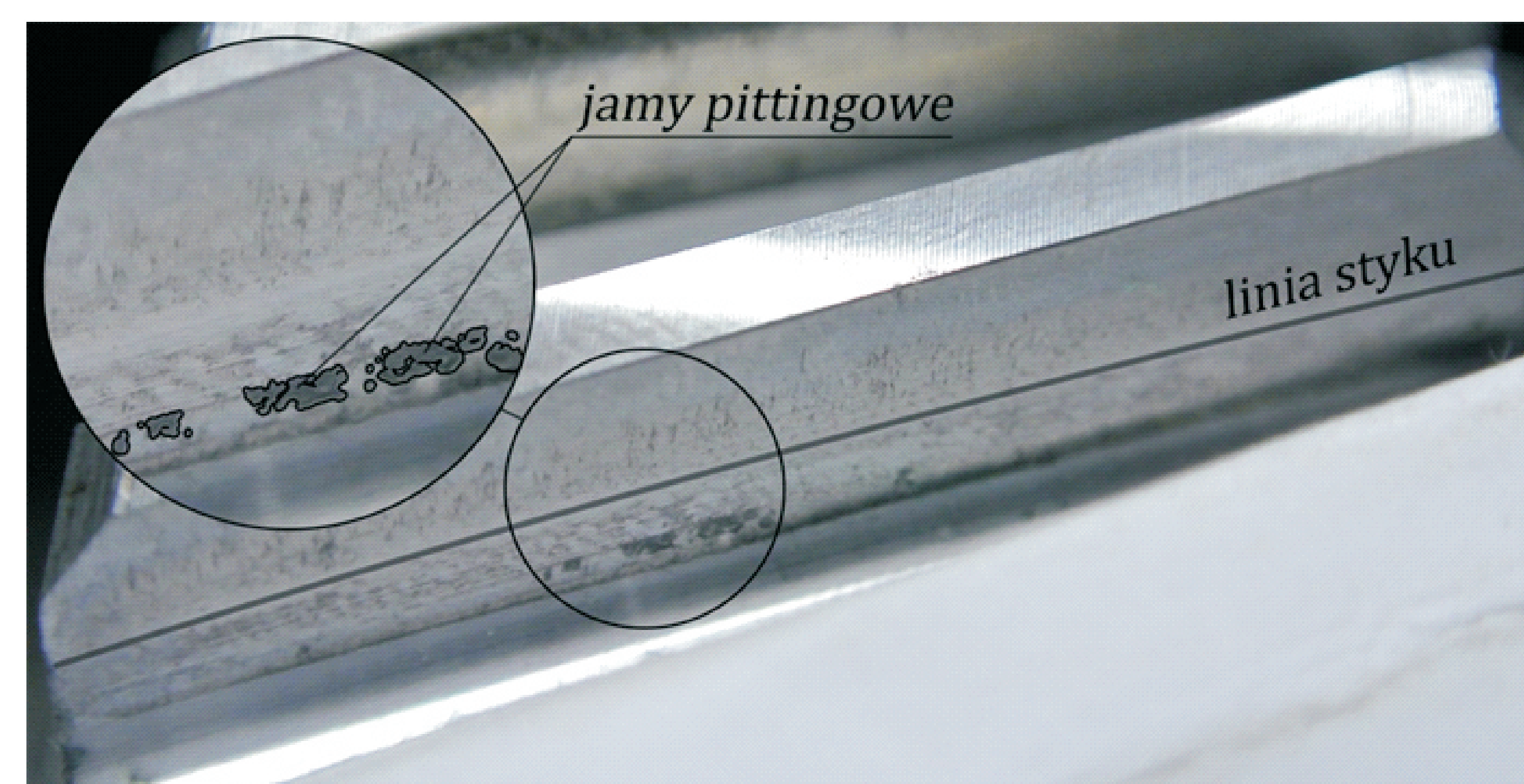
Wyniki wstępnych badań przekładni ewolwentowej ulepszonej cieplnie Preliminary Tests Results of Quenched and Tempered Involute Gears

Chropowatość powierzchni bocznych zębów badanych kół zębatych ewolwentowych nie przekroczyła wartości Ra0,6. Po zerowym oraz pierwszym stopniu obciążenia chropowatość ta uległa zmniejszeniu w skutek dotarcia się zębów. Pitting jako pierwszy pojawił się na uzębieniu zębnika, poniżej linii styku po drugim stopniu obciążenia, co pokazano na rysunku 3. Widać rodzaj zużycia w zależności od wysokości zęba. Na wysokości linii styku powierzchnia zęba nie jest zużyta, ponieważ w tym miejscu prędkość poślizgu przyjmuje wartość zero. Zużycie zęba tuż poniżej linii styku objawia się przez powstawanie drobnych rys biegnących równolegle do jego linii, a jeszcze niżej przez pitting. Powyżej tej linii widoczne jest zużycie objawiające się drobnymi rysami równoległymi do wysokości zęba. W przypadku przedstawionym na rysunku 3 jamy pittingowe są niewielkie i zajmują ok. 3% powierzchni zęba. Na powierzchniach zębów koła nie stwierdzono zużycia.

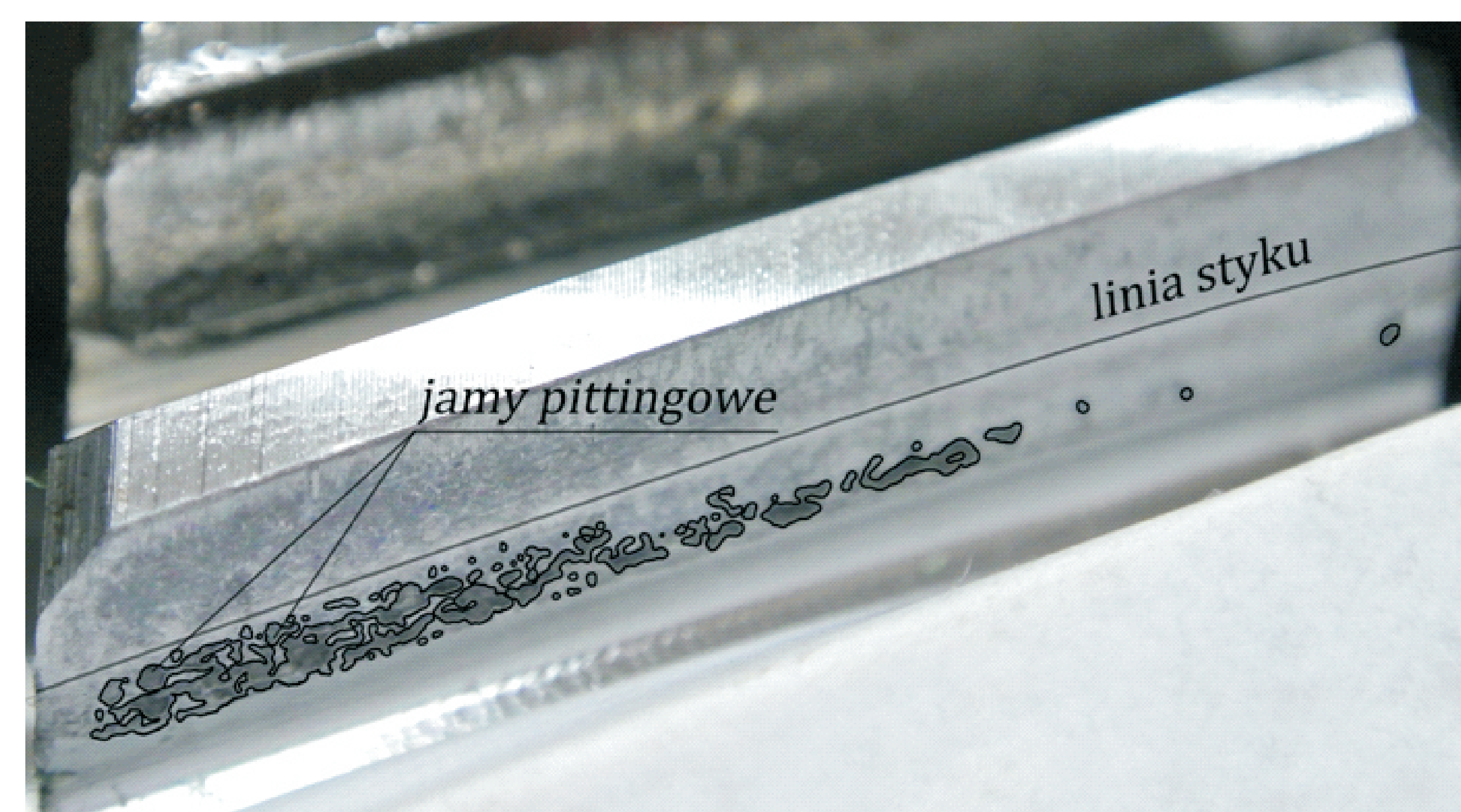
Piąty stopień obciążenia wywołał dalszą propagację jam pittingowych zarówno na zębach zębnika jak i koła. Rysunek 4 przedstawia zużytą powierzchnię zęba zębnika po piątym stopniu obciążenia.

Zużycie zęba przez pitting objęło ok. 13% jego powierzchni. Na rysunku 5 przedstawiono zużycie zęba koła.

Po piątym stopniu obciążenia powierzchnia zęba koła została objęta pittingiem w ok. 11%.



Rys. 3. Pitting na zębniku badanej przekładni ewolwentowej po drugim stopniu obciążenia
Fig. 3. Involute pinion pitting over second load stage



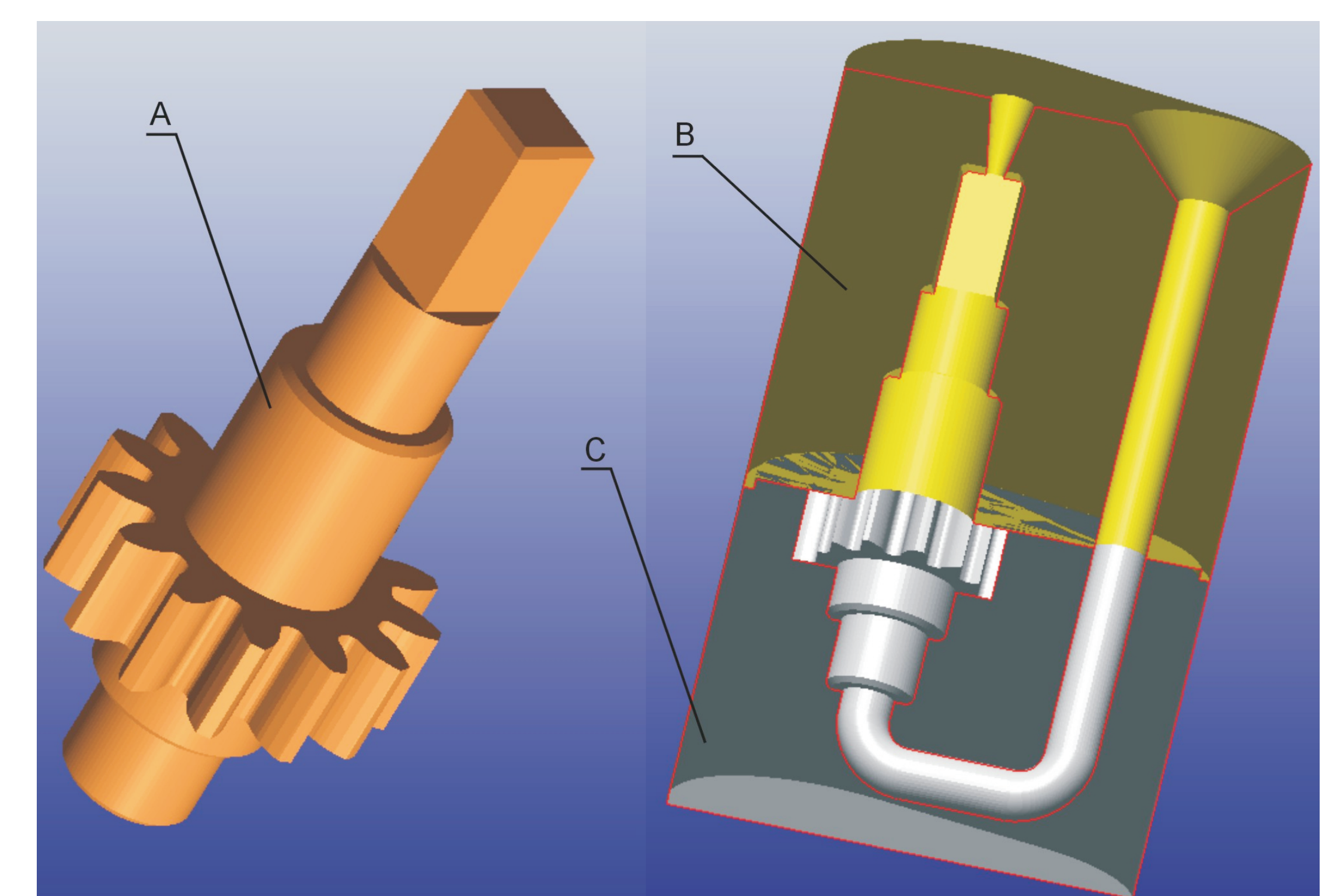
Rys. 4. Pitting na zębniku badanej przekładni ewolwentowej po piątym stopniu obciążenia
Fig. 4. Involute pinion pitting over fifth load stage



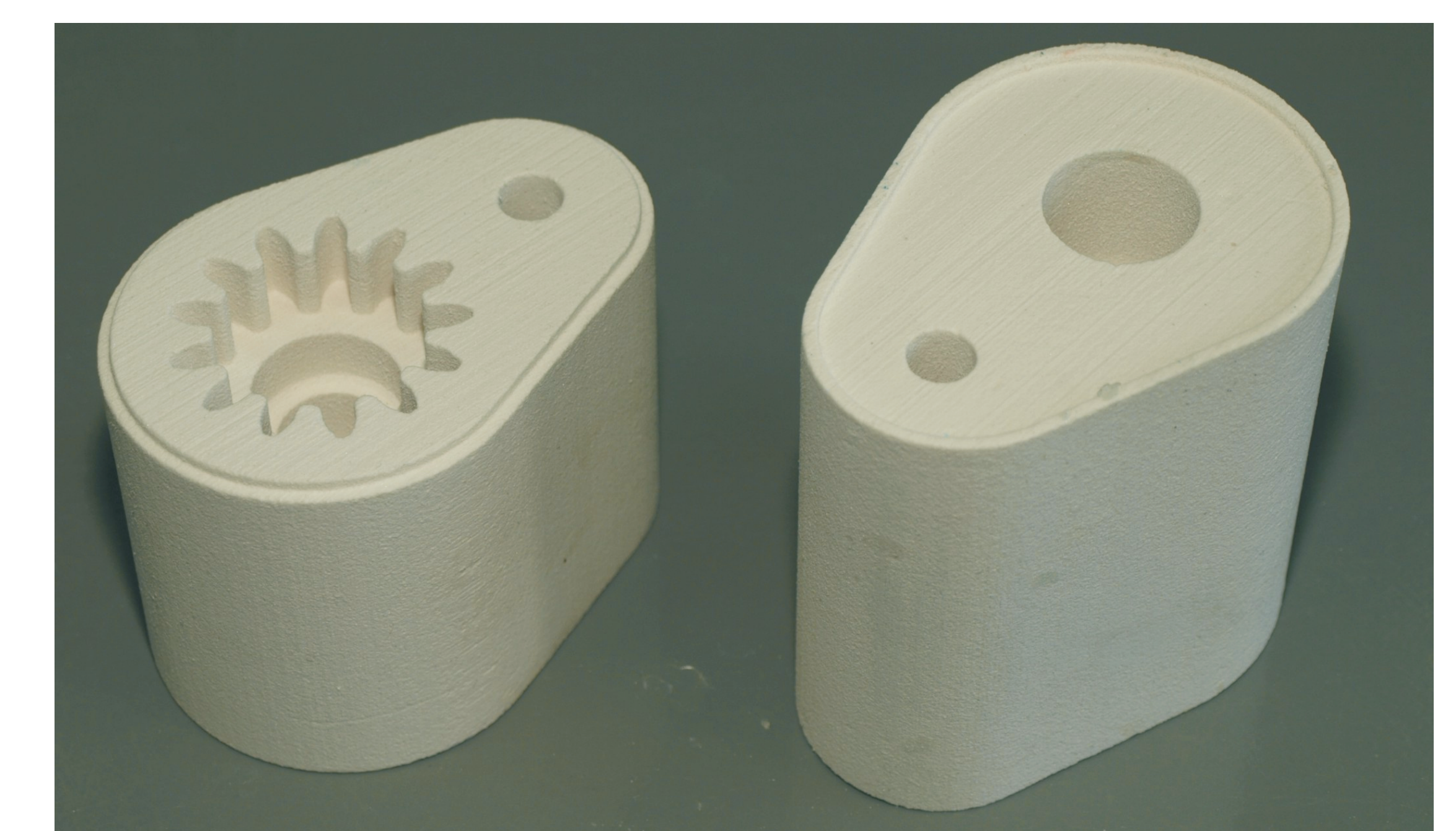
Rys. 5. Pitting na kole badanej przekładni ewolwentowej po piątym stopniu obciążenia
Fig. 5. Involute gear pitting over fifth load stage

Wykonanie formy odlewniczej Making a casting mould

Pierwszym etapem wykonania formy odlewniczej było utworzenie modelu 3D-CAD koła zębatego. Wieniec zębaty z zębami o zarysie ewolwentowym wykonano w procesie trójwymiarowej symulacji obróbki w programie Autodesk Inventor. Wirtualna symulacja obróbki metodą Maaga polegała na dyskretnej zmianie wzajemnego położenia narzędzia i koła ruchem wynikającym z kinematyki rzeczywistej obróbki. Następnie przy zastosowaniu kolejnych operacji modelowania bryłowego uzyskano kompletny model koła zębatego (rys. 6a). Następnym etapem modelowania formy było uzupełnienie modelu o układ wlewowy i określenie kształtu formy. Ostatnią operacją było odjęcie modelu koła i układu wlewowego od bryły zasadniczej formy. W ten sposób został wykonany dwuczęściowy model CAD formy (rys. 6b), który zapisano w formacie STL w celu wykonania w procesie RP. Formę wydrukowano w dwóch częściach (co umożliwiło dokładne oczyszczenie jej przestrzeni wewnętrznych z nadmiaru proszku), a następnie utwardzono żywicą (rys. 7).



Rys. 6. Model 3D-CAD: a) koła zębatego, b) formy odlewniczej
Fig. 6. 3D-CAD models: a) a gear, b) casting mould



Rys. 7. Model formy odlewniczej
Fig. 7. Casting mould model

Wnioski Conclusions

W przypadku przekładni silnie obciążonych zazębienie Nowikowa odznacza się teoretycznie większą nośnością powierzchniową niż zazębienie ewolwentowe. Przedstawiona metodyka prowadzenia badań zmęzeniowych kół zębatych pozwala na bezpośrednie porównanie przekładni o dwóch typach zarysów. Kolejnym etapem badań będzie przeprowadzenie prób wytrzymałościowych przekładni typu Nowikowa ulepszonej cieplnie oraz przekładni ewolwentowej i Nowikowa o powierzchniach zębów azotowanych.

In case of high loaded gears Novikov gear mesh is characterized with higher surface load capacity than involute one.

Presented methodology of performance testing of gears allows to direct comparison of two kind of gear mesh. Next stage of research covers testing the Novikov gears after quenching and tempering and nitrided Novikov and involute gears

Wskaźniki realizacji celów projektu Indicators of the project

Referaty

- Budzik G., Kozik B., Bernaczek J., Przeszlowski Ł., Markowska O.: *Manufacturing of aircraft engine transmission gears with SLS metod*. 9th AIRTEC 2014, International Congress, 28-30 OCT 2014, Frankfurt/Germany.
- Referaty prezentowane na XXI Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej Koła Zębate KZ i XIX Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Technicznej Przekładnie Zębate, Wisła 25-27.11.2014
- Batsch M.: *Matematyczny model wklęsło-wypukłego zazębienia typu Nowikowa*
- Batsch M.: *Nośność powierzchniowa przekładni zębatych o kołowo-lukowym zarysie zębów typu Nowikowa*
- Budzik G., Kozik B., Cieplak M.: *Uniwersalne stanowisko do badań przekładni lotniczych wykonanych w procesie rapid prototyping*
- Dziubek T.: *Określenie dokładności testowego koła zębatego lotniczej przekładni dwudrożnej po obróbce cieplnej*
- Kozik B., Sobolak M.: *Zwiększenie równomierności rozdziału mocy w przekładni dwudrożnej*
- Markowski T., Batsch M.: *Matematyczny model obróbki kształtowej uzębienia o kołowo-lukowym zarysie zębów typu Nowikowa*
- Markowski T., Batsch M.: *Wpływ parametrów przekładni zębatych o kołowo-lukowym zarysie zębów typu nowikowa na ślad styku*
- Pacana J., Kozik B., Budzik G.: *Analiza wytrzymałościowa kół zębatej przekładni dwudrożnej z zastosowaniem MES*
- Z10. aborniak M.: *Pomiary kół zębatych walcowych przekładni lotniczych z zastosowaniem standardowego oprogramowania CMM*

Publikacje

- Budzik G., Kozik B., Łączek A., Cieplak M.: *The Influence of Contour Number on Load Carrying Capacity of Gears in Aircraft Gearbox Demonstrator Made by MEM*. KONES 2014; Journal of Powertrain and Transport, Vol.21, No.3 2014, p-p 29-34, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2014.
- Budzik G., Dziubek T., Kozik B., Zaborniak M.: *Methods of Measurement of Cylindrical Gear Air Gear With Standard Software CMM*. KONES 2014; Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.21, No.1 2014, p-p 37-42, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2014

Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym

Modern material technologies in aerospace industry

Opracowanie nowej, prostszej i tańszej przekładni zębatej w miejsce skomplikowanych i drogich przekładni planetarnych

Development of a new, simpler and cheaper toothed gear in place of complicated and expensive planetary gears

Politechnika Rzeszowska, Politechnika Łódzka

Wyniki badań Results

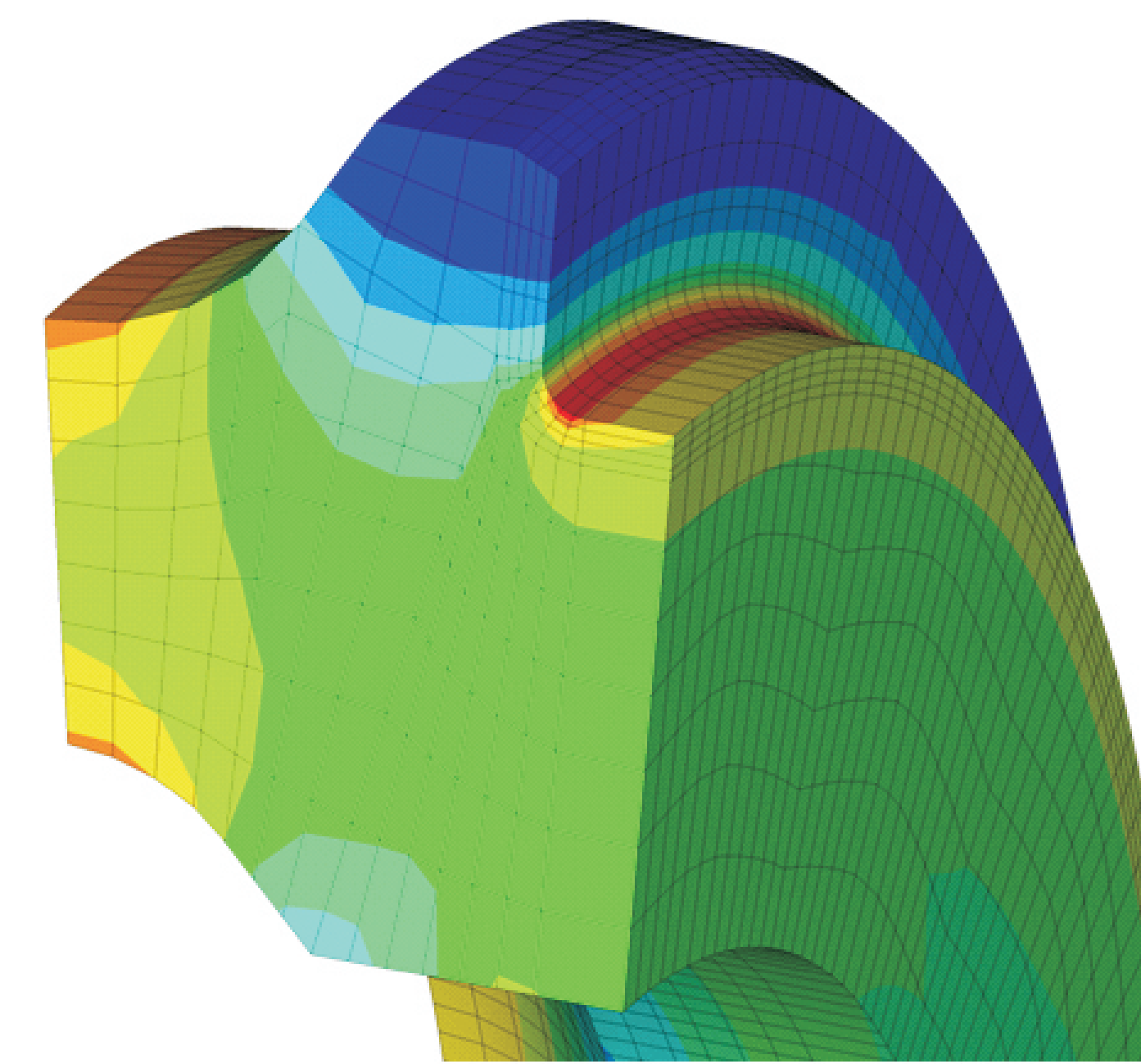
Weryfikacja zapasów wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej wałów przekładni dwudrożnej z zastosowaniem MES

Verification of fatigue and static safety coefficients of the split path transmission shafts by means of FEM.

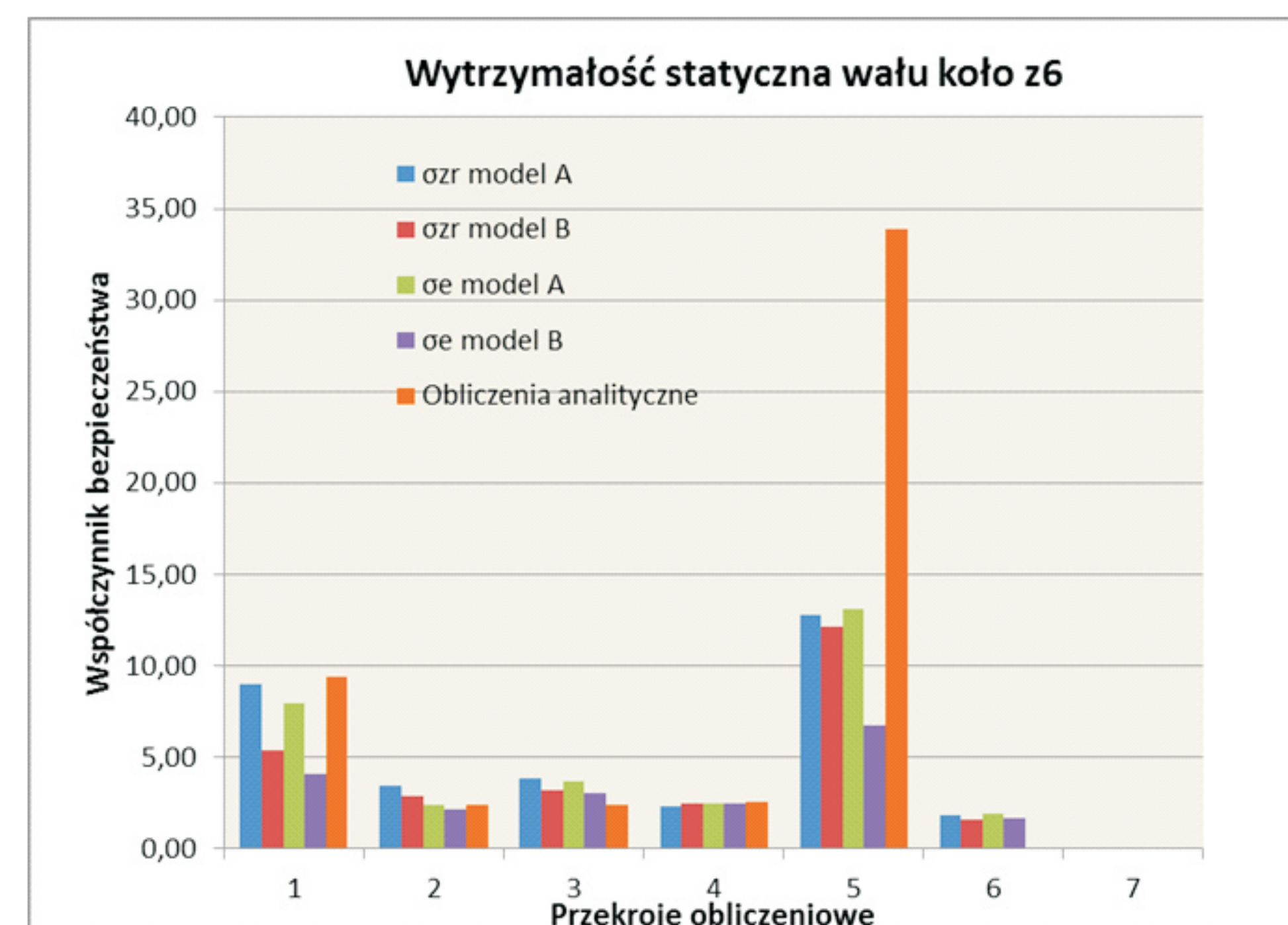
Wytrzymałość statyczna wałów pozwala określić czy i w jakim stopniu występujące w eksploatacji maksymalne obciążenia zagrażają stabilności konstrukcji przez wygenerowanie naprężeń powodujących odkształcenia trwałe. Naprężenia zastosowane do określenia zapasów wyznaczone przy zastosowaniu modeli MES. W celu określenia stanu naprężeń zamodelowano wały wraz z kołami stosując elementy sześciokątne. W miejscach wałów, gdzie występuje śpiętrzenie naprężeń zastosowano zagęszczenie siatki. Podparcie wału w łożyskach zamodelowano w dwojaki sposób. Obliczenia wykonano dla wału bez łożysk-model A oraz dla wału z zabudowanymi łożyskami-model B. W modelu A miejsca osadzenia łożysk połączono elementami typu MPC do punktu wyznaczonego przez środki łożysk. W przypadku łożysk kulkowych odebrano przemieszczenia tych punktów w trzech kierunkach prostopadłych do osi wału X,Y oraz wzdłuż osi wału Z. Natomiast w przypadku łożysk kulkowych w kierunkach prostopadłych do osi wału (X i Y).

W modelu B na wałach zabudowano pierścienie wewnętrzne łożysk. Elementy toczne zamodelowano za pomocą elementów sprężystych. Fragment wału wraz z pierścieniami łożysk kulkowych przedstawiono na rysunku 1. W wyniku obliczeń metodą MES otrzymuje się wartości przestrzennego stanu naprężeń i odkształceń.

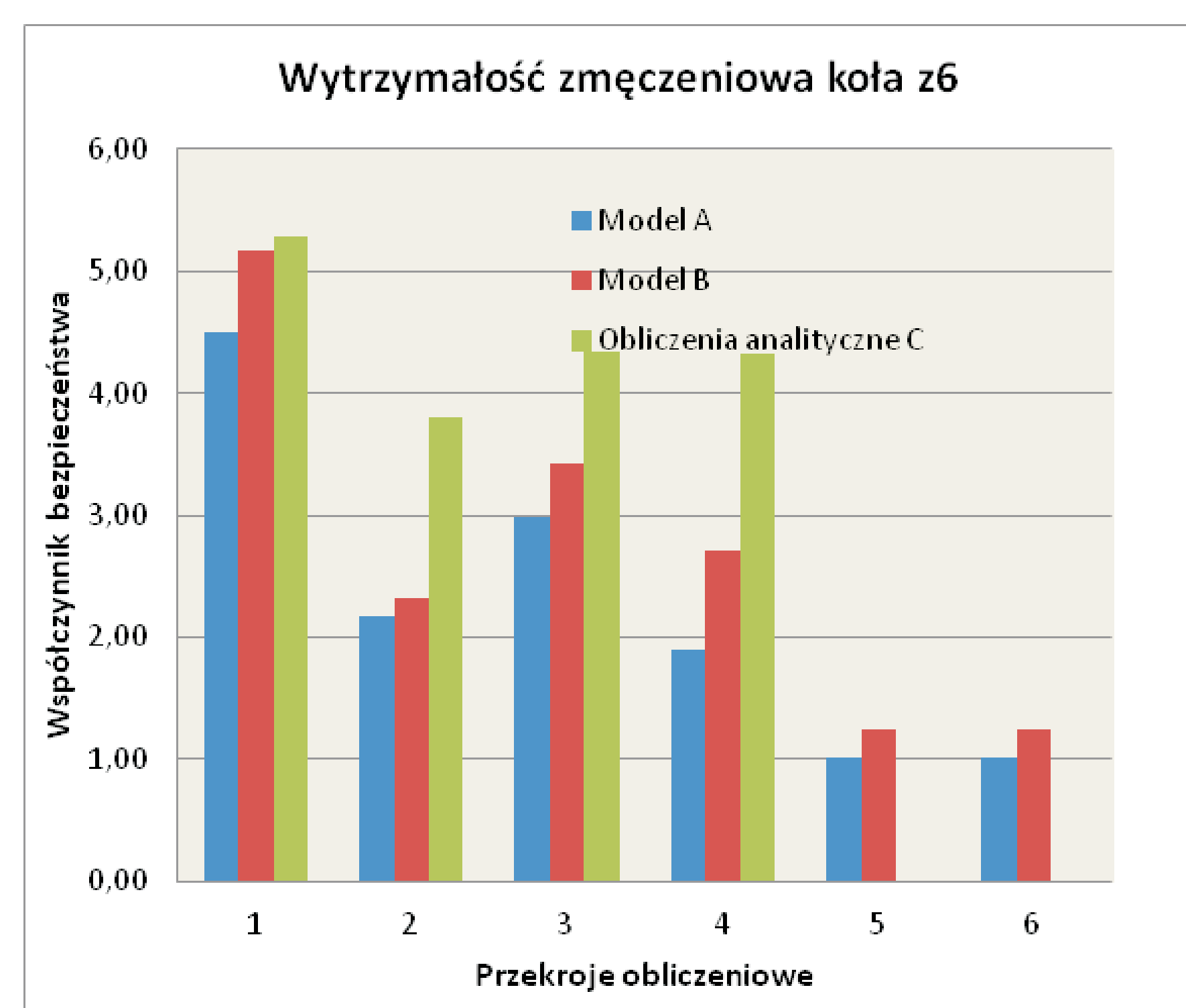
Do oceny wytrzymałości wałów (statycznej i zmęczeniowej) zastosowano naprężenia oktaedryczne przekształcające naprężenia wieloosiowego stanu naprężenia na jednoosiowy stan naprężenia. Przykładowy model wału koła z6 w wersji bez łożysk (model A) przedstawiono na rysunku 2, natomiast z łożyskami na rysunku 3 (model B). Przedstawiono również przykładowe rozkłady naprężeń dla wału koła z6 (rys. 4), w tarczy koła (rys. 5) oraz na promieniu przejścia pod łożyskiem kulkowym (rys. 6). Obliczenia dla obciążeń statycznych i zmęczeniowych wykonano dla wałów wszystkich kół z3, z45 i z6 oraz modeli A i B. Przykładowe wyniki obliczeń statycznych wału koła z6 przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 7, a dla obliczeń zmęczeniowych na rysunku 8. Lokalizację charakterystycznych przekroi wału koła z6 zaprezentowano na rysunku 9.



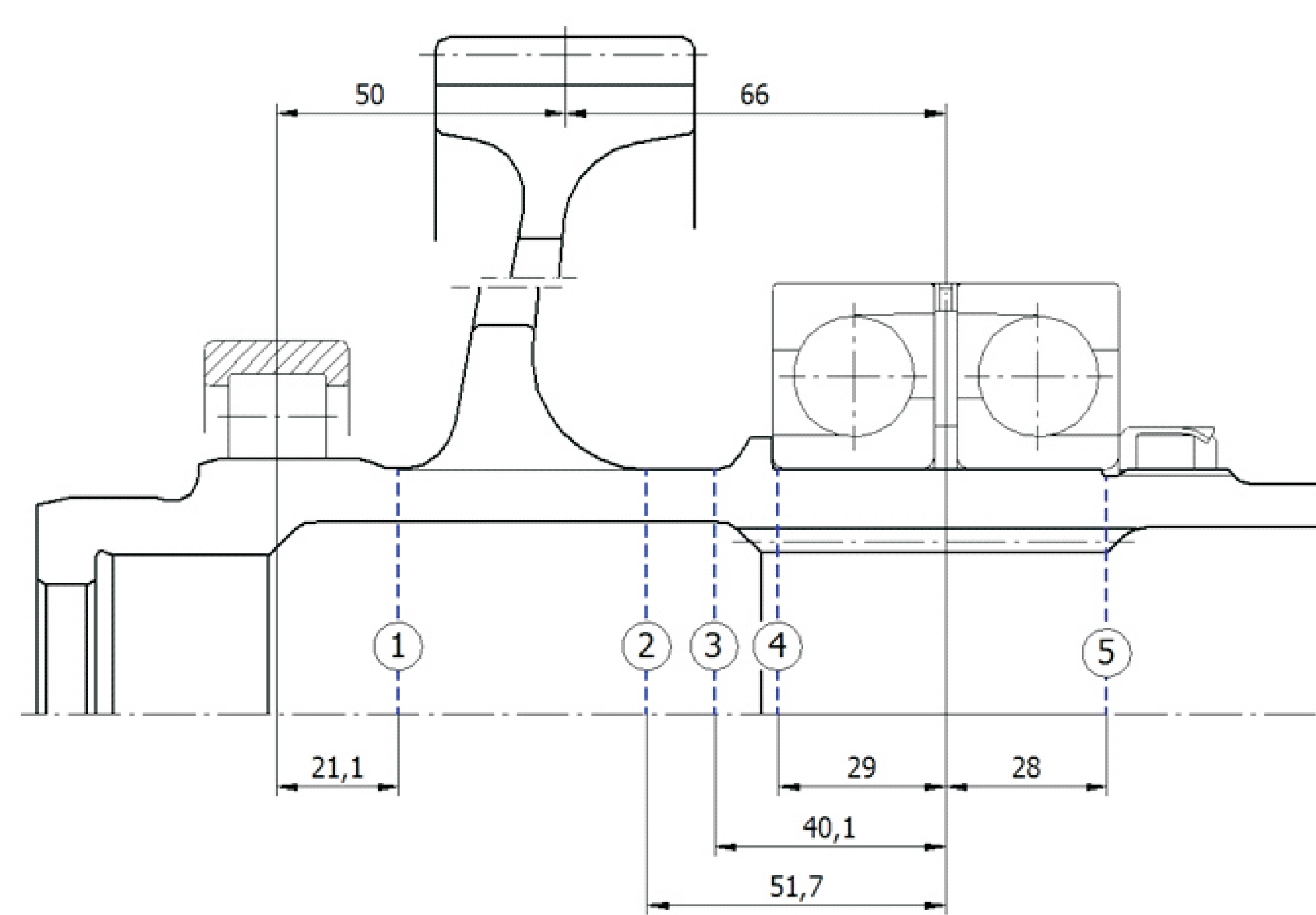
Rys. 6. Naprężenia na promieniu przejścia (przekrój-4) koła z6 dla modelu B, przy obciążeniu statycznym
Fig. 6. Von Mises stress in the area of blend where ball bearing is located, model B for static load



Rys. 7. Współczynniki bezpieczeństwa wytrzymałości statycznej wału koła z6
Fig. 7. Safety coefficient for static loads for gear shafts z6



Rys. 8. Współczynniki bezpieczeństwa wytrzymałości zmęczeniowej wału koła z6
Fig. 8. Fatigue safety coefficient for gear shaft z6



Rys. 9. Wał koła z6 z charakterystycznymi przekrojami 1-6
Fig. 9. z6 gear shaft with characteristic cross sections 1-6 used to calculate safety coefficients

Wpływ kształtu krzywej modyfikacji linii zęba na naprężenia kontaktowe

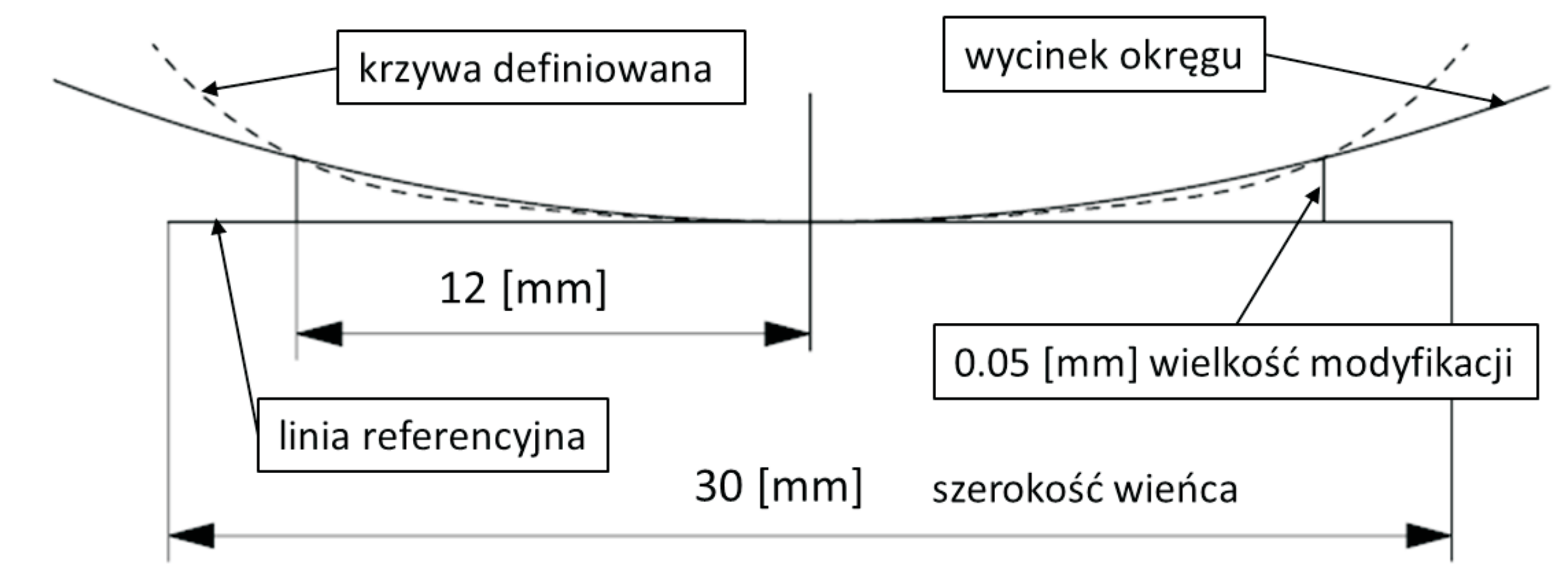
Influence of lead modification's curve shapes on contact stresses

Głównym celem modyfikacji linii zęba jest uniknięcie kontaktu krawędziowego, który w bardzo szybkim tempie doprowadziłby do uszkodzenia uzębienia i uniemożliwiłby dalszą eksploatację przekładni. Oprogramowanie szlifierek domyślnie przyjmuje krzywą modyfikacji jako wycinek okręgu. Wybrana krzywa modyfikacji determinuje jednoznacznie poziom naprężenia kontaktowego. Użycie innej krzywej modyfikacji linii zęba daje możliwość obniżenia naprężenia kontaktowego, jednak musi to być jednoznacznie podane przez konstruktora. Innym problemem jest realizacja modyfikacji po zadanej krzywej na konkretnej szlifierce.

Przedmiotem tej analizy jest oszacowanie maksymalnych naprężeń kontaktowych występujących w cyklu obciążenia dla krzywych modyfikacji linii reprezentowanych przez wycinek okręgu oraz dowolną krzywą. Naprężenia kontaktowe analizowano w oparciu o metodę elementów skończonych. Zaproponowana geometria będzie zrealizowana na rzeczywistych kołach poddanych obciążeniu celem porównania z wynikami analitycznymi. Do analizy przyjęto parę kół zębatach o parametrach:

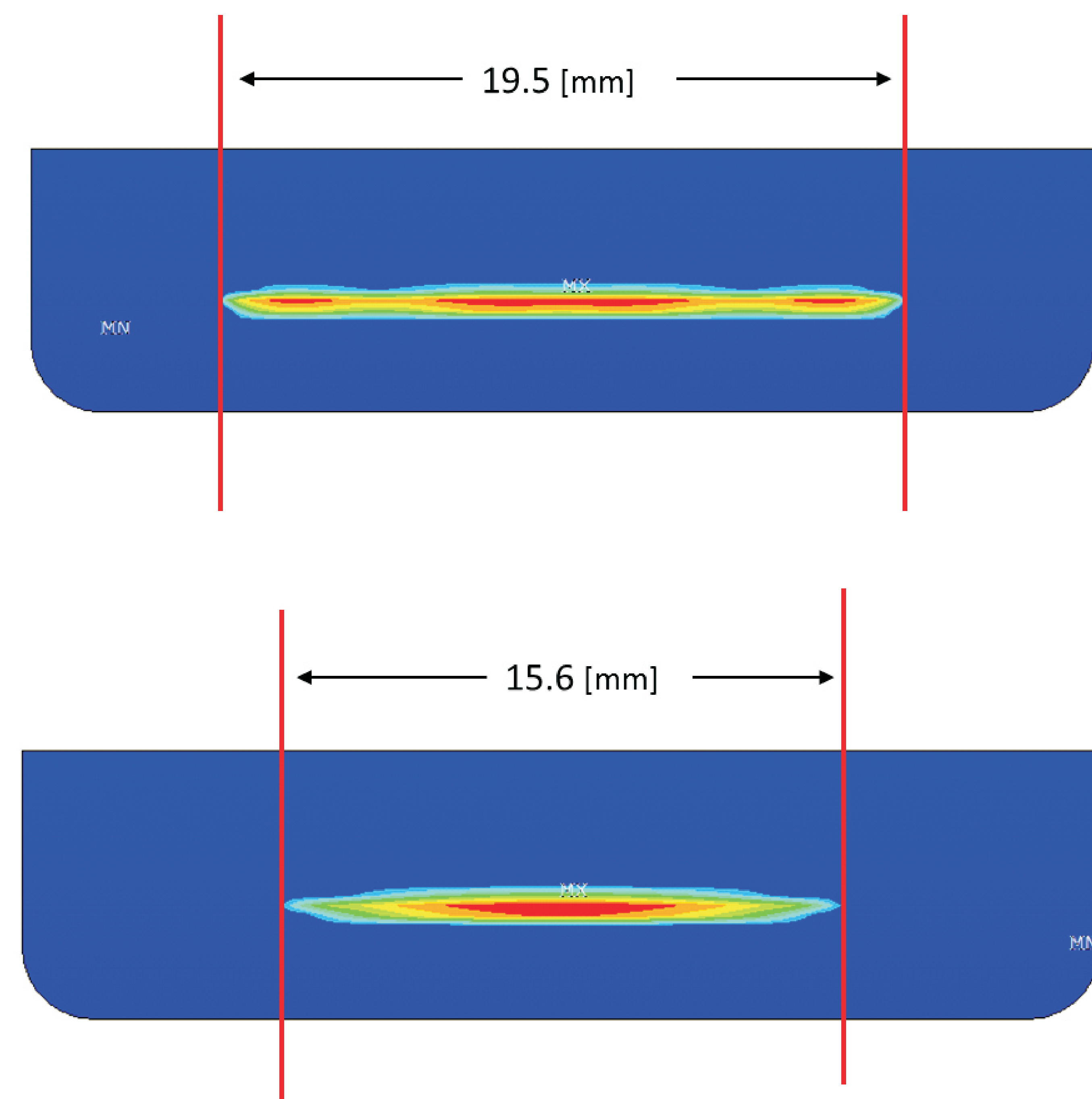
- liczba zębów zębika z1=21,
- liczba zębów koła z2=29,
- moduł m=5 [mm],
- odległość osi a=125 [mm],
- szerokość wieńca b=30 [mm].

Modyfikacja linii zęba dla obu krzywych wynosi 0.05 [mm] i jest położona na 12 [mm] od środka wieńca. Na rysunku 10 zaprezentowano obie krzywe modyfikacji.



Rys. 10. Krzywa modyfikacji linii zęba użyte do analizy porównawczej (rysunek nie jest w skali)
Fig. 10. Lead modification's curve shapes used for comparative analysis (sketch not to scale)

Powierzchnie boczne zębów otrzymano metodą jednostronnej modyfikacji linii. Krzywa definiowana w początkowej fazie była krzywą sklejającą projektowaną tak, aby krzywizna w środku wieńca była jak najmniejsza. Ze względów wykonawczych (dostępu do odpowiedniej szlifiarki) krzywa ta została dostosowana do kształtu, który może być wprowadzony do pamięci szlifiarki. Powstaje więc tutaj ograniczenie co do definicji krzywej wypływające z możliwości samej obrabiarki i to konstruktor musi wziąć pod uwagę. Analizę przeprowadzono dla styku na średnicach podziałowych przy obciążeniu momentem 1000 [Nm]. Na rysunku 11 pokazano wyniki naprężeń kontaktowych dla obu krzywych modyfikacji. W obu przypadkach podział na elementy skończone był identyczny.



Rys. 11. Wyniki naprężenia kontaktowego dla obu przypadków modyfikacji
a) Linia zęba modyfikowana krzywą definiowaną. Wartość naprężenia kontaktowego 1901 [MPa]
b) Linia zęba modyfikowana wycinkiem okręgu. Wartość naprężenia kontaktowego 2480 [MPa]
Fig. 11. Contact stress results for both lead modification cases
a) Lead modified by special defined curve. Contact stress result 1901 [MPa]
b) Lead modified by curve as part of circle. Contact stress result 2480 [MPa]

Wnioski Conclusions

1. Współczynniki bezpieczeństwa wytrzymałości statycznej wałów kół określone za pomocą MES są średnio o 26% niższe od obliczeń metodą analityczną
2. Współczynniki bezpieczeństwa wytrzymałości zmęczeniowej wałów kół określone za pomocą MES są średnio o 17% wyższe od obliczeń metodą analityczną
3. Obliczeniowe zapasy wytrzymałości zapewniają poprawną pracę wałów przekładni dwudrożnej w zakresie wytrzymałości statycznej i trwałości.
4. W celu bardziej precyzyjnego wyznaczenia wytrzymałości zmęczeniowej i uwzględnienia w szerszym zakresie zjawiska wieloosiowości należy zastosować oprogramowanie oparte na kodzie NCODE
5. Stosowanie specjalnie definiowanych krzywych modyfikacji linii zęba daje znaczne obniżenie naprężenia kontaktowego. W konstrukcjach w których ze względu na obciążenia wchodzimy w zakres ograniczonej wytrzymałości na pitting stosowanie takich rozwiązań jest jak najbardziej celowym pomimo trudności wykonawczych.

1. Static safety coefficients of the gear shafts determined by using of FEM are on average by 26% lower than calculations obtained by analytical method.
2. Fatigue safety coefficients of the gear shafts determined by using of FEM are on average by 17% higher than calculations obtained by analytical method.
3. Determined safety coefficients ensure proper operation of the gear shafts of the split path transmission in the scope of endurance life and static strength.
4. In order to determine fatigue life more precisely it is recommended to apply software based on NCODE.
5. Application of special defined curves for lead modification gives significant contact stress decrease. Gear design which is located in reduced pitting resistance range should be especially considered for such special curve application regardless increased manufacturing cost.