

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

Opracowanie metodyki porównawczych badań stanowiskowych kół zębatych o zarysach ewolwentowych i Nowikowa o azotowanych powierzchniach zębów oraz przeprowadzenie badań wstępnych kół Nowikowa

Development of the methodology of comparative fatigue testing of nitrided Novikov and involute gears and preliminary Novikov gear tests

Współczesne przekładnie zębate powinny charakteryzować się wysoką sprawnością, cichobieżnością pracy oraz wysoką wytrzymałością przy jak najmniejszych rozmiarach.

Alternatywą dla powszechnie stosowanych zarysów ewolwentowych mogą być przekładnie z kołami o zarysach kołowo-łukowych. Jednym z takich zarysów jest zarys wklęsło-wypukły typu Nowikowa. Należy zaznaczyć że zarys ten nie jest znormalizowany. Brak jest dobrze opracowanej metodologii projektowania oraz obliczania tego typu ząbów. W celu weryfikacji nośności przekładni Nowikowa konieczne jest przeprowadzenie prób wytrzymałościowych, które umożliwią bezpośrednie porównanie jej z przekładniami ewolwentowymi.

Metodyka prowadzenia badań przekładni o azotowanych powierzchniach zębów

Badania przeprowadzone zostaną na stanowisku mocy krążącej. Badane próbki obejmować będą przekładnię ewolwentową i 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 Koepfer EMAG 200. Koła zębate Nowikowa natomiast zostały wykonane na 5-cio osiowej frezarce sterowanej numerycznie Stama MC726/MT kształtowo z wykorzystaniem narzędzi zaprojektowanych specjalnie do tego celu [2] (Rys. 1).

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 wieńca [mm]	$b = 30$	
Kąt pochylenia linii zęba [°]	$\beta = 22,482$	
Normalny kąt przyporu [°]	$\alpha_n = 20$	
Przesunięcie zarysu zęba wklęsłego [mm]	$d_{cor} = 0$	
Zarys	wypukły	wklęsły
Promień zarysu [mm]	$\rho_1 = 6,3312$	$\rho_2 = 6,5528$
Średnica podziałowa [mm]	$d_1 = 97,4026$	$d_2 = 152,5974$
Średnica wierzchołków [mm]	$d_{a1} = 104,3026$	$d_{a2} = 152,5974$
Średnica 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 wieńca [mm]	$b = 30$	
Kąt pochylenia linii zęba [°]	$\beta = 22,482$	
Normalny kąt przyporu [°]	$\alpha_n = 20$	
Średnica podziałowa [mm]	$d_1 = 97,4026$	$d_2 = 152,5974$
Średnica wierzchołków [mm]	$d_{a1} = 103,4026$	$d_{a2} = 158,5974$
Średnica stóp [mm]	$d_{f1} = 89,9026$	$d_{f2} = 145,0974$



Rys. 1. Widok badanych kół zębatych Nowikowa
Figure 1 Novikov gears for endurance testing

Próby wytrzymałościowe prowadzono przy stałym obciążeniu. Dotarcie kół zębatych przeprowadzono przy momencie zębniaka wynoszącym 42Nm. W tabeli 2,3 zestawiono moment obciążenia zębniaka, liczbę cykli obciążenia oraz czas trwania próby na danym stopniu obciążenia dla prędkości obrotowej zębniaka wynoszącej 2500obr/min. Badane koła azotowane zostały zaprojektowane tak, aby w pierwszej kolejności uległy zniszczeniu przez pitting występujący w skali mikro. Pitting (od angielskiego słowa: pit - wgłębienie) jest to zjawisko polegające na występowaniu małych kraterów (w przypadku mikro-pittingu ich średnica wynosi przeważnie 10µm) na powierzchni zęba w wyniku oderwania z tego miejsca fragmentów metalu. Jamki pittingowe poszerzają się w wyniku wtlaczania w nie pod wysokim ciśnieniem oleju, który działa jak klin.

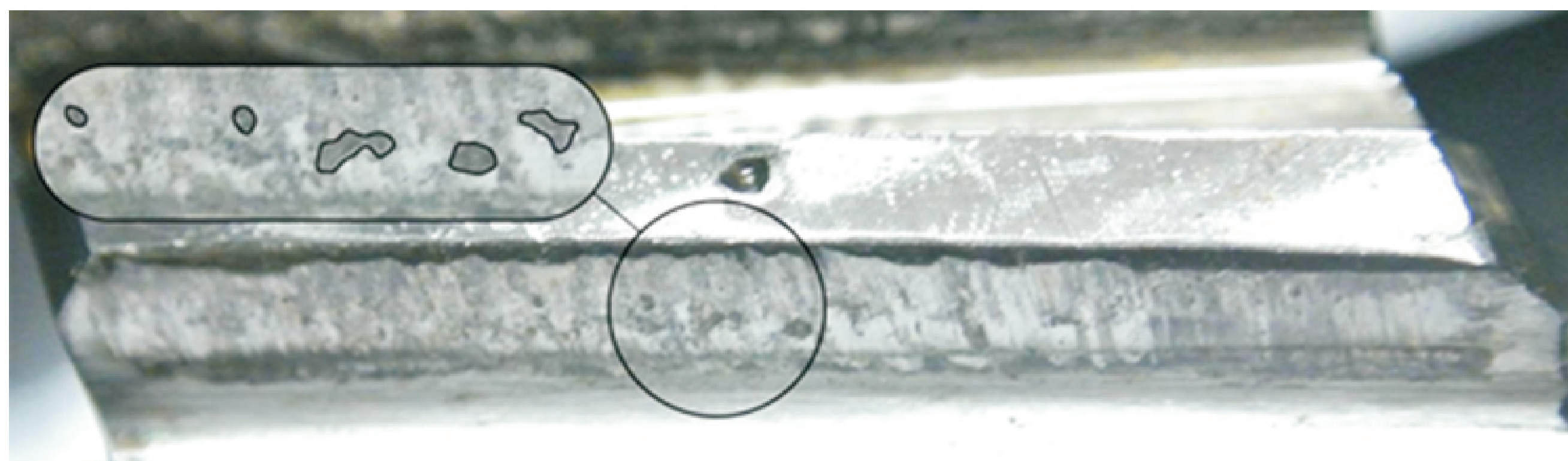
Tabela 3. Stopnie obciążenia badanych kół zębatych azotowanych
Table 3 Load stages of tested nitrided gears

Stopień obciążenia	Moment obciążający zębniak [Nm]	Naprężenia Hertza [MPa] Nowikow	Naprężenia Hertza [MPa] ewolwenta	Ilość cykli obciążenia zębniaka	Czas trwania próby na danym stopniu obciążenia
0	42	249	249	1,5 · 10 ⁵	1h
1	455	550	817		
2	455	550	817		
3	455	550	817		
4	455	550	817		
5	455	550	817	1,5 · 10 ⁶	10h
6	455	550	817		
7	455	550	817		
8	455	550	817		

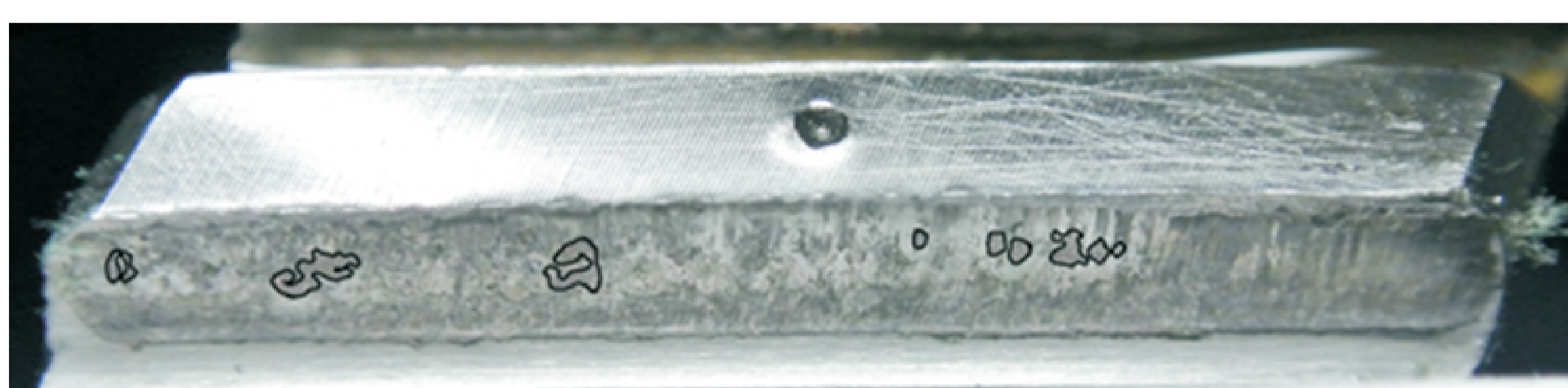
Wyniki wstępnych badań przekładni Nowikowa ulepszonej cieplnie

Chropowatość powierzchni bocznych zębów badanych kół zębatych Nowikowa nie przekroczyła wartości Ra0,8. Po zerowym oraz pierwszym stopniu obciążenia chropowatość ta uległa zmniejszeniu w skutek dotarcia się zębów. Pitting pojawił się na uzębieniu zębniaka (rys. 2) i koła (rys. 3), na wysokości linii styku po czwartym stopniu obciążenia. Powierzchnia zęba zębniaka została objęta pittingiem w ok. 2% natomiast zęba koła ok. 3%. Ponadto wraz z pojawieniem się pittingu wystąpiło zużycie zębów na skutek zacierania. Ten typ zużycia wynikać może z oddziaływania oderwanych cząstek metalu na trące o siebie powierzchnie boczne zębów. Można go zaobserwować jako szerokie zarysowania na powierzchniach zębów biegnące wzdłuż ich wysokości. Po piątym stopniu obciążenia nastąpiła propagacja pittingu wzdłuż linii ząbienia zarówno na powierzchni zęba zębniaka jak i koła. Jamy pittingowe na zębie zębniaka objęły ok. 8% jego powierzchni (rys. 4). Procentowe zużycie zęba koła natomiast wyniosło ok. 13% (rys. 5).

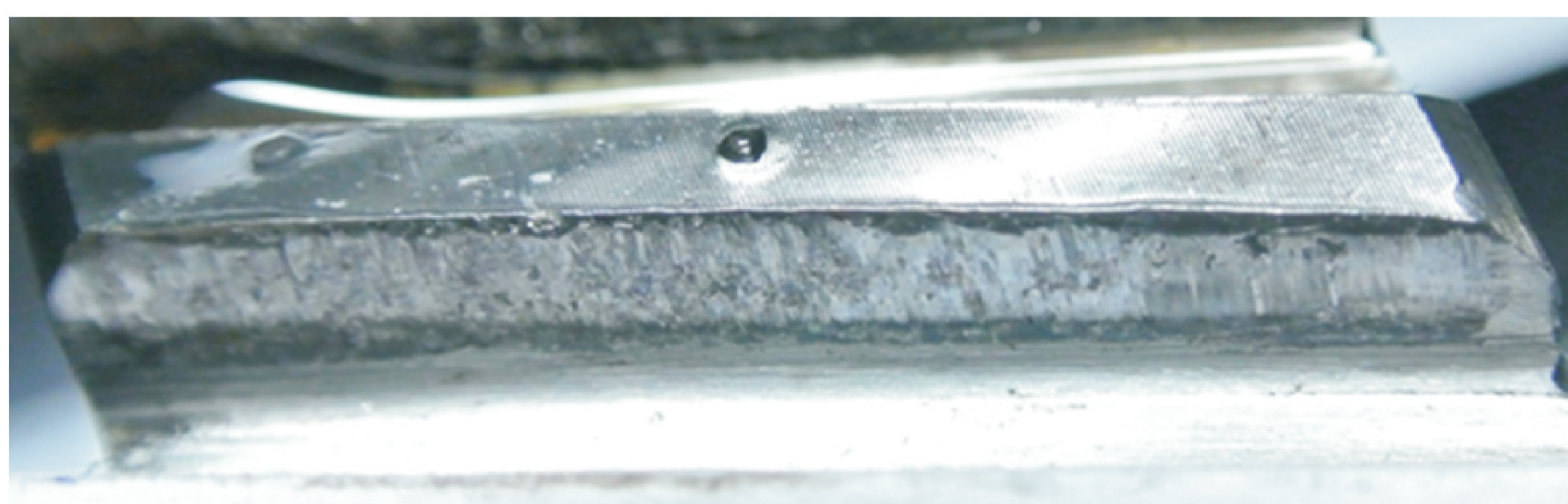
Politechnika Rzeszowska, Politechnika Łódzka



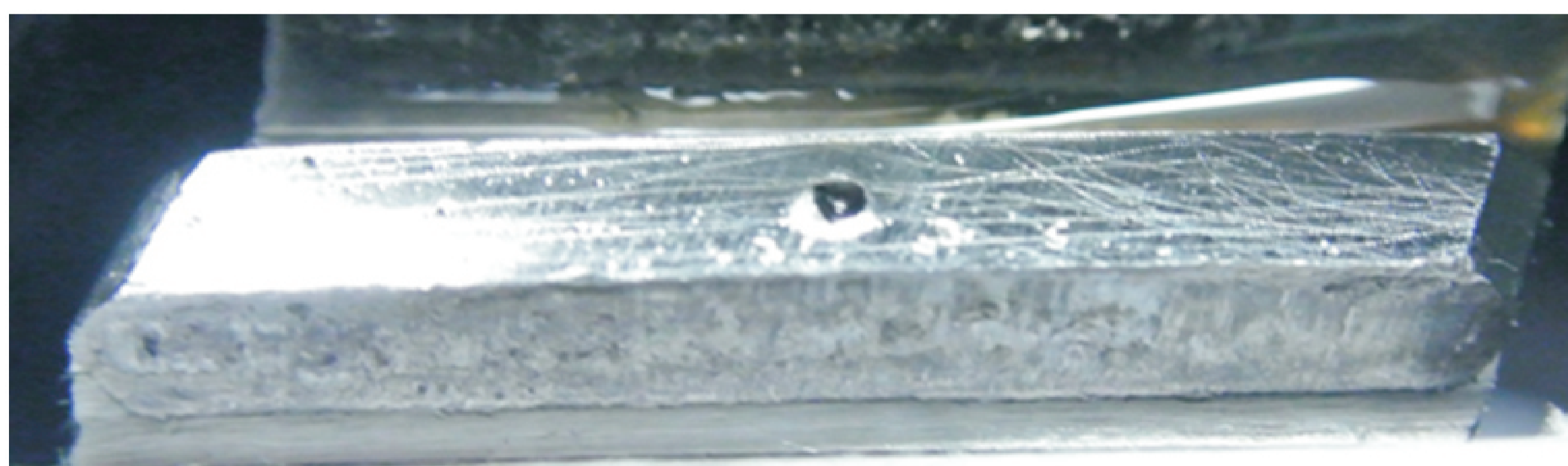
Rys. 2. Pitting na zębniaku badanej przekładni Nowikowa po czwartym stopniu obciążenia
Figure 2 Novikov pinion pitting over fourth load stage



Rys. 3. Pitting na kole badanej przekładni Nowikowa po czwartym stopniu obciążenia
Figure 3 Novikov wheel pitting over fourth load stage



Rys. 4. Pitting na zębniaku badanej przekładni Nowikowa po piątym stopniu obciążenia
Figure 4 Novikov pinion pitting over fifth load stage



Rys. 5. Pitting na zębniaku badanej przekładni Nowikowa po piątym stopniu obciążenia
Fig. 5 Novikov pinion pitting after fifth load stage

Zastosowanie uzębienia typu Beveloid w przekładni dwudrożnej Applying Beveloid type toothing in dual-path gearing

Główne powody nierównomierności pracy przekładni dwudrożnej to:
- zmiany łącznego chwilowego śladu styku w trakcie obrotu współpracujących kół,
- niedokładność wykonania przekładni, przekładająca się na niedokładność ząbienia, zęby w jednej drodze są w kontakcie, natomiast w drugiej w skrajnym przypadku nie ma kontaktu między zębami.

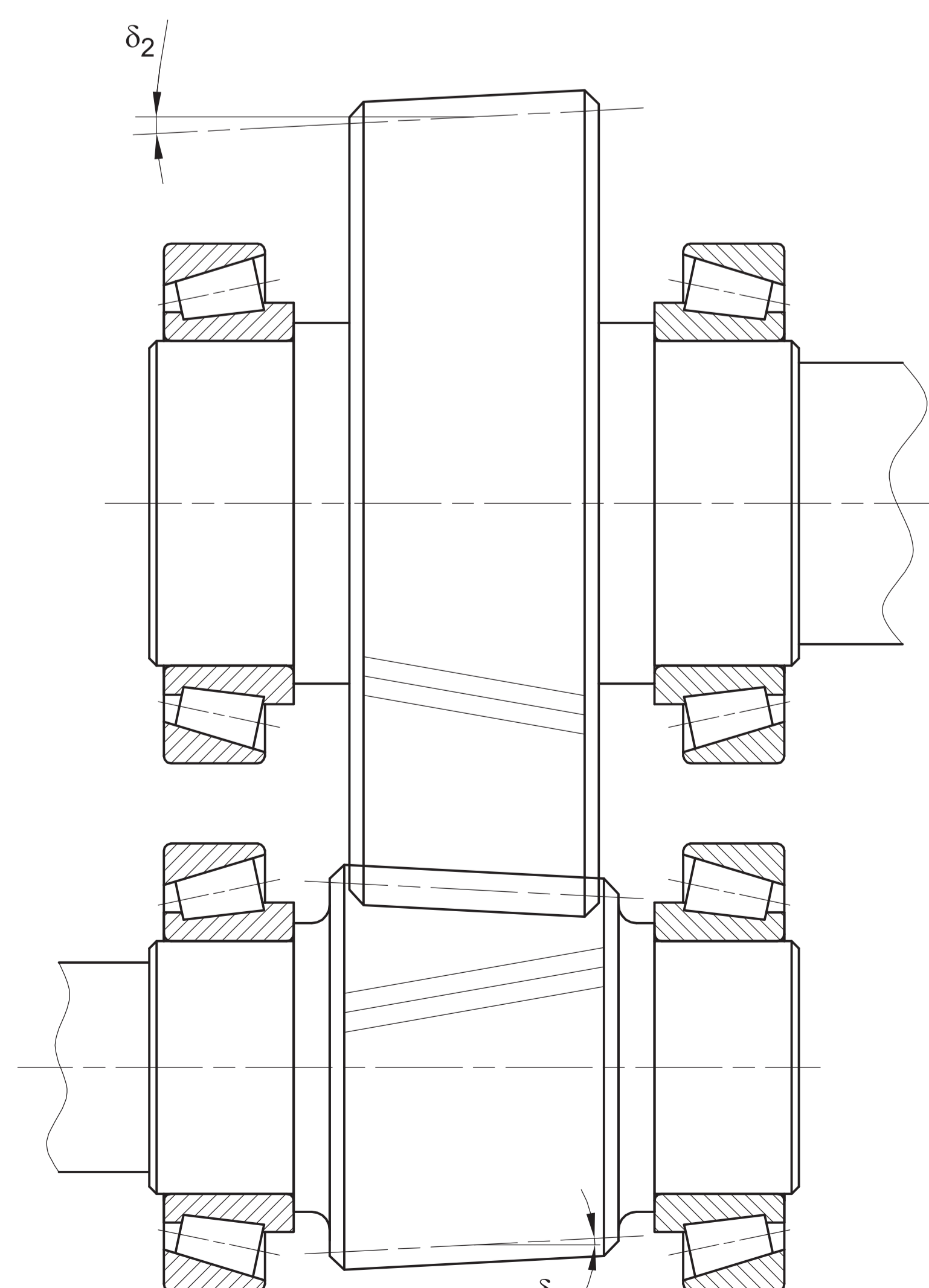
Wpływ rodzaju uzębienia na zmiany chwilowego śladu styku

W celach porównawczych przebadano ślad styku w czterech przekładniach o osiach równoległych:

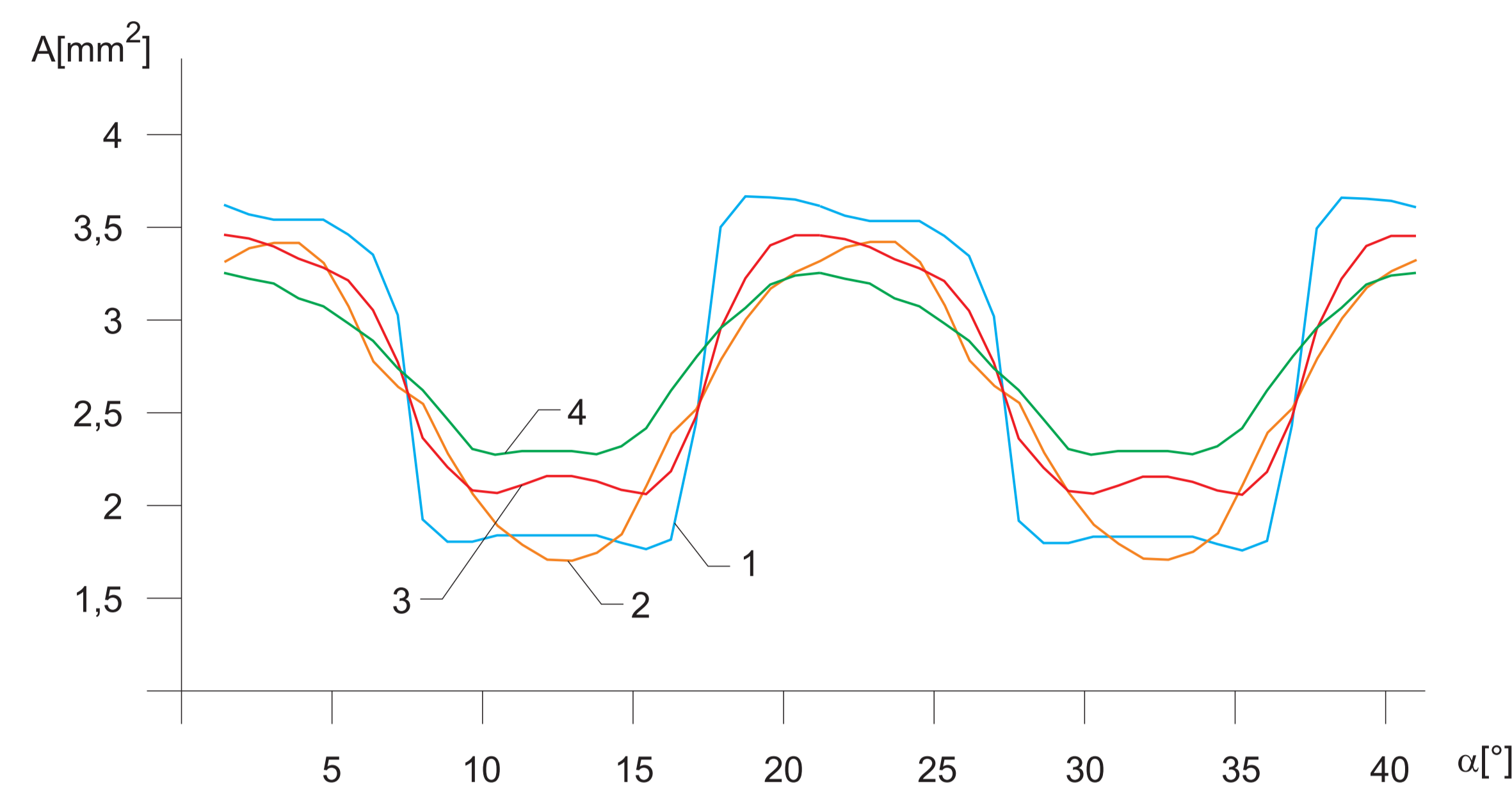
- z kołami walcowymi o prostej linii zęba,
- z kołami walcowymi o śrubowej linii zęba,
- z kołami Beveloid o prostej linii zęba,
- z kołami Beveloid o śrubowej linii zęba.

W przekładni równoległej typu Beveloid koła zębate walcowa zastąpione są kołami stożkowymi. Kąty stożków są małe, a koła pracują w ten sposób, że zębniak po stronie o mniejszej średnicy pracuje z kołem po stronie większej średnicy (rys. 6). Koła Beveloid nie są typowymi kołami stożkowymi, lecz kołami walcowymi, w których wzdłuż linii zęba dokonuje się korekcji.

Ślad styku występujący między kołami w wybranym chwilowym położeniu nazywany jest chwilowym. Do wyznaczenia śladu styku wykorzystano metodę bezpośrednią CAD. Na rys. 7 pokazano zestawienie zmian chwilowego śladu styku dla rozpatrywanych przekładni.



Rys. 6. Przekładnia typu Beveloid, δ_1 , δ_2 - kąty Beveloid odpowiednio zębniaka i koła
Figure 6 Beveloid type gearing, Beveloid angles δ_1 , δ_2 respectively for pinion and wheel



Rys. 7. Zmiany łącznego śladu styku w funkcji obrotu zębniaka w przekładniach: 1 - z kołami walcowymi o prostej linii zęba, 2 - z kołami walcowymi o śrubowej linii zęba, 3 - z kołami Beveloid o prostej linii zęba, 4 - z kołami Beveloid o śrubowej linii zęba
Figure 7 Changes of joint contact trace as function of pinion rotation in gear transmissions: 1- with bevel wheels of straight tooth line, 2 - with bevel wheels of helical tooth line, 3 - with Beveloid wheels of straight tooth line, 4 - with Beveloid type wheels of helical tooth line

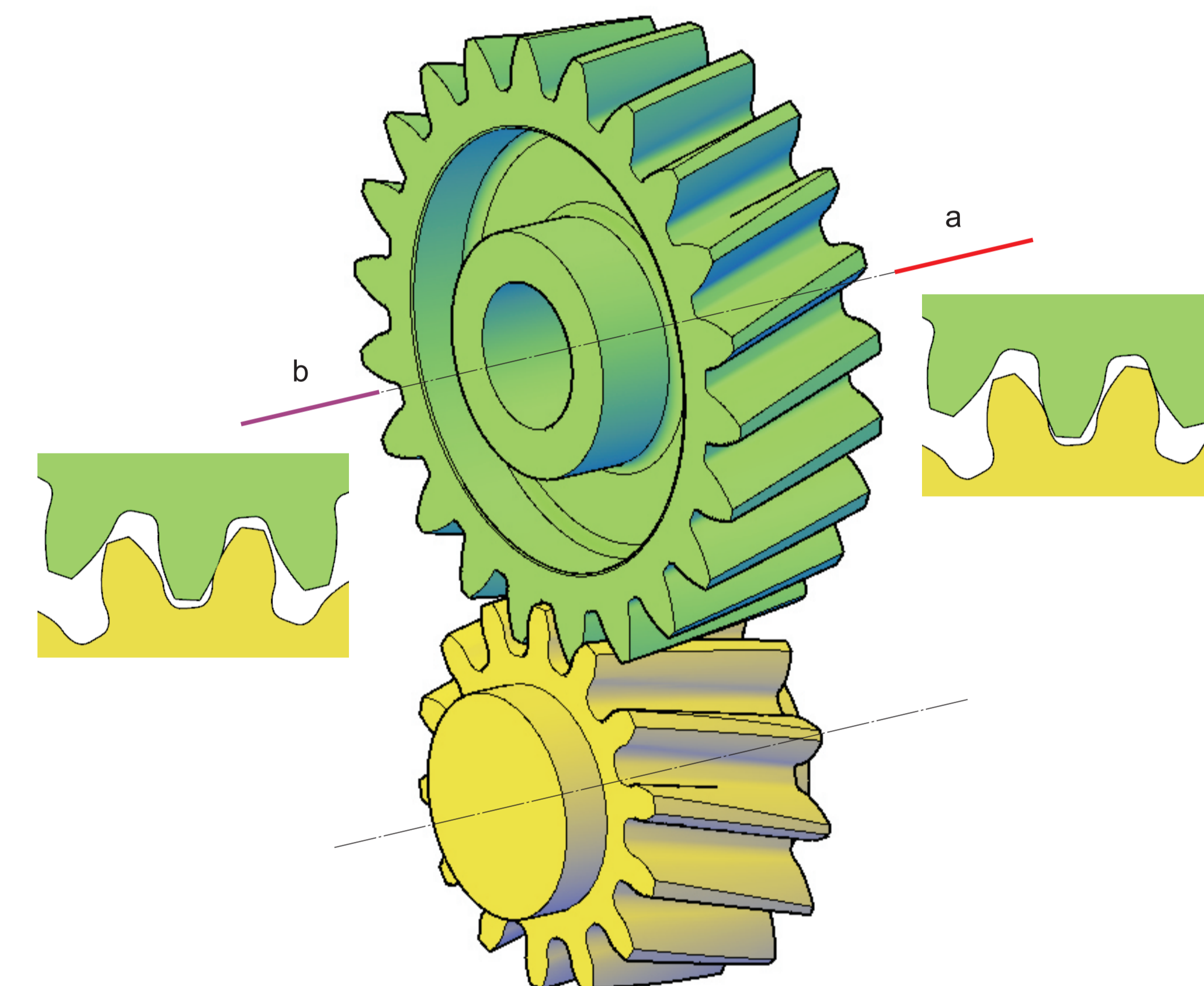
Z przedstawionych wykresów wynika, że największą płynnością współpracy charakteryzują się koła zębate typu Beveloid o śrubowej linii zęba.

Kasowanie luzu w przekładni dwudrożnej

Backlash deletion in dual-path gearing

Na rys. 8 przedstawiono ideę kasowania luzu. Przesuwając koło o zębach śrubowych wzdłuż jego osi powoduje kasowanie luzu po jednej lub drugiej stronie zęba.

Rozwiązanie to może znaleźć zastosowanie dla przekładni z kołami walcowymi o zębach śrubowych, oraz w ograniczonym zakresie dla przekładni z kołami typu Beveloid.



Rys. 8. Idea kasowania luzu, przesuw osiowy jednego koła w kierunku a lub b kasuje luz odpowiednio po jednej lub drugiej stronie zęba
Figure 8 The idea of backlash deletion, axial travel of one wheel in direction a or b deletes backlash respectively on one or the other side of tooth

Wnioski Conclusions

Przekładnia ewolwentowa ulepszona cieplnie pracowała bez oznak zużycia przez jeden stopień obciążenia (nie wliczając stopnia docierającego) co daje $2,5 \times 10^6$ cykli zmian obciążenia zębniaka. Zużycie przekładni Nowikowa pojawiło się natomiast po czwartym stopniu obciążenia co oznacza przepracowanie $7,5 \times 10^5$ cykli zmian obciążenia zębniaka (nie wliczając stopnia docierającego). Przekładnia Nowikowa pracowała zatem trzy razy dłużej bez oznak zużycia zmęczeniowego. Wynika stąd, że badana przekładnia Nowikowa odznacza się co najmniej trzykrotnie większą trwałością niż badana przekładnia ewolwentowa, a co za tym idzie większą nośnością.

Równomierność przekazywania momentu dwiema drogami w przekładni dwudrożnej można zwiększyć poprzez:
- zastosowanie uzębienia typu Beveloid o śrubowej linii zęba,
- zastosowanie mechanizmu pozwalającego na kasowanie luzów.

Involute quenched and tempered gear was operating without any failure over one load stage (without running in load stage), which gives $2,5 \times 10^6$ load cycles of pinion. The pitting failure of Novikov quenched and tempered gear occurred over fourth load stage, which gives $7,5 \times 10^5$ load cycles of pinion (without running in load stage). Therefore Novikov gear was operating three times longer than involute gear without failure. It follows that the tested Novikov gear is distinguished by three times greater durability and therefore greater load capacity in comparison with involute gear.

The uniformity of transferring torque along two ways in dual-path gear transmission may be increased by:
- applying Beveloid type toothing with helical tooth line,
- applying a mechanism for backlash deletion.

Wskaźniki realizacji celów projektu Indicators of the project

Referaty

- Bernaczek J., Kozik B., Budzik G., Dziubek T., Rokicki P.: **DMLS PROCESS ANALYSIS BASED ON RAPID PROTOTYPING OF CYLINDRICAL GEARS**. Management of Technology – Step to Sustainable Production "MOTSP 2015", Brela, Croatia, 10 - 12 June 2015
- Budzik G., Kozik B., Sobolewski B., Rokicki P., Bernaczek J.: **3D-CAD modelling and rapid prototyping of aircraft two-way transmission systems**. Management of Technology – Step to Sustainable Production "MOTSP 2015", Brela, Croatia, 10 - 12 June 2015

Publikacje

- Budzik G., Kozik B.: **Analiza procesu obróbki i transferu danych w procesie szybkiego prototypowania przekładni lotniczej**. Logistyka 3/2015
- Pacana J., Kozik B., Budzik G.: **Strength analysis of gears in dual-path gearing by means of FEM**. DIAGNOSTYKA, Vol. 16, No. 1 (2015), str. 41-46.
- Zaborniak M.: **Measurement of cylindrical gear air gear with standard software CMM**. DIAGNOSTYKA, Vol. 16, No. 1 (2015), str. 47-50.
- Dziubek T.: **The determination of accuracy of testing gear wheel for aeronautical dual-power path gear after to heat treatment**. DIAGNOSTYKA ISSN 1641-6414, e-ISSN 2449-5220 (przyjęty do druku).

Zgłoszenia patentowe

Przekładnia dwudrożna z kasowaniem luzu międzyzębnego. Zgłoszenie patentowe nr P.411093 (instytucja: Politechnika Rzeszowska, data zgłoszenia: 28.01.2015)

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

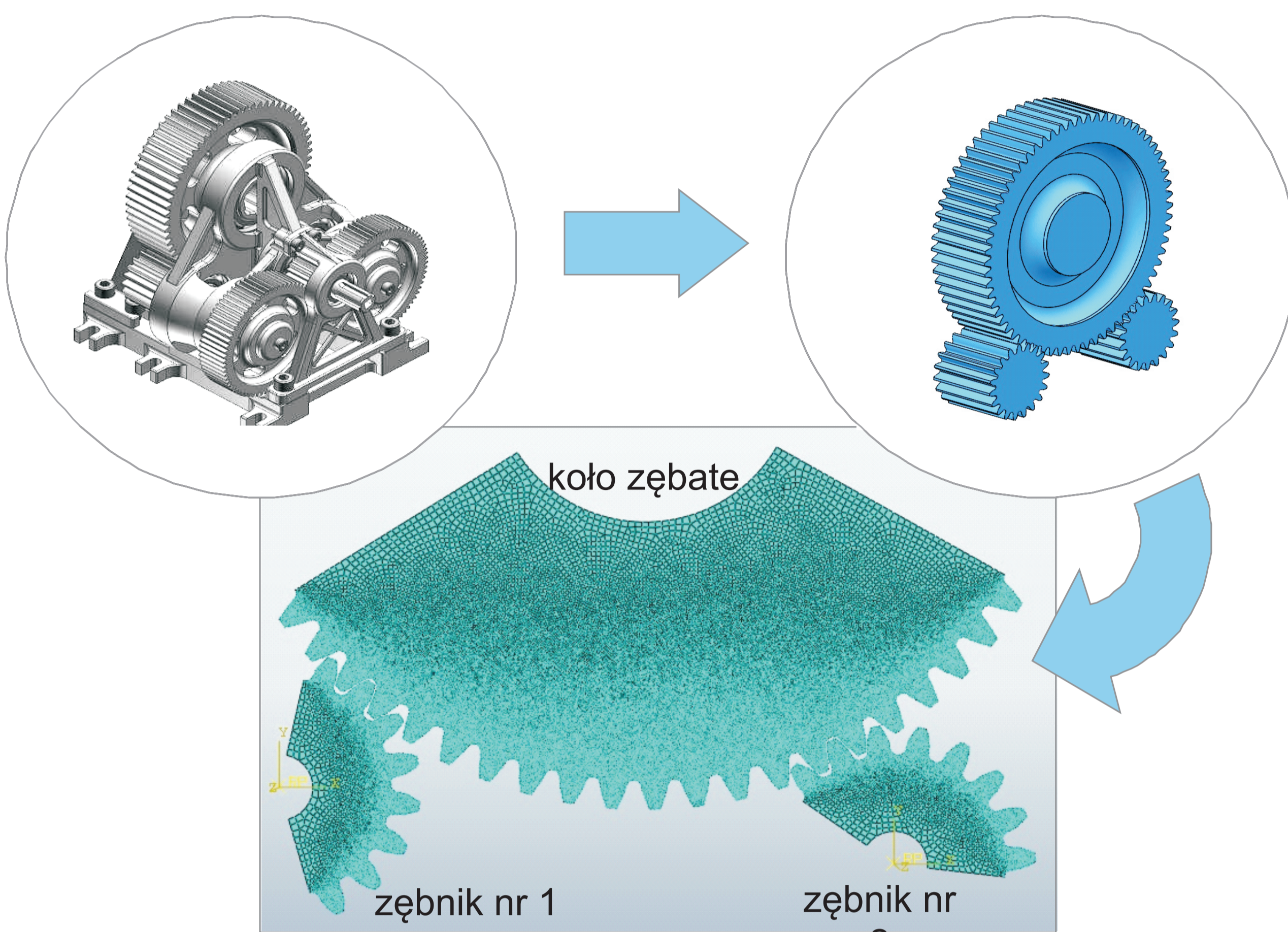
Wyniki badań Results

Wpływ błędów geometrii na nierównomierność obciążenia kół zębatych przekładni dwudrożnej

The influence of geometry mistakes on uneven load of wheels in dual-path gearing

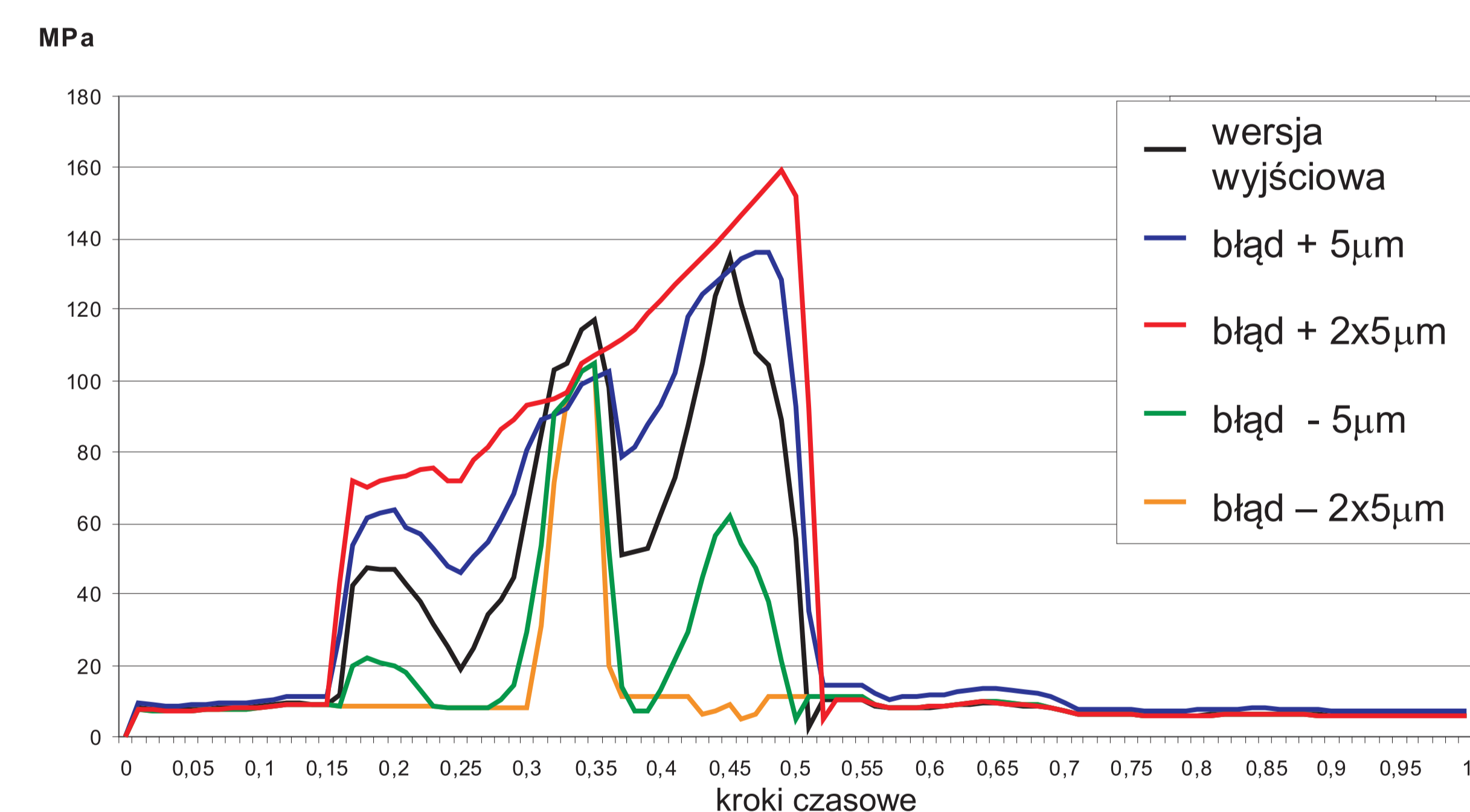
Analiza numeryczna obejmuje określenie wpływu błędów geometrii na nierównomierność obciążenia kół zębatych przekładni dwudrożnej. Przebadało w pierwszej kolejności przekładnię o bezbłędnej, teoretycznej geometrii, a następnie wprowadzono na modelach obliczeniowych zmiany, które mają zasymulować błędy podziałki i błędy odległości. Wprowadzone błędy geometrii na modelach nie przekraczały wartości dopuszczalnych określonych w odpowiednio w normach: PN-ISO 1328-1:2000 „Przekładnie zębate walcowe. Dokładność wykonania według ISO. Odchyłki jednoimiennych boków zębów”, oraz PN-ISO 1328-2:2000 „Przekładnie zębate walcowe. Dokładność wykonania według ISO. Odchyłki promieniowe złożone i odchyłki bicia”. Zestawiono ze sobą otrzymane wyniki w celu ich porównania.

Obliczenia przeprowadzane były na modelach dwuwymiarowych drugiego stopnia przekładni dwudrożnej (rys. 1). Ponieważ dotyczyły kół zębatych walcowych o zębach prostych, bez modyfikacji linii zęba, takie uproszczenie pozwalało znacząco zaoszczędzić czas obliczeń nie wpływając na ich poprawność.

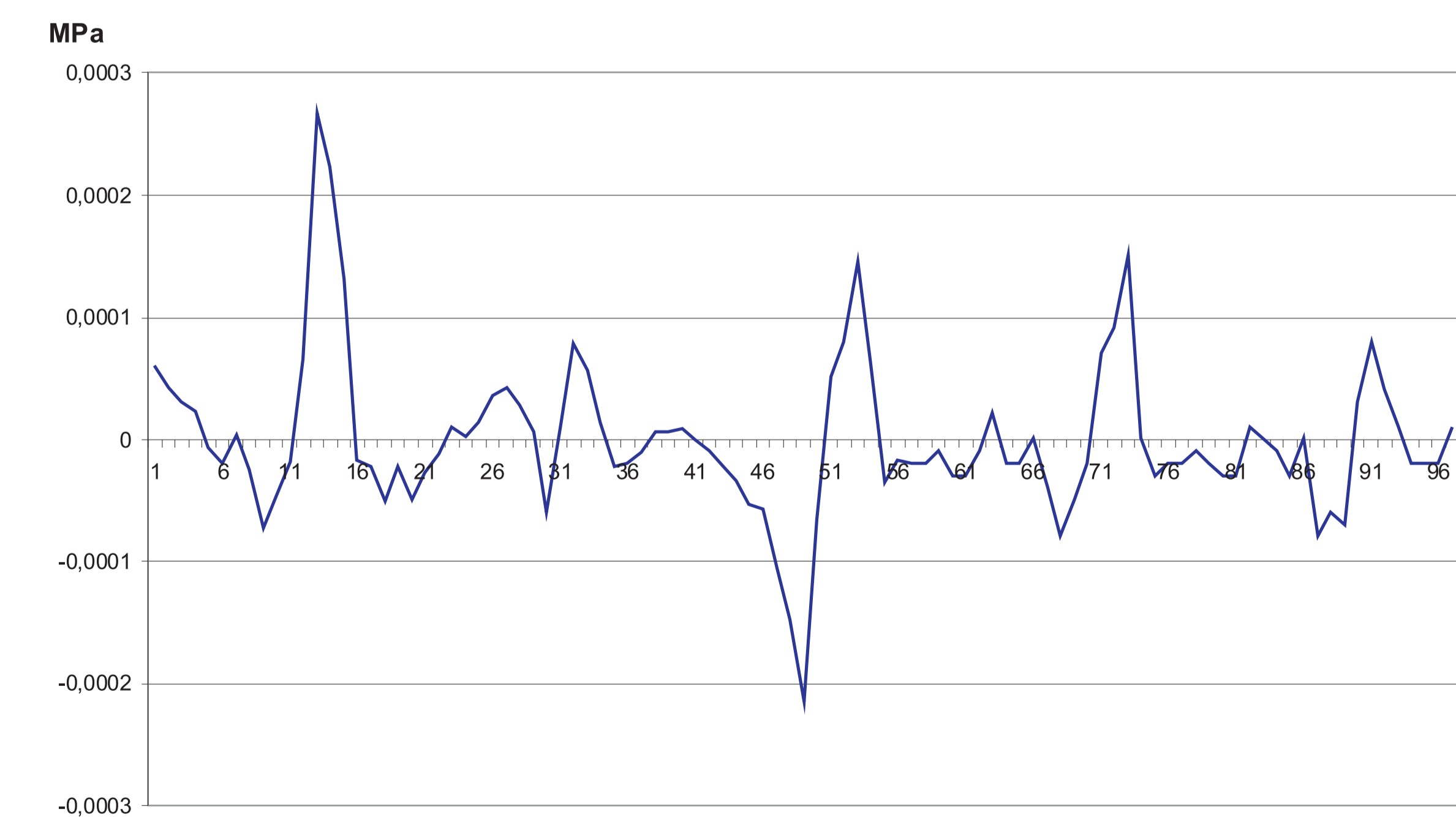


Rys. 1. Proces tworzenia uproszczonego modelu zębatej przekładni dwudrożnej na potrzeby obliczeń numerycznych
Figure 1 The process of creating a simplified model of dual-path gearing for numerical computations

Na rysunku 2 zaprezentowano zestawienie wykresów naprężeń zginających u podstawy zęba zębnika, dla wszystkich rozpatrywanych wersji błędów podziałki. W kolejnym etapie analizy przygotowane zostały wykresy nierównomierności ruchu kół przekładni dwudrożnej. Przykładowy wykres dla zębnika nr 1, z wprowadzonym maksymalnym błędem podziałki przedstawiono na rysunku 3. Nie ma on cyklicznie powtarzającego się przebiegu, a błędy kąta obrotu pojawiają się w okolicach trzeciego zęba, tego na którym przeprowadzono modyfikację.



Rys. 2. Zestawienie wykresów naprężeń zginających u podstawy zęba zębnika, dla wszystkich rozpatrywanych wersji błędów podziałki
Figure 2 A summary chart of bending stresses at tooth root of the pinion for all analysed versions of pitch error



Rys. 3. Wykres nierównomierności ruchu dla zębnika nr 1, dla maksymalnego błędów podziałki (+2x5µm)
Figure 3 A chart of uneven movement for pinion no 1, for maximum pitch error (+2x5µm)

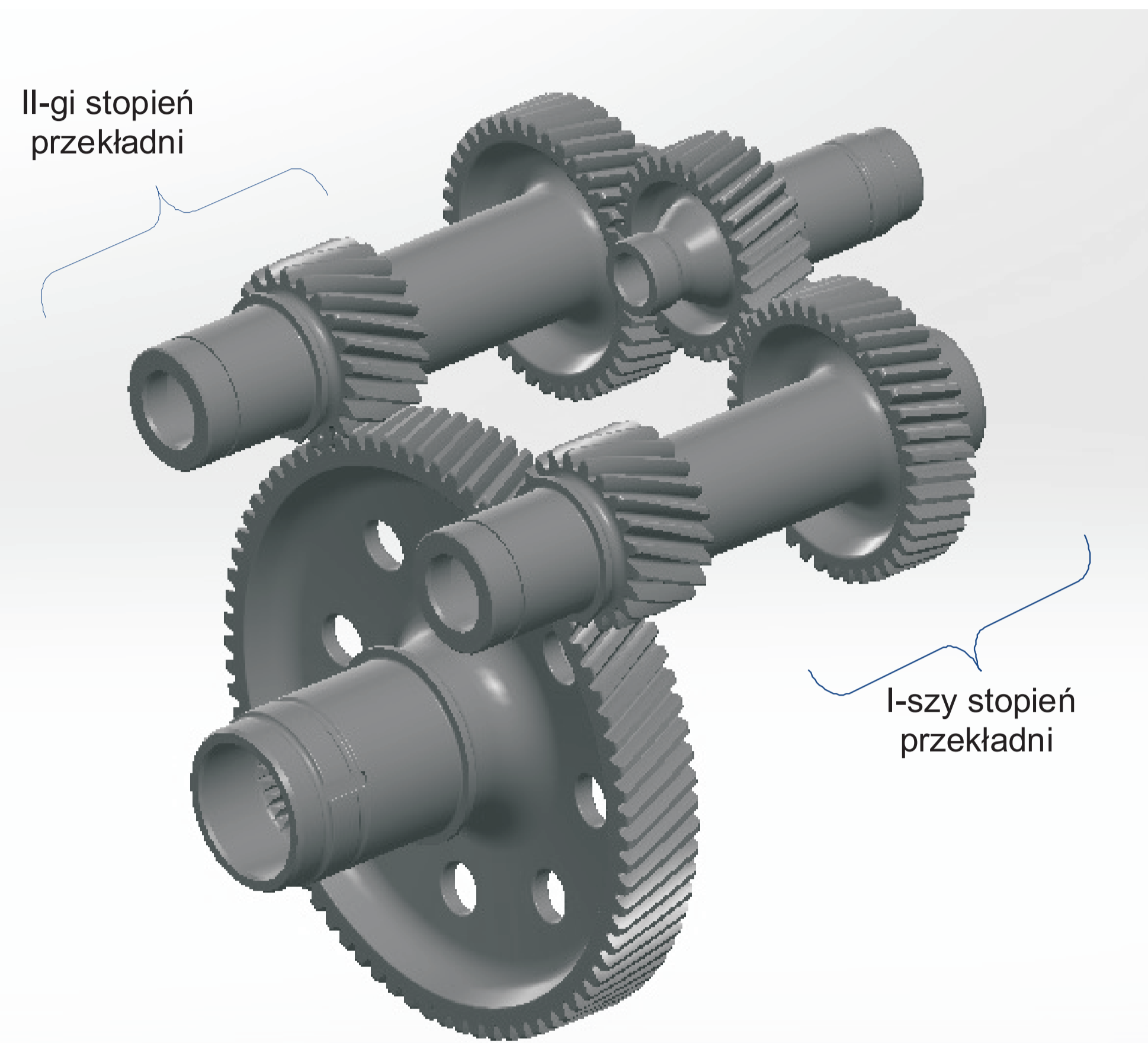
Określenie wpływu nierównomierności obciążenia kół przekładni wielodrożnej na ich wytrzymałość

Defining influence of uneven load of wheels in multi-path gearing on their strength

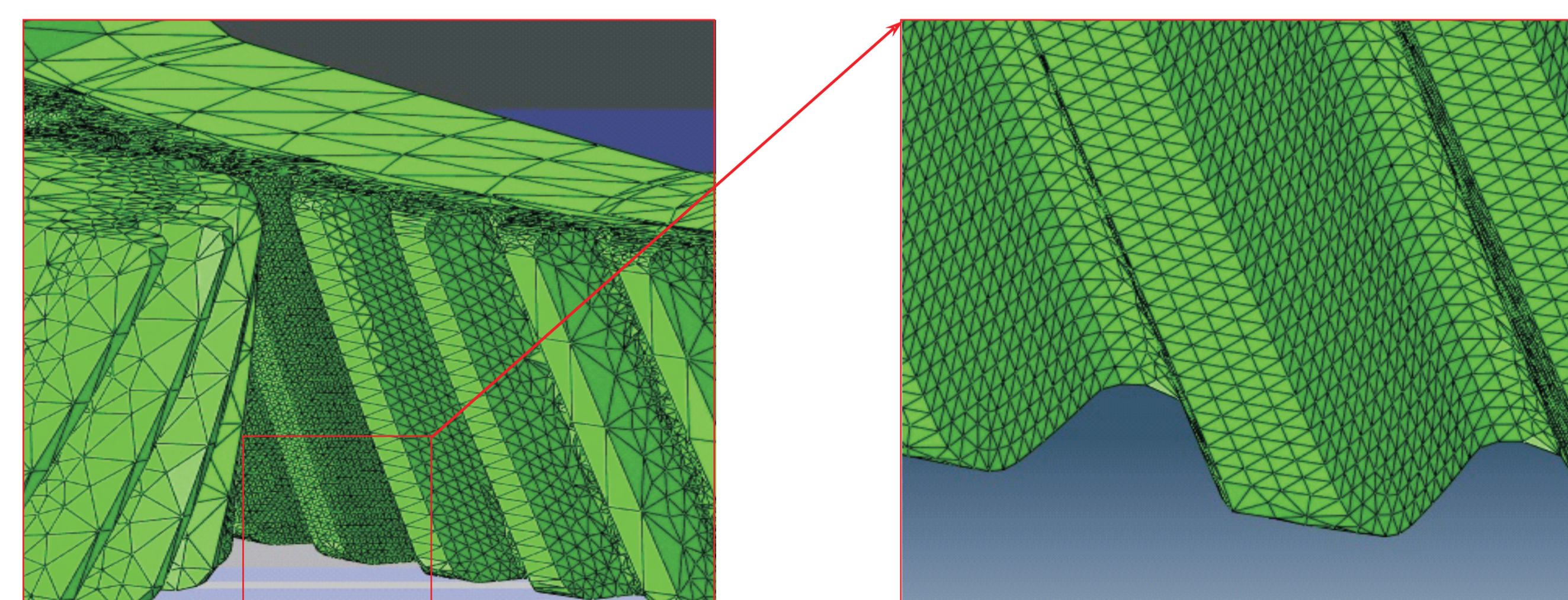
Przeprowadzona analiza dotyczy określenia charakteru współpracy kół zębatych przekładni dwudrożnej w różnych warunkach obciążenia. W teoretycznej, idealnej przekładni dwudrożnej moment rozdzielony jest na dwa koła czynne dokładnie po połowie. Jednak na skutek błędów wykonania, czy błędów montażu przekładni pojawiają się odstępstwa od wartości nominalnych, które mogą niekorzystnie wpływać na jakość pracy i trwałość kół. Obliczenia przekładni, przeprowadzane były z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES) w programie Abaqus 6.11, na podstawie modeli kół zębatych walcowych o śrubowej linii zęba (rys. 4).

Politechnika Rzeszowska, Politechnika Łódzka

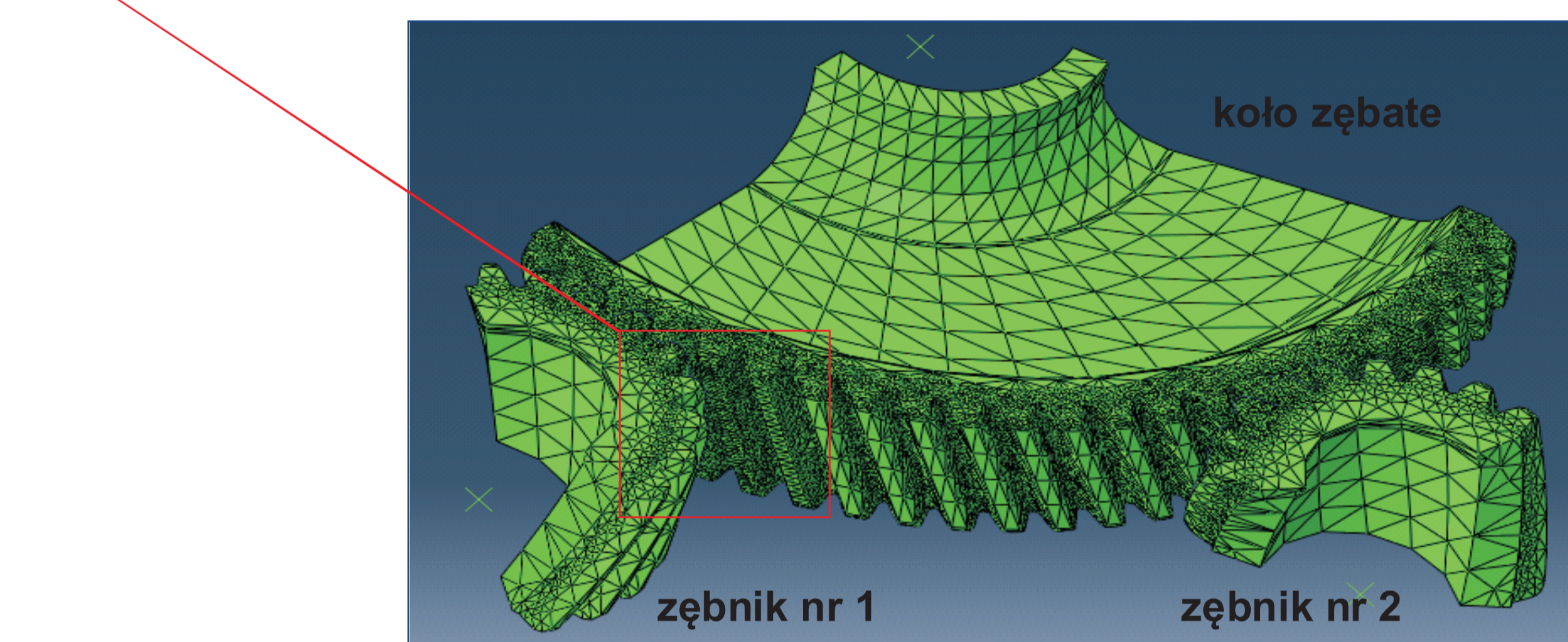
Analizie poddano jedynie obszar współpracy dotyczący kilku środkowych zębów każdego z modeli wirtualnych, co pozwoliło wyeliminować wpływ warunków brzegowych na współpracę zębów kół. W tym analizowanym obszarze zastosowano bardzo gęsty podział współpracujących powierzchni zębów na elementy skończone. Zapewnić to ma wystarczająco wysoką jakość otrzymywanych wyników w obszarze współpracy zębów (rys. 5). Na rysunku 6 zostały zaprezentowane obszary współpracy koła zębatego i zębnika nr 1. W tych fragmentach modeli zastosowano zagęszczenie siatki elementów skończonych aby uzyskać możliwie najdokładniejsze wyniki.



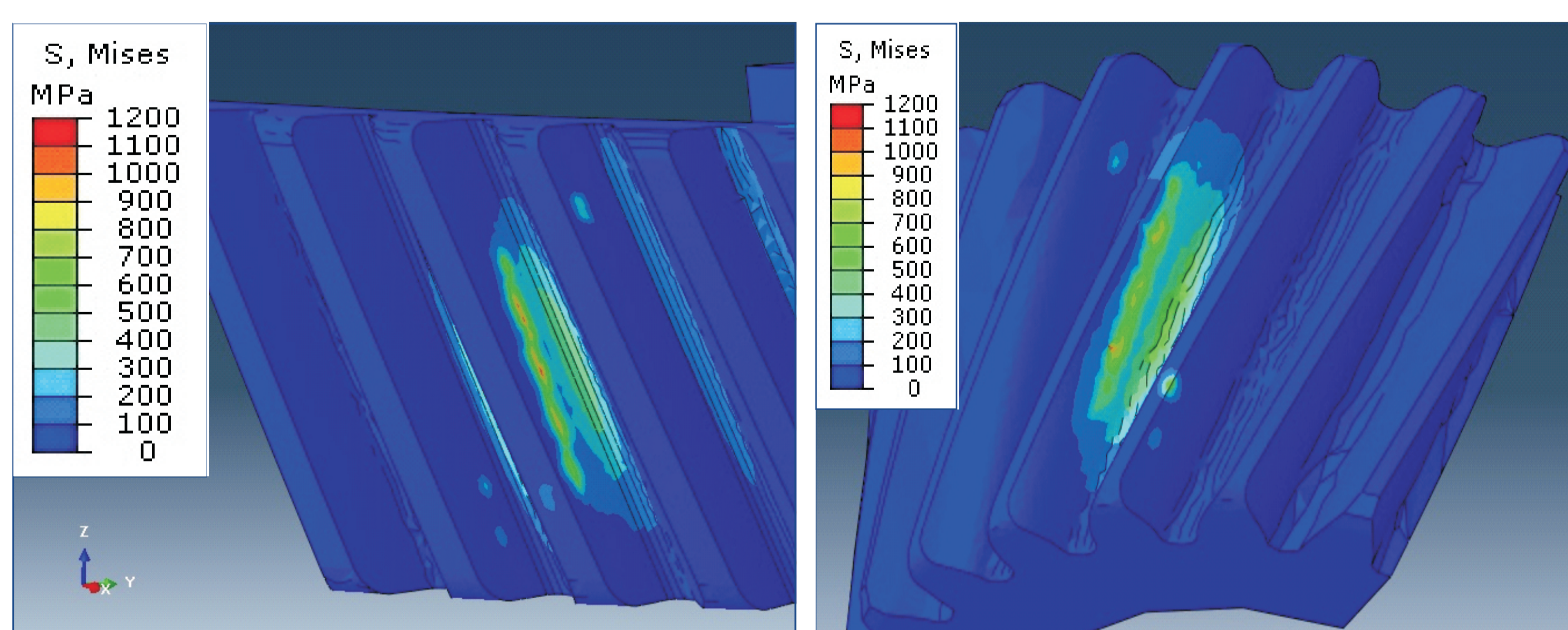
Rys. 4. Model analizowanej przekładni dwudrożnej
Figure 4 A model of analyzed dual-path gearing



Rys. 5. Model obliczeniowy drugiego stopnia przekładni z widoczną siatką elementów skończonych, przygotowany do obliczeń w programie Abaqus
Figure 5 A computational model of the second stage of gearing with visible mesh of finite elements, prepared for computation in Abaqus

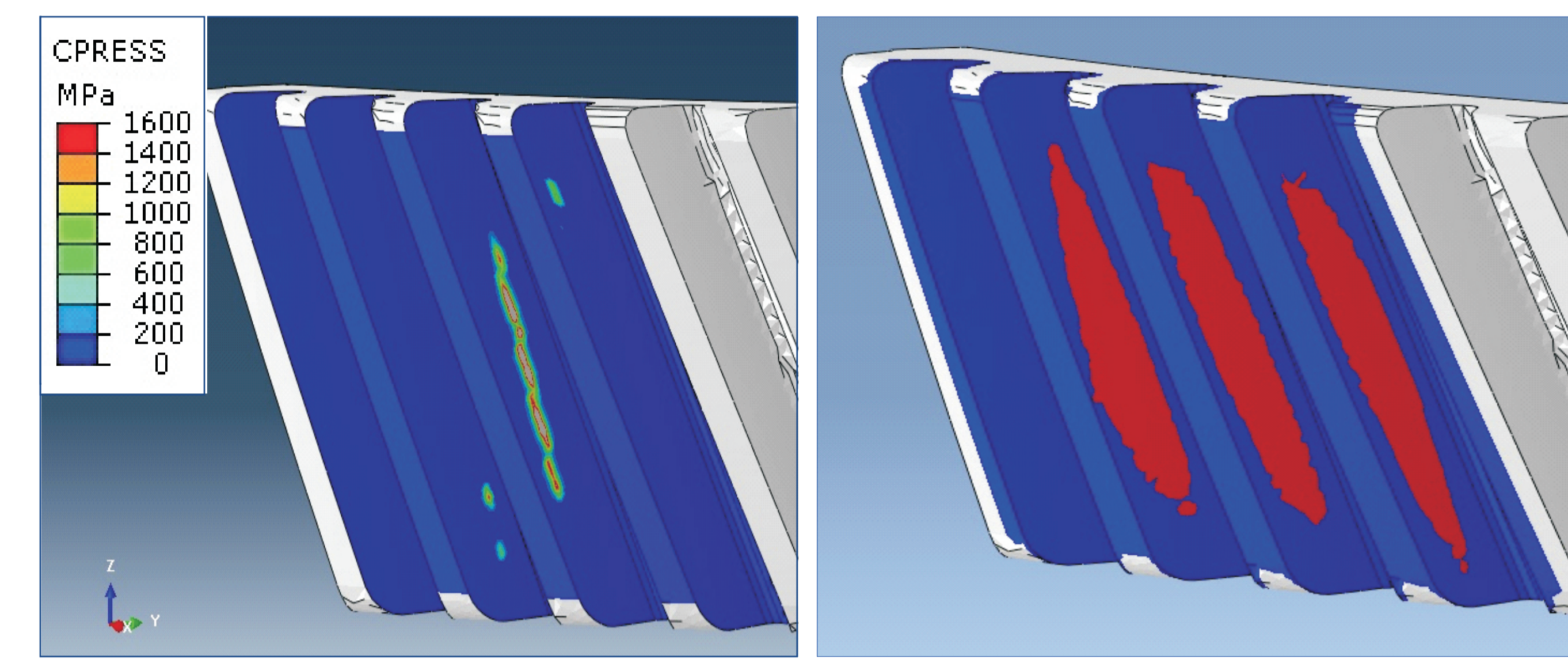


Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych dla modelu w obszarze współpracy dla: a) koła zębatego, b) zębnika nr 1
Figure 6 A distribution of reduced stresses for the model in the area of mating for: a) gear wheel, b) pinion no 1



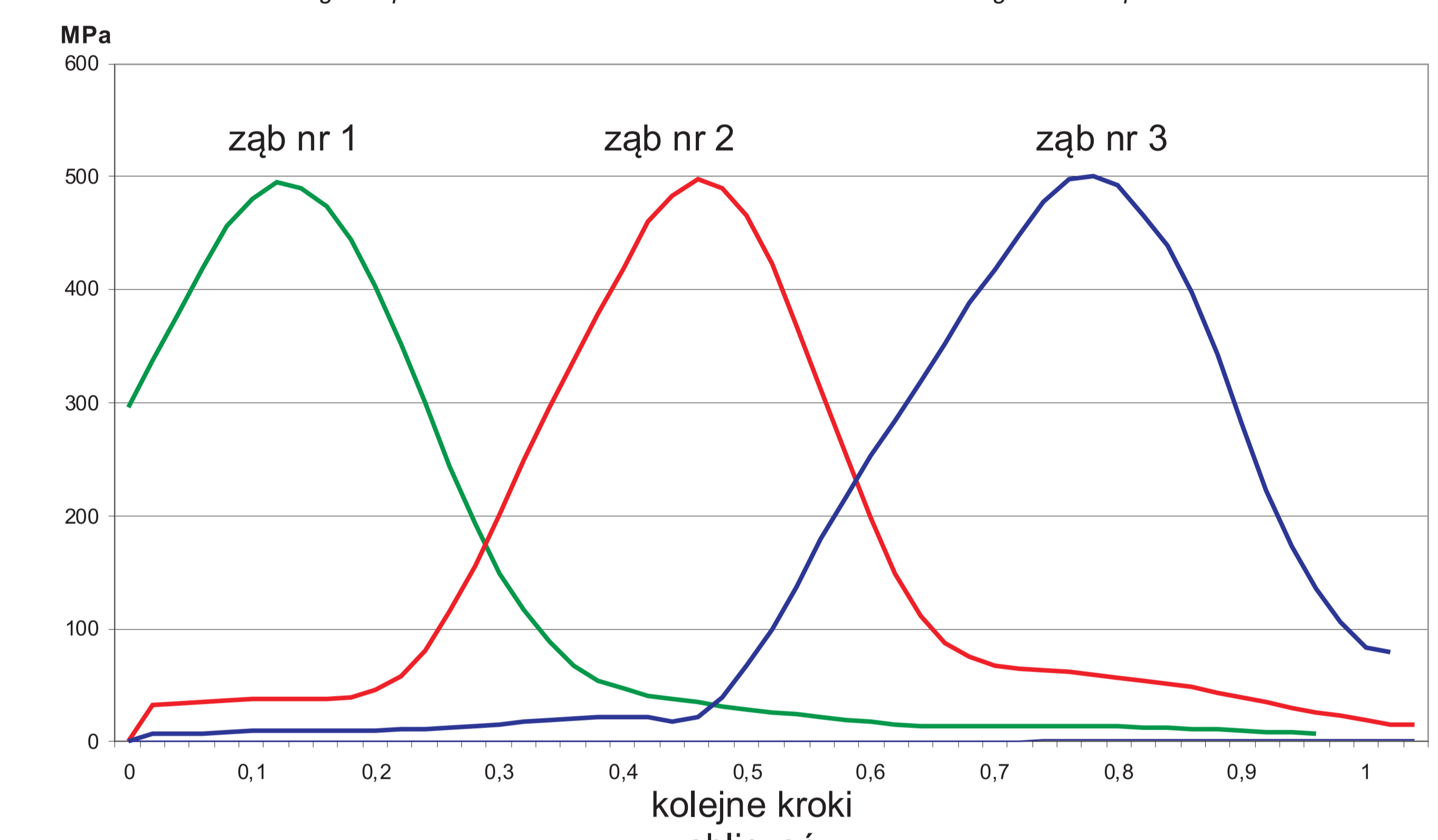
Rys. 7. Naprężenia kontaktowe na modelu koła zębatego przy współpracy trójparowej z zębniakiem nr 1
Figure 7 Contact stresses on the gear model for three-pair mating with pinion no 1

Rys. 8. Sumaryczne ślady współpracy dla modelu koła zębatego, w obszarze współpracy z zębniakiem nr 1
Figure 8 Summary traces of mating for the gear model in mating area with pinion no 1



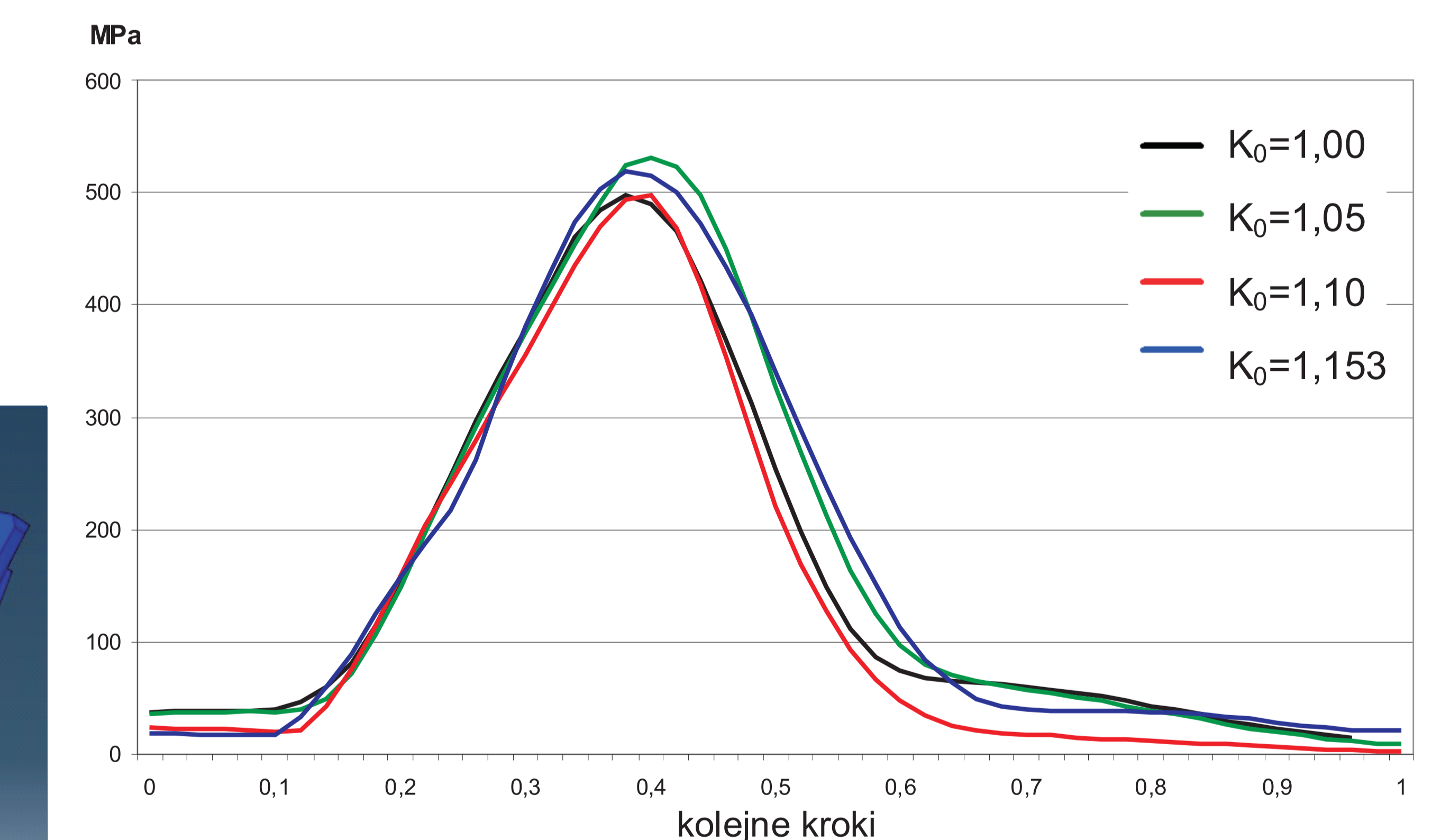
Rys. 7. Naprężenia kontaktowe na modelu koła zębatego przy współpracy trójparowej z zębniakiem nr 1
Figure 7 Contact stresses on the gear model for three-pair mating with pinion no 1

Rys. 8. Sumaryczne ślady współpracy dla modelu koła zębatego, w obszarze współpracy z zębniakiem nr 1
Figure 8 Summary traces of mating for the gear model in mating area with pinion no 1



Rys. 9. Przebieg zmienności naprężeń zginających u podstawy kolejnych zębów zębnika nr 1
Figure 9 The pattern of bending stress variation at roots of subsequent teeth of pinion no 1

Dla kolejnych etapów obliczeń określone zostały wartości współczynnika nierównomierności kół przekładni K_0 równe 1,05; 1,1 i 1,15. W analizowanym przypadku, dla zębnika nr 1 przyjmowano maksymalne wartości obciążeń, natomiast na zębniaku nr 2 pomniejszone wartości momentu. Określono zmienność naprężeń zginających u podstawy drugiego zęba koła zębatego, w trakcie jego współpracy z zębniakiem nr 1, dla różnych wartości obciążenia. Zaobserwowano, że wartości naprężeń dla współczynnika $K_0=1$ są najniższe, a dla zwiększającego się obciążenia pochodzącego od zębnika nr 1, wartości naprężeń podwyższają się proporcjonalnie. Zestawiono ze sobą także wyniki dotyczące naprężeń zginających u podstawy drugiego zęba dla obydwu zębniaków w różnych warunkach obciążenia. Odczytane na modelach wartości dotyczyły tych samych obciążeń zgodnie z określonymi wielkościami współczynnika nierównomierności rozkładu obciążenia. Otrzymane wyniki dla zębnika nr 1 zaprezentowano na rysunku 10. Na podstawie przygotowanych wykresów można stwierdzić, że zmiana wartości obciążenia zębniaków, nie wywołuje znaczących różnic w wykresach naprężeń zginających u podstawy zębów.



Rys. 10. Przebieg zmienności naprężeń zginających u podstawy drugiego zęba zębnika nr 1, dla różnych wartości współczynników nierównomierności K_0
Figure 10 The pattern of bending stress variation at tooth root of pinion no 1, for different values of the unevenness coefficient K_0

Wnioski Conclusions

Niewielkie wartości błędów podziałki mocno wpływają na wytrzymałość kół i charakter pracy przekładni.

Naprężenia zginające u podstawy zęba zmieniają się w sposób proporcjonalny do zmiany przyłożonego obciążenia. Najbardziej korzystna, ze względów wytrzymałościowych, jest sytuacja w modelu wyjściowym (teoretycznym), przy równomiernym podziale mocy na wszystkie współpracujące koła. Globalny poziom naprężeń jest wtedy najniższy, co z kolei korzystnie wpływa na całkowitą trwałość zębatej przekładni dwudrożnej.

Możliwość akomodacji nierównomiernego rozkładu momentu na poszczególne ścieżki poprzez podatność wieńca jest zjawiskiem korzystnym. Zbyt duże przemieszczenia wieńca prowadzą niestety do niekontrolowanego przemieszczenia śladu współpracy i możliwości kontaktu krawędziowego. Poziom nierównomierność rozkładu momentu musi być kontrolowany nie tylko przez poziom naprężeń, ale także poprzez analizę migracji śladu współpracy.

Low pitch error values strongly affect the strength of wheels and the nature of work the gearing.

Bending stresses at tooth root change proportionally to the change of applied load. The most favourable, from the point of view of strength, is the situation in initial (theoretical) model with regular power division for all cooperating wheels. Global stress level is low, which in turn positively affects the overall durability of dual-path gearing.

Unequal torque sharing accommodation capability among split torque paths due to flexible output gear rim deflection is positive phenomena. Unfortunately deflection over limit can lead to unpredicted tooth contact pattern movement and cause in edge contact. Conclusion is that the level of unequal torque sharing has to be controlled not only by stress level but also through tooth contact pattern migration.