

dr inż. **Michał Batsch**
Katedra Konstrukcji Maszyn
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza

Załącznik 3: Autoreferat

Spis treści

1. Imię i Nazwisko	4
2. Posiadane dyplomy i stopnie naukowe.....	4
3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	4
4. Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy	5
4.1. Monografia naukowa	5
4.1.1. Informacje wydawnicze	5
4.1.2. Cel i charakter monografii.....	5
4.1.3. Omówienie najważniejszych wyników	6
4.2. Cykl powiązanych tematycznie publikacji naukowych.....	7
4.2.1. Tytuł osiągnięcia naukowego	7
4.2.2. Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia.....	7
4.2.3. Omówienie osiągnięcia	8
4.2.4. Kierunki dalszych badań	30
4.3. Oryginalne osiągnięcia projektowe, konstrukcyjne i technologiczne	31
4.3.1. Osiągnięcie projektowe	31
4.3.2. Osiągnięcie konstrukcyjne	34
4.3.3. Osiągnięcie technologiczne.....	39
5. Informacja o aktywności naukowej	41
6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych i organizacyjnych	43

1. Imię i Nazwisko

Michał Batsch

2. Posiadane dyplomy i stopnie naukowe

Uzyskany tytuł: **Inżynier**

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Kierunek: automatyka i robotyka

Specjalność: informatyka i robotyka

Temat pracy inżynierskiej: Automatyczne pozycjonowanie klap samolotu MP-02 „Czajka”

Promotor: prof. dr hab. inż. Jan Gruszecki

Data uzyskania tytułu: 08.02.2012

Uzyskany tytuł: **Magister inżynier**

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Kierunek: mechanika i budowa maszyn

Specjalność: napędy mechaniczne

Temat pracy magisterskiej: Wybrane aspekty geometrii obszaru styku przekładni wklęsło-wypukłych Nowikowa

Promotor: prof. dr hab. inż. Tadeusz Markowski

Data uzyskania tytułu: 26.06.2013

Uzyskany stopień naukowy: **Doktor nauk technicznych**

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Dyscyplina: Budowa i eksploatacja maszyn

Temat pracy doktorskiej: Analiza geometrii obszaru styku walcowej przekładni wklęsło-wypukłej Nowikowa

Promotor: prof. dr hab. inż. Tadeusz Markowski

Data nadania: 18.11.2015

3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

01.09.2013-01.12.2015: asystent w grupie pracowników naukowo-dydaktycznych, Katedra Konstrukcji Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska

01.12.2015-31.12.2016: asystent z dr w grupie pracowników naukowo-dydaktycznych, Katedra Konstrukcji Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska

01.01.2017-01.10.2019: adiunkt w grupie pracowników naukowo-dydaktycznych, Katedra Konstrukcji Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska

01.10.2019-obecnie: adiunkt w grupie pracowników badawczo-dydaktycznych, Katedra Konstrukcji Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska

4. Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy

4.1. Monografia naukowa

4.1.1. Informacje wydawnicze

Tytuł:	<i>Wybrane zagadnienia teorii zązębień</i>
Autor:	Michał Batsch
Recenzenci:	prof. dr hab. inż. Stanisław Legutko dr hab. inż. Grzegorz Wojnar, prof. PŚI
Wydawnictwo:	Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
Rok wydania:	2022
Liczba stron:	175
ISBN:	978-83-7934-603-5

4.1.2. Cel i charakter monografii

Monografia (Zał. 5) stanowi próbę usystematyzowania procedur obliczeniowych stosowanych w wybranych zagadnieniach teorii zązębień. Większość omawianych metod obliczeniowych uwidoczniiono w przykładach odnoszących się zarówno do dobrze już poznanych typów zązębień, jak również tych niekonwencjonalnych.

W monografii można wyodrębnić trzy części. Część pierwszą stanowią rozdziały wprowadzające Czytelnika w podstawowe zagadnienia geometrii różniczkowej. W szczególności omawiane są transformacje układów współrzędnych (rozdział 2), geometria krzywych płaskich i przestrzennych (rozdziały 3 i 4) oraz powierzchni (rozdział 5). Większość zagadnień uwidoczniiono w przykładach, których wyniki wykorzystano w kolejnych częściach monografii.

Druga część monografii opisuje zagadnienia technologiczne związane z analizą zązębień przekładni obróbkowych (rozdziały 6 i 7). Rozpatrywano przy tym dwie klasy problemów:

- przypadek, w którym znana jest powierzchnia działania narzędzia, a poszukiwana jest powierzchnia zęba (lub wrębu) koła po obróbce,
- przypadek, w którym znana jest wymagana po obróbce powierzchnia zęba (lub wrębu), a poszukuje się powierzchni działania narzędzia.

W obydwu tych przypadkach starano się, aby zaproponowane algorytmy obliczeniowe były jak najbardziej uniwersalne, w szczególności, aby powierzchnia (narzędzia lub obrabiana) mogła być zadawana w sposób dyskretny, np. przez zdefiniowanie zarysu. Takie rozwiązanie może znacząco ułatwić pracę, gdyż istnieje możliwość wprowadzania do algorytmów obliczeniowych krzywych/powierzchni wygenerowanych z zewnętrznych systemów CAD/CAE. W większości przykładów analizowano obróbkę asymetrycznych zązębień ewolwentowych. W literaturze krajowej bardzo mało miejsca poświęcono tego typu zązębieniu (w chwili pisania Autoreferatu dostępna była tylko jedna pozycja w języku

polskim: Zał. 4, p. II.2, poz. [2]), stanowiącym obiecującą alternatywę dla uzębień konwencjonalnych. Fakt ten skłonił mnie do zilustrowania działania opracowanych procedur obliczeniowych właśnie na przykładach obróbki uzębień asymetrycznych.

Część trzecia (rozdziały 8 i 9) przedstawia metody analizy zazębień przekładni roboczych, przy czym skupiono się głównie na ich geometrii i kinematyce. Analizowano styk punktowy oraz liniowy zębów dla różnych rodzajów przekładni, z wykorzystaniem zarówno metod analitycznych, jak i numerycznych. Wśród omawianych przekładni znalazły się przekładnie walcowe i stożkowe, z konwencjonalnymi i niekonwencjonalnymi zarysami zębów, których powierzchnie były modyfikowane lub nie. Ponadto zaprezentowano koncepcję analizy przekładni na podstawie tzw. wykresów *Ease-Off* opisujących odchylenie współpracy powierzchni od współpracy powierzchni zachowujących stałość przełożenia. Dla większości omawianych przypadków wyznaczano ślady styku zębów oraz błędy ruchu.

4.1.3. Omówienie najważniejszych wyników

Głównym osiągnięciem wynikającym z opublikowanej monografii jest unifikacja procedur obliczeniowych teorii zazębień dla różnych rodzajów przekładni. Monografia daje tym samym narzędzia technologom i konstruktorom zajmującym się przekładniami zębatymi, które pozwalają na dogłębną analizę zjawisk zachodzących podczas zazębienia. To z kolei umożliwia bardziej efektywne projektowanie par zębatych i ich technologii.

Za równie ważne uważam rezultaty wynikające z zastosowania zaproponowanych modeli matematycznych i procedur obliczeniowych, które zostały uwidocznione w przykładach, w szczególności:

- Wyznaczenie wpływu wielokrotnego obciążania ściernicy kształtowej na zmianę jej wymaganego profilu na podstawie opracowanego matematycznego modelu obróbki kształtowej narzędziem krążkowym (przykład 7.2, s. 61). W wyniku przeprowadzonej analizy rozkładu odchyłek profilu oraz zmian grubości sformułowano wnioski, że dla precyzyjnych uzębień (np. dla uzębień lotniczych kół zębatych, gdzie modyfikacja zarysu zęba może wynosić nawet kilka μm) numeryczny układ sterowania szlifierki na podstawie zadanego wymaganego zarysu uzębienia oraz bieżącego promienia narzędzia powinien generować profil ściernicy do obciążenia.
- Wyznaczenie pola tolerancji zarysu honownika do obróbki zewnętrznych uzębień śrubowych na podstawie matematycznego modelu wchrowatego zazębienia technologicznego i założonego pola tolerancji zarysu zęba po obróbce (przykład 7.3, s. 68). Metoda ta może zostać wykorzystana do regeneracji już zużytych honowników jak również do predykcji błędów zarysu koła obrabianego.
- Wyznaczenie wpływu błędu rozstawienia osi na błąd ruchu cykloidalnej przekładni palcowej (przykład 8.4, s.103). Analizowana przekładnia okazała się być wrażliwa na błąd rozstawienia osi, który powodował zwiększenie błędu ruchu. Chcąc zapewnić płynność ruchu szczególnie w dużych przekładniach należy konstrukcyjnie umożliwić regulację odległości osi.
- Zaproponowanie metody wyznaczania śladu styku przekładni w wykorzystaniu triangulacji Delaunaya (podrozdział 9.3 s. 110).
- Implementację metody analizy styku zębów na podstawie wykresów *Ease-Off* (podrozdział 9.4, s.112).
- Wykazanie celowości podejmowanych prób poszukiwania zarysów zębów o powiększonym obszarze kontaktu (porównanie przykładów 9.2 (s. 125), 9.5 (s. 134) i 9.7 (s. 141)). Na podstawie zaproponowanych metod wyznaczania śladu styku

i wykresów *Ease-Off* wykazano możliwość uzyskania większego obszaru kontaktu w zazębieniach niekonwencjonalnych w stosunku do zazębień ewolwentowych.

- Wyznaczenie wpływu błędów położenia osi kół przekładni stożkowej *DUPLEX helical* na jakość przekazywania ruchu (przykład 9.9 s. 151). Zaprezentowana analiza uwidoczniła wpływ poszczególnych błędów położenia osi kół (V, H, J) na błąd ruchu. Pozwala również na określenie wymagań dotyczących dokładności wykonania skrzyżń przekładniowych, jak również dokładności wykonania uzębienia względem czoła bazowego – wymiar montażowy.

Opisane w monografii metody obliczeniowe znalazły zastosowanie praktyczne w realizowanych przez Autora badaniach własnych (Zał. 4 p.I.2 poz. [1-8], p. II.3.2 poz. [1]), jak również zleczanych na potrzeby przemysłu (Zał. 4 p. II.3.2 poz. [7,12]).

Monografia swoim zakresem objęła większość typów przekładni, pozostawiono możliwość jej rozszerzenia chociażby o przykłady związane z analizą przekładni hipoidalnych, obróbkę uzębień wg innych nieuwzględnionych układów kinematycznych, czy też o analizy przekładni, których zarisy pozwalają na współpracę zębów bez poślizgu.

4.2. Cykl powiązanych tematycznie publikacji naukowych

4.2.1. Tytuł osiągnięcia naukowego

Na przedstawiony jako osiągnięcie mające istotny wkład w rozwój dyscypliny inżynieria mechaniczna cykl publikacji pt.

Analiza i synteza wklęsło-wypukłych jednoliniowych zazębień typu Nowikowa

składa się ośmiem pozycji, wśród których znajduje się: jeden rozdział w monografii, sześć artykułów naukowych opublikowanych w czasopismach indeksowanych w bazie WoS oraz jeden artykuł opublikowany w czasopiśmie PAN (Zał. 6). Ich łączna liczba punktów wg MEiN (z uwzględnieniem punktów przyznanych na zasadach sprzed nowej ustawy Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce – tzw. Ustawy 2.0) to **383**, a sumaryczny impact factor zgodny z rokiem opublikowania to **6,657**.

4.2.2. Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia

[P.1] Batsch M.: Mathematical model of convexo-concave Novikov gear mesh. *Scientific Journal of Silesian University of Technology Series Transport*. 2015;(89), s. 7–17. doi: 10.20858/sjsutst.2015.89.1. **(indeksowana w WoS, MNiSW 9pkt)**

[P.2] Batsch M., Markowski T., Legutko S., Królczyk G.M.: Measurement and mathematical model of convexo-concave Novikov gear mesh. *Measurement*. 2018;125, s. 516–26. doi: 10.1016/j.measurement.2018.04.095. **(indeksowana w WoS, IF 2.791, MNiSW 30pkt)**

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu matematycznego modelu zazębienia, przeprowadzeniu symulacji, opracowaniu koncepcji stanowiska badawczego oraz przeprowadzeniu badań. Mój udział procentowy szacuję na 50%.

[P.3] Batsch M.: Surface strength of Novikov convexo-concave gears. *Scientific Journal of Silesian University of Technology Series Transport*. 2016;90, s. 17–24. doi: 10.20858/sjsutst.2016.90.2. **(indeksowana w WoS, MNiSW 9pkt)**

[P.4] Batsch M., Wydrzyński D., Przeszlowski Ł.: Tooth Contact Analysis of Cylindrical Gears with an Unconventional Tooth Profile. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2022;16(4), s. 119–29. doi: 10.12913/22998624/152172. **(indeksowana w WoS, MEiN 100pkt)**

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu matematycznego modelu zazębienia walcowego, metod analizy styku zębów, przeprowadzeniu symulacji oraz opracowaniu wniosków. Mój udział procentowy szacuję na 60%.

[P.5] Markowski T., Batsch M.: Mathematical model of form machining of the convexo-concave Novikov gear teeth. *Scientific Journal of Silesian University of Technology Series Transport*. 2016;90, s. 137–47. doi: 10.20858/sjsutst.2016.90.12. **(indeksowana w WoS, MNiSW 9pkt)**

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu matematycznego modelu obróbki oraz przeprowadzeniu symulacji. Mój udział procentowy szacuję na 50%.

[P.6] Batsch M.: Comparative fatigue testing of gears with involute and convexo-concave teeth profiles. *Advances in Manufacturing Science and Technology*. 2016;40(2), s. 5–25. doi: 10.2478/amst-2016-0007. **(czasopismo PAN, MNiSW 6pkt)**

[P.7] Batsch M.: Mathematical model and tooth contact analysis of convexo-concave helical bevel Novikov gear mesh. *Mechanism and Machine Theory*. 2020;149, s. 103842. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103842. **(indeksowana w WoS, IF 3.866, MEiN 200pkt)**

[P.8] Batsch M.: Helical bevel Novikov gears. [W:] Radzevich S.P., red. *Novikov/Conformal Gearing: Scientific Theory and Practice*. 1. wyd. Springer; 2023. s. 65-91. ISBN: 978-3-031-10018-5. doi: 10.1007/978-3-031-10019-2_3. **(MEiN 20pkt)**

4.2.3. Omówienie osiągnięcia

Współczesne przekładnie zębate powinny charakteryzować się wysoką sprawnością, cichobieżnością pracy oraz wysoką wytrzymałością przy jak najmniejszych rozmiarach. Powszechnie stosowanym zarysem zębów kół przekładni jest zarys ewolwentowy, w którym w przypadku zazębienia zewnętrzny wypukły bok jednego zęba współpracuje z wypukłym bokiem zęba drugiego. Charakter tej współpracy jest szczególnie niekorzystny w przypadku wytrzymałości powierzchniowej. Chcąc zwiększyć wytrzymałość na naciski należy zwiększyć promienie krzywizn zarysów, a co za tym idzie średnicę podziałową lub kąt przyporu. Kąt przyporu może zostać zwiększony przez zastosowanie korekcji. Dalsze podnoszenie wytrzymałości wiąże się ze wzrostem średnicy podziałowej co powoduje zwiększenie gabarytów przekładni. Ze względu na powyższą wadę zarysu ewolwentowego starano się od niego odstąpić. Alternatywą mogą być przekładnie o zarysach niekonwencjonalnych, które wykazywałyby pewne korzyści względem powszechnie stosowanego zarysu ewolwentowego. Dostyć obszerny przegląd literatury dotyczący zarysów niekonwencjonalnych można odnaleźć w pracy **[P.4]**. Jednym z takich zarysów jest jednoliniowy zarys typu Nowikowa, w którym łuki okręgów występują w przekroju czołowym. W tego typu przekładni zębniak (koło małe) najczęściej posiada zarys wypukły i współpracuje z kołem o wklęsłym zarysie zębów. Tego typu zarys pozwala teoretycznie na zwiększenie nośności powierzchniowej, która często decyduje o trwałości przekładni w przypadku dużych mocy. Przedstawiony do oceny jednotematyczny cykl publikacji porusza problemy związane analizą możliwości zwiększenia nośności powierzchniowej przekładni walcowych i stożkowych poprzez zastosowanie wklęsło-wypukłego jednoliniowego zazębienia typu Nowikowa. Jego głównym celem naukowym było

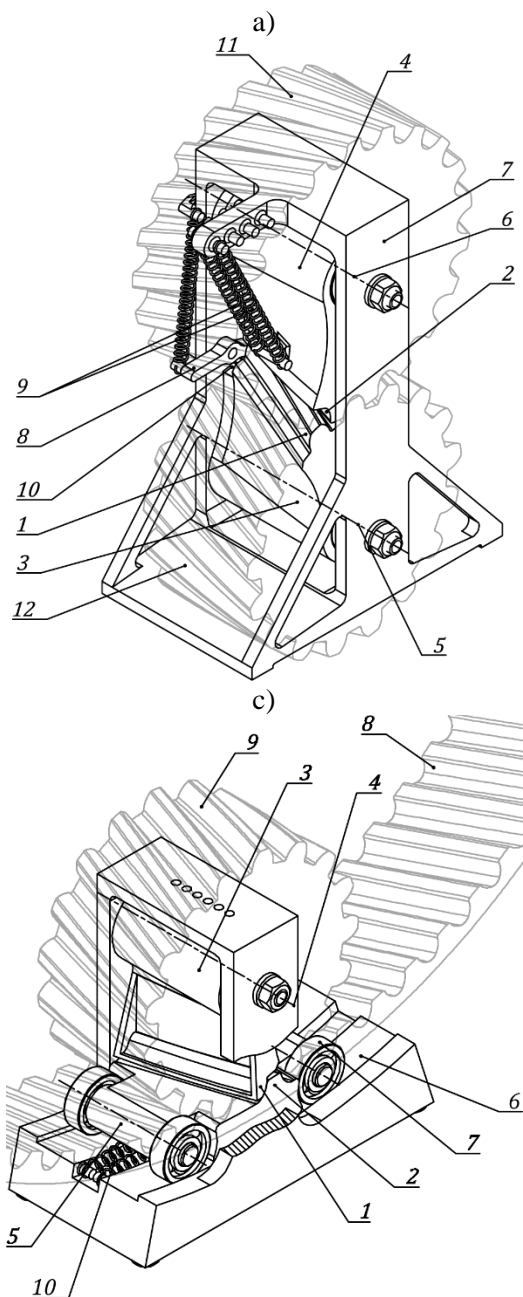
wykazanie, że w istocie istnieje możliwość zmniejszenia naprężeń powierzchniowych, a wykorzystanie tych uzębień może być korzystne w szczególnych zastosowaniach. W tym sensie zaprezentowane osiągnięcie wpisuje się ogólny trend rozwoju przekładni zębatych polegający na zwiększaniu ich wydolności czy też minimalizowaniu ich masy.

Publikacja [P.1]

W publikacji [P.1] przedstawiono matematyczny model zewnętrznego, walcowego zazębienia wklęsło-wypukłego typu Nowikowa. Wyznaczono parametryczne równania powierzchni bocznych zębów, wersory normalne do tych powierzchni oraz ich krzywizny i kierunki główne. Ponadto, zaprezentowano przykładowe zastosowanie tego modelu w analizie styku zębów. Wyznaczono linię styku oraz drogę punktu styku na powierzchni zębów. Analizy wykorzystujące zaprezentowany model zazębienia pokazały, że błąd rozstawienia osi kół znacząco wpływa na obniżenie rzeczywistego kąta przyporu i przesunięcie punktu styku ku stopie zęba zębniaka. Może to skutkować obniżeniem naprężeń stykowych, pod warunkiem, że nie wystąpi krawędziowanie śladu styku. Również błąd przekoszenia osi kół przekładni powoduje stopniowe odchylenie się drogi punktu styku w kierunku głowy bądź stopy zęba zębniaka. Wnioski wynikające z pracy były podstawą do opracowania zarysu typu Nowikowa, w którym kąt przyporu dobierany jest na podstawie spodziewanego błędu rozstawienia osi. Zarys, którego kąt przyporu dobierany jest w taki sposób stanowi wynalazek, na który został przyznany patent krajowy pn. *Zazębienie wklęsło-wypukłe przekładni zębatych* o numerze PL229495 (Załącznik 4, p. III.3, poz. [1]).

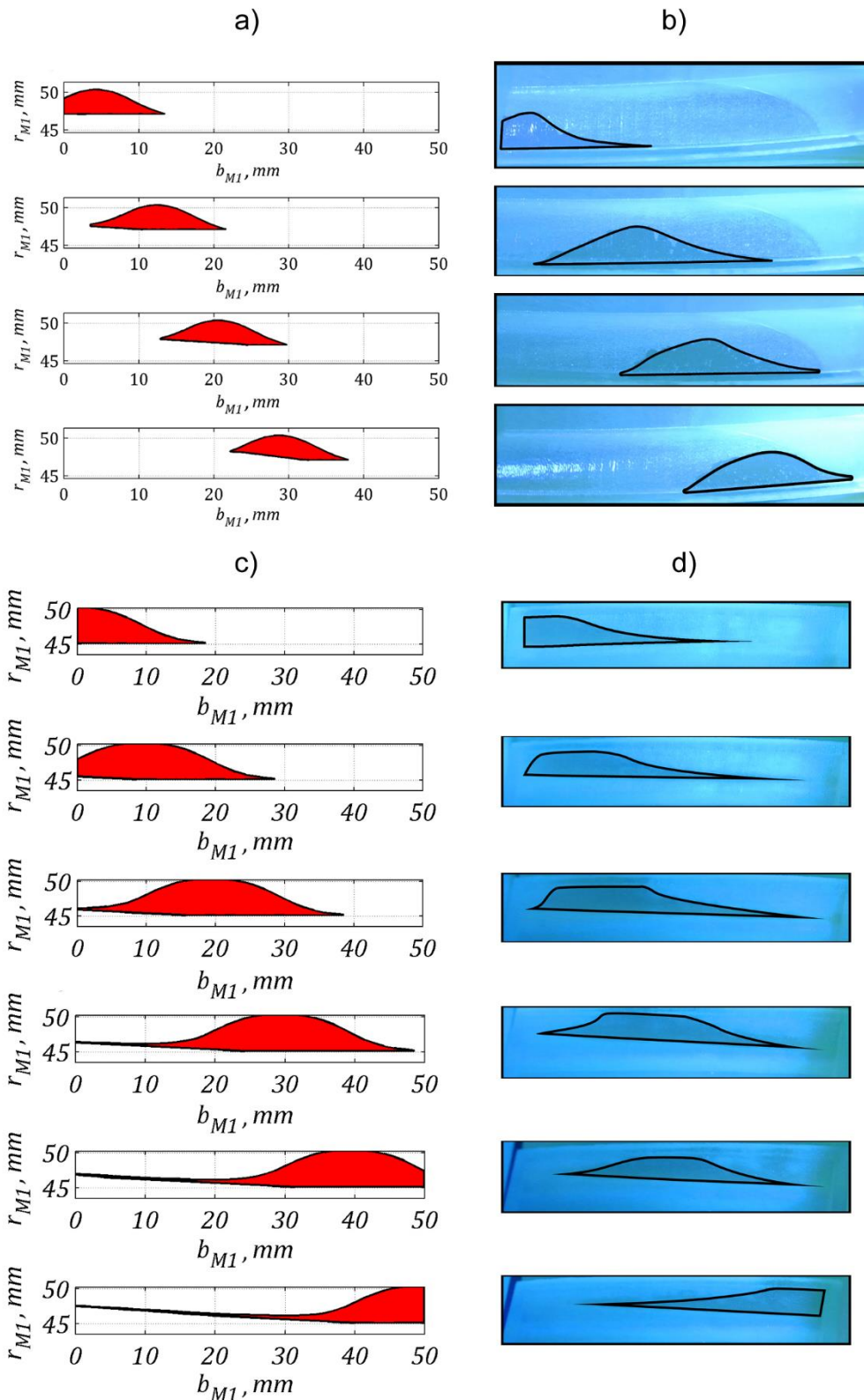
Publikacja [P.2]

Publikacja [P.2] stanowi kontynuację badań zaprezentowanych w pracy [P.1]. Mój udział polegał na opracowaniu rozszerzonego matematycznego modelu zazębienia uwzględniającego walcowe zazębienia zewnętrzne oraz wewnętrzne. Ponadto odpowiedzialny byłem za opracowanie koncepcji stanowiska badawczego i przeprowadzenie badań mających na celu weryfikację zaproponowanego modelu i metody analizy styku zębów, włącznie z opracowaniem algorytmu analizy obrazu uzyskanych doświadczalnie śladów styku. W tym celu przeprowadzono eksperyment mający na celu określenie kształtu chwilowego śladu styku przekładni. Zazwyczaj w celu sprawdzenia poprawności kształtu i położenia śladu styku na zęby jednego z kół przekładni prototypowej nanosi się znacznik (tusz traserski). Następnie dokonuje się kilku obrotów kół na stanowisku kontrolnym pod niewielkim obciążeniem. Wówczas na zębach można zaobserwować wytarty sumaryczny ślad współpracy. Metoda ta nie pozwala na obserwację chwilowych śladów współpracy. Z tego względu zdecydowano się na zastosowanie eksperymentalnej metody wyznaczania śladu styku opracowanej w Katedrze Konstrukcji Maszyn Politechniki Rzeszowskiej. Metoda ta polega na wykonaniu modeli kół przekładni prototypowej z przezroczystego materiału. Jako znacznika używa się cieczy (np. wody, wody z detergentem czy oleju), której menisk odpowiadający warstwieci jednakowej odległości pomiędzy zębami obrazuje chwilowy ślad styku. Stanowiska badawcze oraz ich modele 3D z wyobraźnymi kołami zębatymi przedstawiono na rys. 4.1. Stanowiska zostały wykonane techniką przyrostową (*PolyJet*) z przezroczystej żywicy foto-utwardzalnej. Dzięki zastosowaniu materiału przezroczystego oraz specjalnemu ukształtowaniu zęba wklęsłego jako elementu cienkościennego, można było obserwować chwilowy ślad styku przekładni. Jako znacznika użyto wody.



Rys. 4.1 Stanowiska badawcze: a) model stanowiska z ząbieniem zewnętrznym, b) wykonane stanowisko z ząbieniem zewnętrznym, c) model stanowiska z ząbieniem wewnętrznym, d) wykonane stanowisko z ząbieniem wewnętrznym

Szczegółowe procedury eksperymentu wraz z opisem algorytmu przetwarzania obrazu przedstawiono w [P.2]. Uzyskane wyniki zestawiono na rys. 4.2.



Rys. 4.2 Ślady styku: a) symulacyjne - zazębienie zewnętrzne, b) eksperymentalne - zazębienie zewnętrzne, c) symulacyjne - zazębienie wewnętrzne, d) eksperymentalne - zazębienie wewnętrzne

Ponadto w pracy dokonano oceny zastosowanej metody pomiarowej jak również ilościowego porównania wyników doświadczalnych i symulacyjnych. Wykazano wysoką zgodność wyników z modelem teoretycznym, a tym samym jego przydatność do analizy styku zębów

i wyznaczania śladu współpracy przekładni. Na podstawie przeprowadzonych doświadczeń stwierdzono, że:

- zaprezentowany matematyczny model zazębienia może posłużyć do opisu zjawisk zachodzących podczas rzeczywistej współpracy zębów,
- przekładnie o wklęsło-wypukłym zarysie zębów typu Nowikowa są wrażliwe na błąd rozstawienia osi kół, który można kompensować poprzez odpowiedni dobór czołowego kąta przyporu.

W szczególności korzystając z prezentowanego matematycznego modelu można:

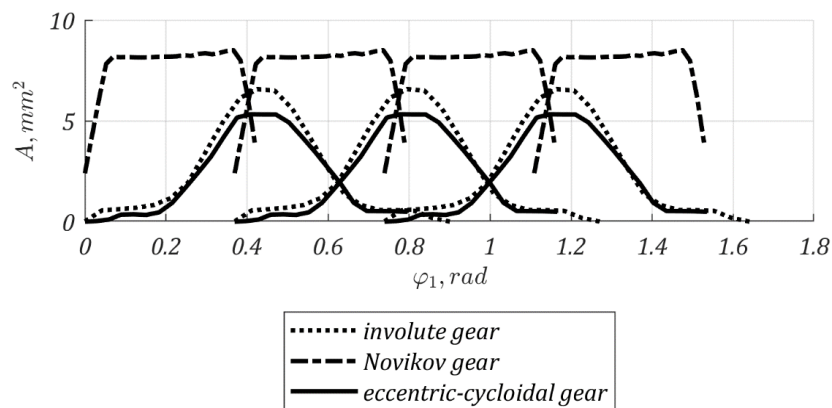
- wyznaczyć wpływ parametrów przekładni na kształt i położenie śladu styku, co umożliwi zmniejszenie kosztów związanych z lokalizacją obszaru styku podczas badań przekładni prototypowej na stanowisku hamownianym,
- określić granicę stosowalności teorii Hertza dla punktowego styku dwóch ciał w obliczeniach wytrzymałościowych tego typu przekładni,
- wyznaczyć wpływ parametrów przekładni na błąd ruchu w celu optymalizacji płynności pracy.

Publikacja [P.3]

Artykuł [P.3] przedstawia algorytm wyznaczania maksymalnych naprężeń stykowych dla przekładni zębatych typu Nowikowa. Opisywana metoda obliczeń wytrzymałościowych na naciski opiera się na zastosowaniu klasycznej teorii Hertza dla styku punktowego dwóch dowolnych ciał, których geometria jest lokalnie aproksymowana z wykorzystaniem głównych krzywizn stykających się powierzchni. Krzywizny i kierunki główne powierzchni wyznaczano za pośrednictwem wzorów wyprowadzonych w pracy [P.1]. Ponadto przedstawiono wpływ błędów położenia osi kół przekładni na wielkość nacisków powierzchniowych. Stwierdzono, że w przypadku uwzględnienia jedynie błędu rozstawienia osi kół, naciski są takie same na całym obszarze ruchu punktu styku. Im błąd ten zwiększa się, tym naciski stają się mniejsze. Zjawisko to można wyjaśnić spadkiem rzeczywistego kąta przyporu, a co za tym idzie – przesunięciem się punktu styku ku stopie zęba zębniaka, gdzie zmniejsza się stosunek średnich głównych promieni krzywizn. Przy projektowaniu przekładni Nowikowa należy uwzględnić błąd rozstawienia osi oraz celowo zwiększyć kąt przyporu lub stosunek promienia zarysu zębniaka do jego promienia podziałowego, co pozwala na zmniejszenie naprężeń stykowych oraz kontrolę nad położeniem obszaru styku. Należy również zaznaczyć, że zbyt duży błąd rozstawienia osi może w efekcie prowadzić do zwiększenia naprężeń, w wyniku ich koncentracji spowodowanej krawędziowaniem śladu styku. Dla przekładni z błędami przekoszenia osi kół naciski zwiększają się lub zmniejszają w zależności od znaku kąta, począwszy od wejścia w zazębienie aż do wyjścia z zazębienia. Dokonane w pracy porównanie naprężeń stykowych przekładni Nowikowa i przekładni ewolwentowej pozwoliło na sformułowanie wniosku, że dla dużych wartości momentu obrotowego naprężenia w przekładni o zarysie Nowikowa są 1,5 razy mniejsze niż w przekładni o zarysie ewolwentowym. Wynika stąd fakt, że zazębienie Nowikowa będzie opłacało się stosować dla przekładni silnie obciążonych, gdzie wytrzymałość stykowa odgrywa największą rolę. W rzeczywistości w zależności od wartości błędów położenia osi przekładni Nowikowa naprężenia te, jak zostało pokazane we wcześniejszym fragmencie pracy [P.3], mogą wzrosnąć bądź zmaleć.

Publikacja [P.4]

Kolejną pracą mającą na celu weryfikację możliwości redukcji naprężeń w wyniku zastosowania zarysu typu Nowikowa jest artykuł [P.4]. Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu matematycznego modelu zazębienia walcowego, metod analize styku zębów, przeprowadzeniu symulacji oraz opracowaniu wniosków. Tym razem dokonano porównania śladów styku przekładni typu Nowikowa, przekładni ewolwentowej i przekładni z zarysem mimośrodowo-cykloidalnym. W tym celu wykorzystano metodę analize styku zębów opartą na tzw. wykresach *Ease-Off*. Na tej podstawie wyznaczono wykresy ruchu. Ślady styku uzyskano na podstawie nieco zmodyfikowanej metody analitycznej opisanej w pracy [P.2]. Zmiana polegała na sposobie wyznaczania odległości pomiędzy współpracującymi powierzchniami bocznymi zębów, która w tym przypadku wyznaczana była jako przecięcie prostej normalnej do powierzchni zęba zębownika z trójkątem zdyskretyzowanej w wyniku triangulacji Delaunaya powierzchni zęba koła. Taki sposób prowadzenia obliczeń minimalizował ich czas. W wyniku przeprowadzonych symulacji wyznaczono między innymi zależność pomiędzy polem obszaru śladu styku, a kątem obrotu koła przekładni (Rys. 4.3).



Rys. 4.3 Pole powierzchni śladu styku w funkcji kąta obrotu zębownika

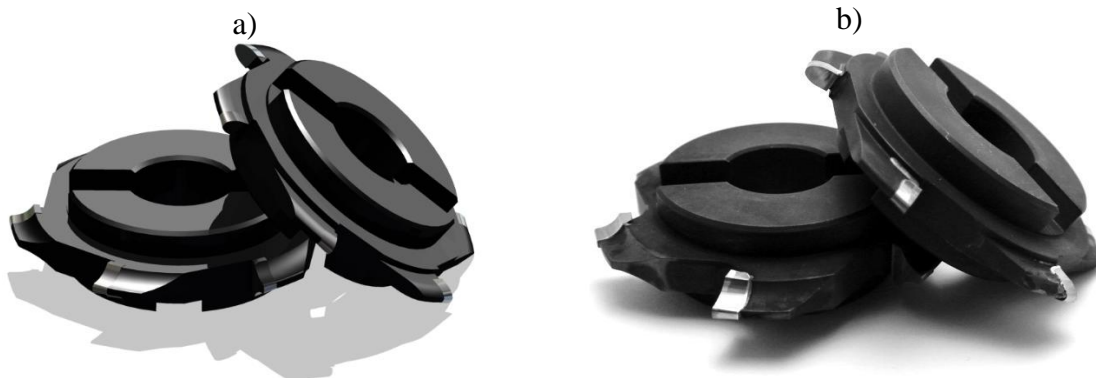
Należy podkreślić, że w tym przypadku analizowano przekładnie z modyfikacją powierzchni zębów w postaci beczułkowania zarysu i linii zęba. Na podstawie przeprowadzonych symulacji można stwierdzić, że:

- modyfikacja zębów w postaci beczułkowania głowy oraz linii pozwala uniknąć krawędziowania śladu styku,
- odpowiednio dobrana modyfikacja zapewnia stałość przełożenia (brak błędu ruchu),
- największy obszar styku wystąpił w przekładni typu Nowikowa (większy o ok. 30% w stosunku do przekładni ewolwentowej i o 60% w stosunku do przekładni o zarysie mimośrodowo-cykloidalnym).

Ponadto przyjmując, że prędkość obrotowa zębownika wynosi $n_1=100\text{obr/min}$ maksymalne prędkości poślizgu wynoszą: 102mm/s dla przekładni ewolwentowej, 77mm/s dla przekładni typu Nowikowa i 99mm/s dla przekładni mimośrodowo-cykloidalnej. Wobec powyższego można sformułować tezę, iż przekładnia typu Nowikowa będzie odznaczać się większą nośnością powierzchniową (lub trwałością wynikającą z tej nośności) niż pozostałe z analizowanych zazębnień.

Publikacja [P.5]

Aby potwierdzić uzyskane w wyniku symulacji rezultaty trzeba było poddać badaniom rzeczywistą parę zębatą. Z uwagi na nietypowy kształt zębów należało uprzednio dokonać wyboru technologii obróbki uzębień oraz w razie konieczności zaprojektować i wykonać narzędzia. Ze względu na możliwości wytwórcze oraz analizę literatury zdecydowano się na obróbkę kształtową uzębień narzędziem krążkowym. Matematyczny model takiej obróbki zaprezentowano w pracy [P.5]. Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu matematycznego modelu obróbki oraz przeprowadzeniu symulacji. Rozważano odrębnie obróbkę uzębienia wklęsłego i wypukłego. Przedstawiony matematyczny model kształtowej obróbki uzębień może być wykorzystany podczas projektowania narzędzi krążkowych. W zależności od przyjętych parametrycznych równań powierzchni bocznej obrabianego zęba, które definiują jego geometrie, może on posłużyć do symulacji obróbki uzębień walcowych dowolnego typu. Tego rodzaju obróbka daje możliwość wykonywania uzębienia na maszynach niededykowanych do obróbki kół zębatych, co jest zaletą w przypadku produkcji jednostkowej. Jak wynika z przeprowadzonych symulacji, narzędzia krążkowe do obróbki uzębienia Nowikowa mają zarys, który z dużą dokładnością można przybliżyć łukiem okręgu. W omawianych w pracy [P.5] metodach wyznaczania zarysu narzędzi zakładano jednoczesną obróbkę dwóch sąsiadujących powierzchni bocznych zębów. W praktyce, aby móc kontrolować wielkość luzu międzyzębnego, a co za tym idzie szerokość wrębu międzyzębnego, narzędzia mogą być wykonane o nieco mniejszej szerokości niż wynika to z przeprowadzonych obliczeń. Zmiana szerokości może polegać na nieznacznym przesunięciu środka łuku okręgu stanowiącego zarys narzędzia. Ponadto przesunięcie to umożliwi obróbkę uzębienia ze zmianą kąta pochylenia linii zęba. Wówczas możliwe jest wprowadzanie modyfikacji w postaci fazowania bądź beczułkowania, o ile skręt wrzeciennika obrabiarki może być sterowany numerycznie. Na podstawie wyznaczonych w artykule [P.5] zarysów narzędzi opracowano model 3D CAD (Rys. 4.4a) frezów krążkowych, które następnie zostały wykonane (Rys. 4.4b).



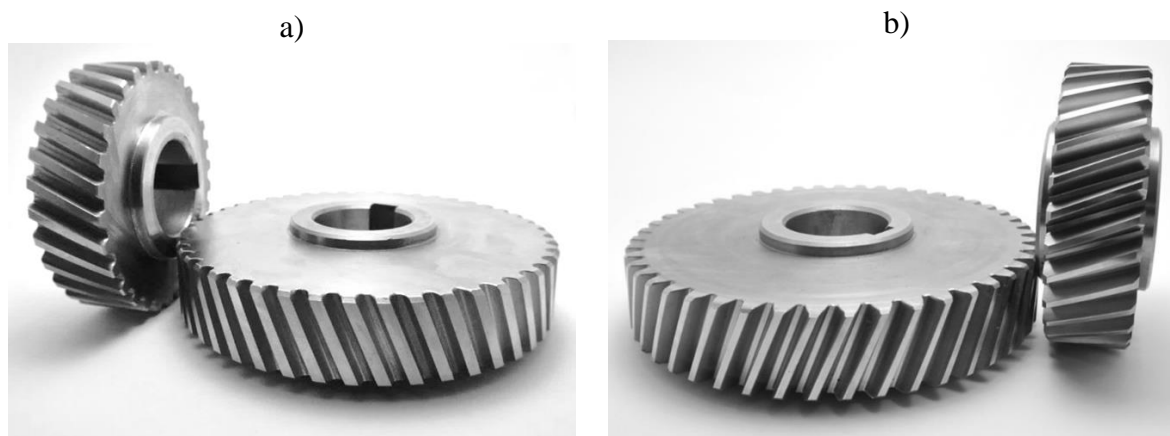
Rys. 4.4 Frezy krążkowe do obróbki wklęsło-wypukłych uzębień typu Nowikowa: a) model 3D CAD, b) wykonane frezy

Zaprojektowane i wykonane frezy posłużyły w dalszym etapie badań do wykonania przekładni Nowikowa. Ponadto wyniki przeprowadzonych symulacji skłoniły mnie do opatentowania metody modyfikowania linii zębów koła zębatego w tego typu obróbce – patent pn. *Sposób modyfikowania linii zębów koła zębatego*, o numerze PL232725 (Zał. 4, p.III.3, poz. [2]).

Publikacja [P.6]

W pracy [P.6] opisano wyniki porównawczych badań zmęczeniowych przekładni typu Nowikowa oraz konwencjonalnej przekładni ewolwentowej. Badania prowadzono na

stanowisku mocy krążącej znajdującym się na wyposażeniu Laboratorium badań napędów Katedry Konstrukcji Maszyn Politechniki Rzeszowskiej. Przekładnie badane wykonano ze stali 42CrMo4 poddanej ulepszeniu cieplnemu do 30HRC. Uzębienie typu Nowikowa wykonano za pomocą frezów kształtowych, których metodykę projektowania zawarto w pracy [P.5] (Rys. 4.4b) na pięcioosiowej frezarce sterowanej numerycznie Stama MC726/MT. Uzębienie przekładni ewolwentowej natomiast wykonano na frezarce obwodniowej sterowanej numerycznie Koepfer EMAG 200. Przekładnie badawcze przedstawiono na rysunku 4.5.



Rys. 4.5 Widok przekładni badanej: a) typu Nowikowa, b) ewolwentowej

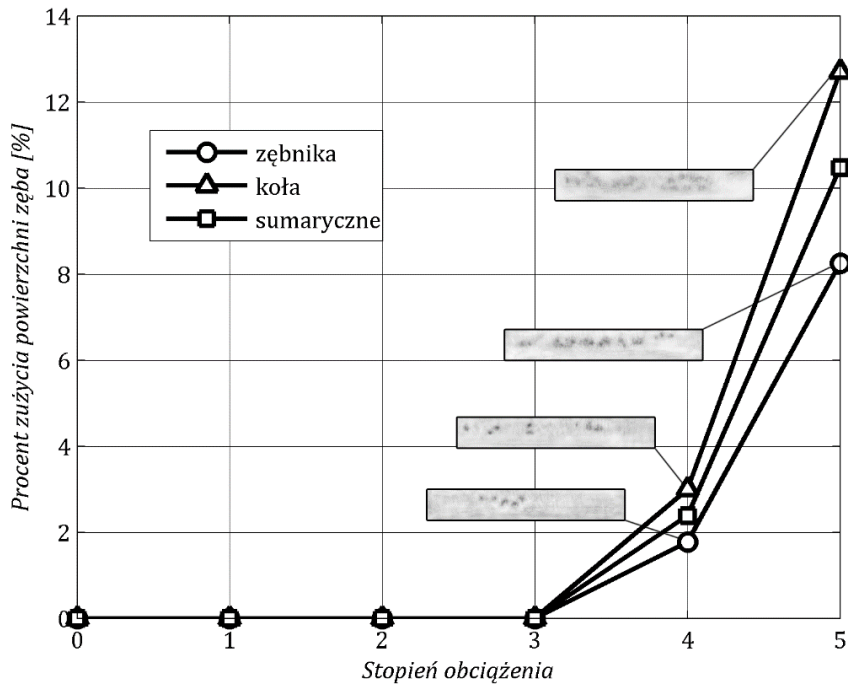
Próby wytrzymałościowe prowadzono dla prędkości obrotowej zębika wynoszącej 2500obr/min. Dotarcie kół zębatych przeprowadzono przy momencie zębika wynoszącym 42Nm. Ponadto badania par zębatych realizowano przy wzrastającym obciążeniu. W tabeli 4.1 zestawiono moment obciążenia zębika, teoretyczne naprężenia Hertza [P.3], liczbę cykli obciążenia oraz czas trwania próby na danym stopniu obciążenia.

Tab. 4.1 Stopnie obciążenia badanych kół zębatych

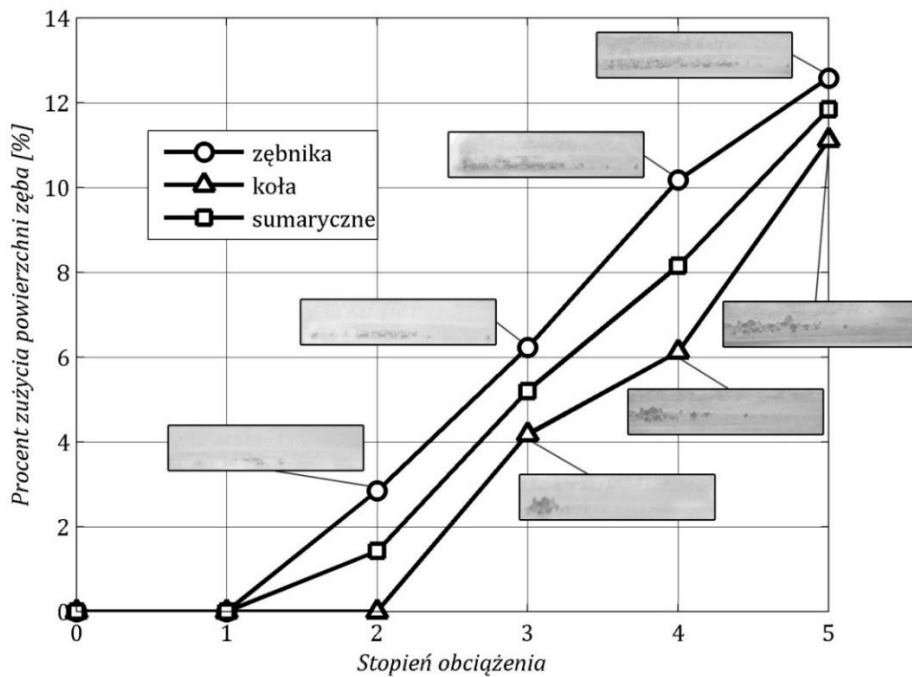
Stopień obciążenia	Moment na zębiku, Nm	Naprężenia Hertza, MPa		Liczba cykli obciążenia zębika	Czas trwania stopnia obciążenia
		Przekładnia Nowikowa	Przekładnia ewolwentowa		
0	42	249	249	$1,5 \cdot 10^5$	1h
1	138	370	450	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min
2	244	446	598	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min
3	342	500	708	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min
4	455	550	817	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min
5	455	550	817	$2,5 \cdot 10^6$	16h 40min

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 fragmentów metalu. Jamy *pittingowe* poszerzają się w wyniku wtłaczania w nie pod wysokim ciśnieniem oleju, który działa jak klin. Istnieje kilka miar zmęczeniowego zużycia zębów na skutek *pittingu*. Jedną z nich jest masa koła zębatego. Dokładny pomiar tej masy po każdym stopniu obciążenia pozwala na udokumentowanie przebiegu doświadczenia. Zużycie zębów odwzorowane jest ubytkiem masy w funkcji stopnia obciążenia. Kolejną metodą jest metoda fotograficzna. Polega ona na fotografowaniu powierzchni bocznej zęba oraz obliczaniu pola powierzchni powstałych jam *pittingowych* i odniesieniu go do całkowitego pola powierzchni zęba. Obecnie proces ten może być zautomatyzowany z wykorzystaniem technik cyfrowej

analizy obrazu. Inną metodą jest pomiar chropowatości powierzchni bocznej zęba, która obrazuje jej stan. W omawianej pracy zdecydowano się na zastosowanie metody fotograficznej. Powierzchnie zębów były fotografowane przy stałym oświetleniu, a następnie zostały poddane cyfrowej obróbce w celu uzyskania procentowego udziału jam *pittingowych*. Szczegóły opracowanego na potrzeby badań algorytmu przetwarzania obrazu podane zostały w pracy [P.6]. Ponadto w każdym przypadku mierzone były drgania korpusu przekładni badanej w kierunku osiowym. Proces zużywania się zębów został dosyć wyczerpująco opisany w artykule [P.6] dlatego w niniejszym Autoreferacie przedstawiono jedynie graficzne porównanie wyników (Rys. 4.6 i 4.7).



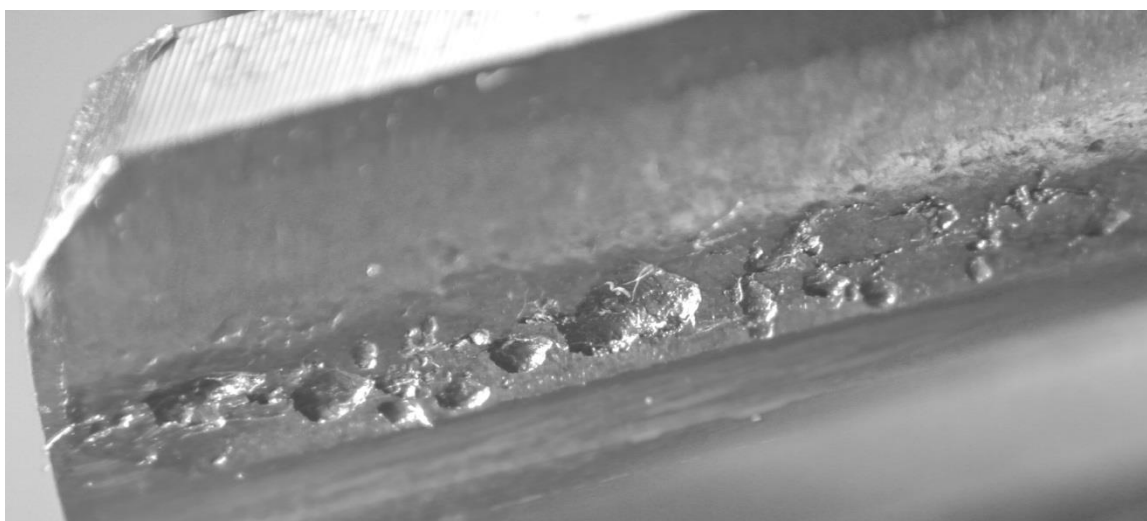
Rys. 4.6 Zużycie zębów przekładni Nowikowa



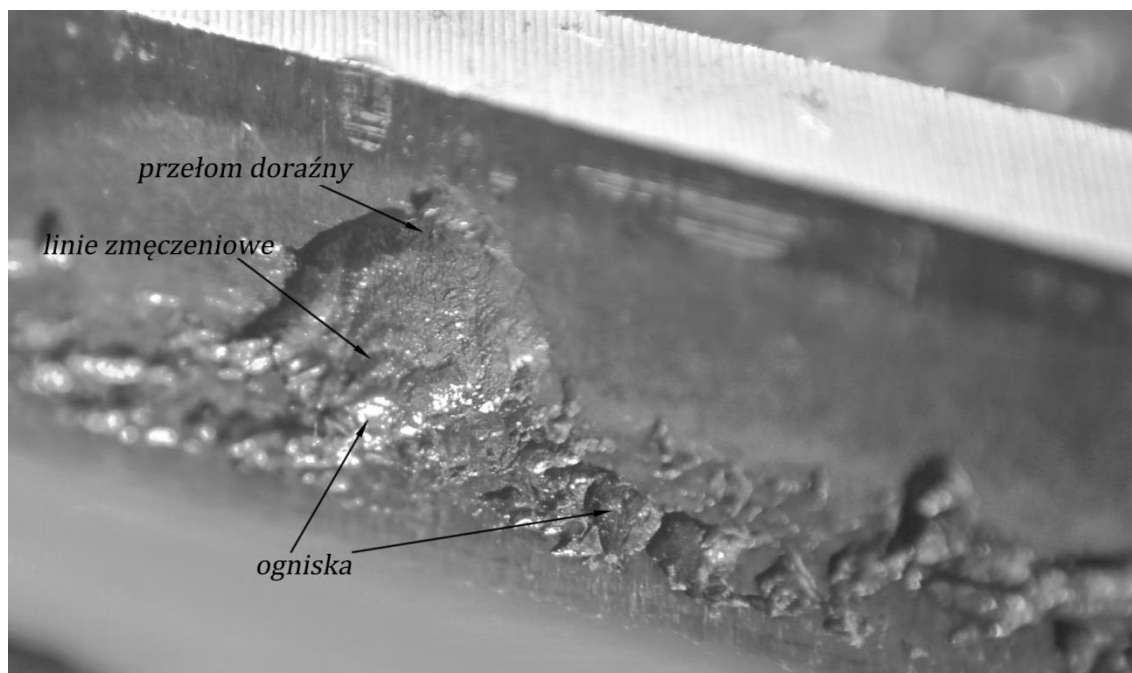
Rys. 4.7 Zużycie zębów przekładni ewolwentowej

Przekładnia ewolwentowa pracowała bez oznak zużycia przez jeden stopień obciążenia (nie wliczając stopnia docierającego) co daje $2,5 \cdot 10^6$ cykli zmian obciążenia zębniaka. Zużycie przekładni Nowikowa pojawiło się natomiast po czwartym stopniu obciążenia co oznacza przepracowanie $7,5 \cdot 10^6$ 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.

Ostateczne sumaryczne procentowe zużycie zębów przekładni ewolwentowej ulepszonej cieplnie wyniosło ok. 12%. Po piątym stopniu obciążenia na zębach zębniaka (Rys. 4.8) i koła (Rys. 4.9) można było zaobserwować głębokie jamy *pittingowe* o dużej średnicy dochodzącej nawet do 5mm.



Rys. 4.8 Makrofotografia *pittingu* na powierzchni zęba zębniaka przekładni ewolwentowej



Rys. 4.9 Makrofotografia *pittingu* na powierzchni zęba koła przekładni ewolwentowej

Mechanizm tworzenia się tak dużych wgłębień zmęczeniowych można wyjaśnić analizując *pitting* na zębie koła (Rys. 4.9). W początkowym stadium tworzenia się *pittingu* powstają małe

jamy, które stają się ogniskiem pęknięcia zmęczeniowego. W wyniku cyklicznie wtłaczanego oleju pod wysokim ciśnieniem w niewielką szczelinę następuje propagacja pęknięcia co można zaobserwować jako linie zmęczeniowe. W dalszej kolejności następuje gwałtowne oderwanie fragmentu metalu w miejscu wystąpienia przełomu doraźnego. Zużycie tego typu jest szczególnie niebezpieczne może ono bowiem prowadzić do złamania zębów.

Sumaryczne procentowe zużycie zębów przekładni Nowikowa wyniosło ok. 10%. Należy pamiętać, że zęby przekładni Nowikowa są zębami niskimi. W przypadku przekładni badanej ich wysokość wyniosła 4,5mm, a wysokość zębów przekładni ewolwentowej 6,75mm. Stąd procentowe zużycie zębów jest porównywalne do zużycia przekładni ewolwentowej podczas gdy rzeczywiste pole powierzchni obszaru, na którym wystąpiło zużycie może być mniejsze. W przypadku przekładni Nowikowa zużycie wystąpiło w postaci gęsto rozmieszczonych płytkich jam pittingowych o niewielkich średnicach dochodzących do 2mm.



Rys. 4.10 Makrofotografia *pittingu* na powierzchni zęba zębownika przekładni Nowikowa



Rys. 4.11 Makrofotografia *pittingu* na powierzchni zęba koła przekładni Nowikowa

Wraz z pojawieniem się wgłębień zmęczeniowych można było zaobserwować ślady zacierania (Rys. 4.11). W ogólnym przypadku ten typ zużycia powstaje na skutek szepiania się pod wpływem wysokiej temperatury materiałów zębów, a następnie ich wyrwania i ścinania. W przypadku przekładni Nowikowa zużycie to wystąpiło równoległe z *pittingiem* mogło więc

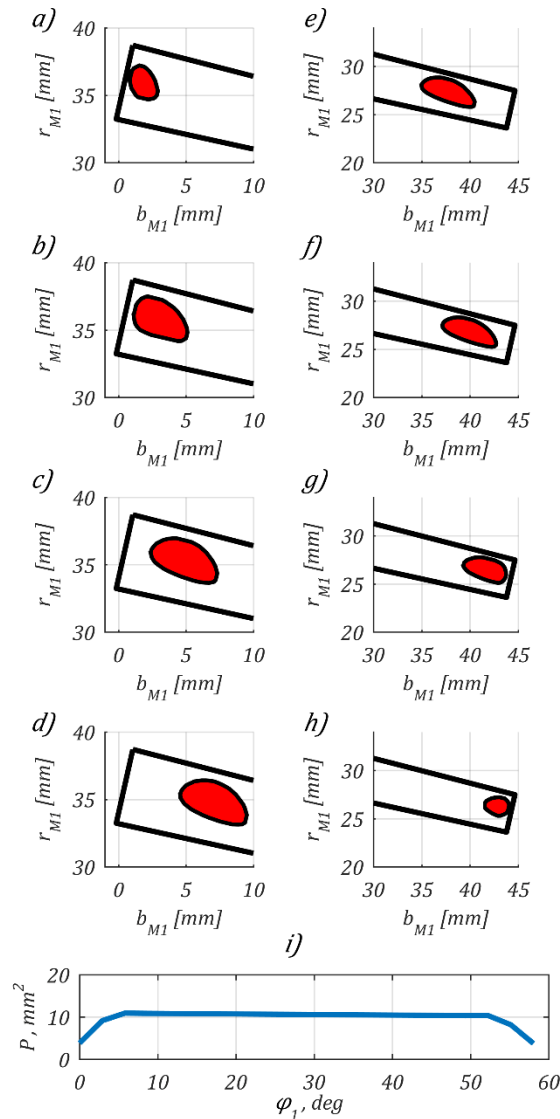
dojść do równoczesnego zużycia ściernego na skutek oddziaływania oderwanych cząstek metalu na trące o siebie powierzchnie boczne zębów. Ponadto z uwagi na mniejsze niż w przypadku przekładni ewolwentowej średnice jam *pittingowych* wystąpienie ewentualnego złamania zębów na skutek *pittingu* może zostać opóźnione.

Przekładnia Nowikowa generowała drgania o większej amplitudzie. Dla trzeciego stopnia obciążenia amplituda drgań generowanych przez przekładnię ewolwentową jest ok. 4,6 razy mniejsza. Może to wynikać z faktu, że zazębienie ewolwentowe jest sprzężone w przekroju czołowym, a całkowity stopień pokrycia jest sumą poskokowej liczby przyporu i czołowej liczby przyporu (dla przekładni badanej $\varepsilon_\gamma = 2,73$), podczas gdy zazębienie Nowikowa realizuje swoją ciągłość jedynie przez poskokowy wskaźnik przyporu (dla przekładni badanej $\varepsilon_\beta = 1,21$). Po wystąpieniu zużycia zębów na skutek *pittingu* amplituda drgań wzrasta, przy czym dla przekładni ewolwentowej wzrost ten jest mniej gwałtowny. Wynika to z faktu, że zęby przekładni Nowikowa uległy równoczesnemu zużyciu na skutek zacierania. Po piątym stopniu obciążenia amplituda drgań przekładni Nowikowa jest ok 6,2 razy większa niż przekładni ewolwentowej. Zwiększona amplituda drgań przekładni Nowikowa jest niewątpliwą wadą tego zarysu, która może go dyskwalifikować w zastosowaniu w niektórych konstrukcjach.

Zaprezentowane wyniki porównawczych badań przekładni o wklęsło-wypukłych i ewolwentowych zarysach zębów świadczą o tym, że przekładnie typu Nowikowa odznaczają się większą nośnością powierzchniową od przekładni ewolwentowych. Dowodzi to, że wyniki prowadzonych analiz teoretycznych są możliwe do osiągnięcia w praktyce. Koła badanych przekładni Nowikowa zostały wykonane mniej dokładnie aniżeli badane koła ewolwentowe. Podobnie rzecz ma się w przypadku chropowatości powierzchni bocznych zębów, która to dla par ewolwentowych była o klasę niższa. Powyżej wymienione parametry przekładni powinny obniżyć wytrzymałość zmęczeniową par Nowikowa w porównaniu do ewolwentowych. Nie mniej jednak przekładnia Nowikowa odznaczyła się co najmniej trzykrotnie większą trwałością niż przekładnia ewolwentowa.

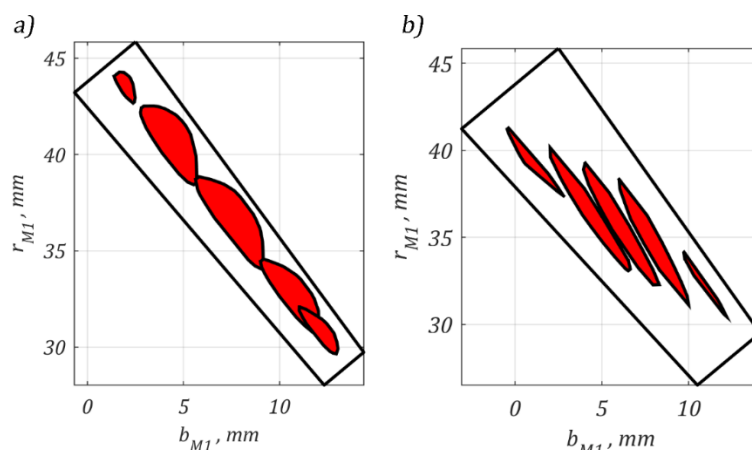
Publikacja [P.7]

Po udanym zastosowaniu zarysu typu Nowikowa w przekładni walcowej podjęto teoretyczną próbę jego zastosowania w przekładni stożkowej [P.7]. W tym celu opracowano matematyczny model stożkowego zazębienia z wklęsło-wypukłym zarysem zębów. Model ten pozwolił na przeprowadzenie symulacji mających na celu wyznaczenie wpływu błędów położenia osi kół na ślad styku i błąd ruchu przekładni. Ponadto zaproponowano modyfikację powierzchni bocznych zębów oraz wyznaczono jej wpływ na ślad styku przekładni (Rys. 4.12)



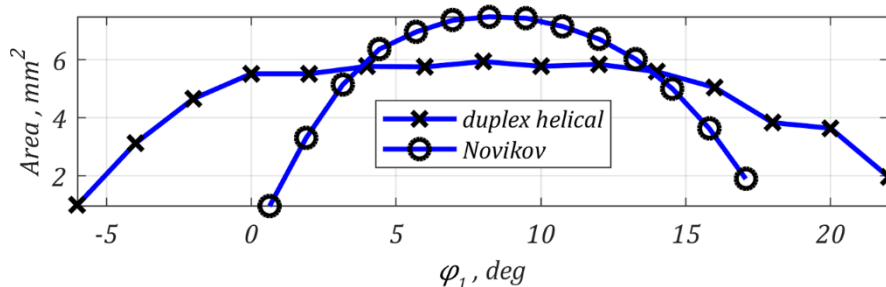
Rys. 4.12 Wejście i wyjście z zazębienia stożkowego z modyfikacją linii zęba

Poprawnie dobrana modyfikacja pozwala na uniknięcie niekorzystnego zjawiska krawędziowania śladu styku. W pracy [P.7] zaproponowano również metodykę analizy interferencji zębów w przekroju zastępczej przekładni. Jeżeli interferencja nie występuje w przekroju zewnętrznym, z uwagi na fakt, że zęby są zbieżne, w pozostałych przekrojach również nie powinno dochodzić do interferencji. Dokonano porównania chwilowych śladów styku przekładni stożkowej typu Nowikowa z przekładnią stożkową o kołowo-łukowej linii zębaty typu *DUPLEX helical* (Rys. 4.13).



Rys. 4.13 Chwilowe ślady styku: a) przekładni Nowikowa, b) przekładnia *DUPLEX helical*

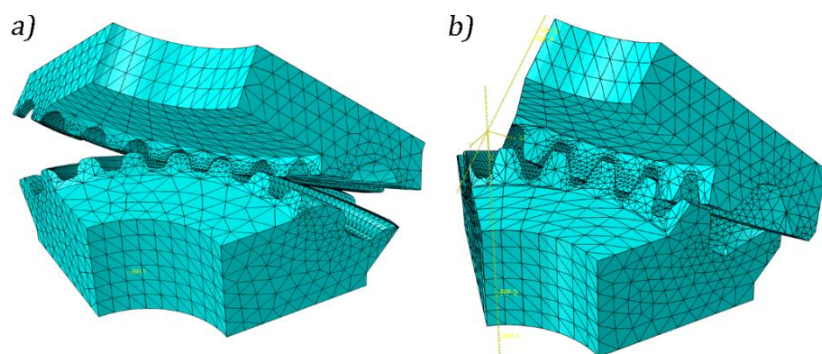
Dla przekładni konwencjonalnej ślady styku rozciągają się wzdłuż linii zęba. W przypadku przekładni typu Nowikowa ślady rozciągają się zarówno wzdłuż linii jak i wysokości zęba. Analiza zależności pola powierzchni śladów styku w zależności od kąta obrotu zębika (Rys. 4.14) pozwala na stwierdzenie, że ślad styku dla jednoparowego przyporu jest większy o 26% dla przekładni Nowikowa.



Rys. 4.14 Pole powierzchni śladu styku w funkcji kąta obrotu zębika

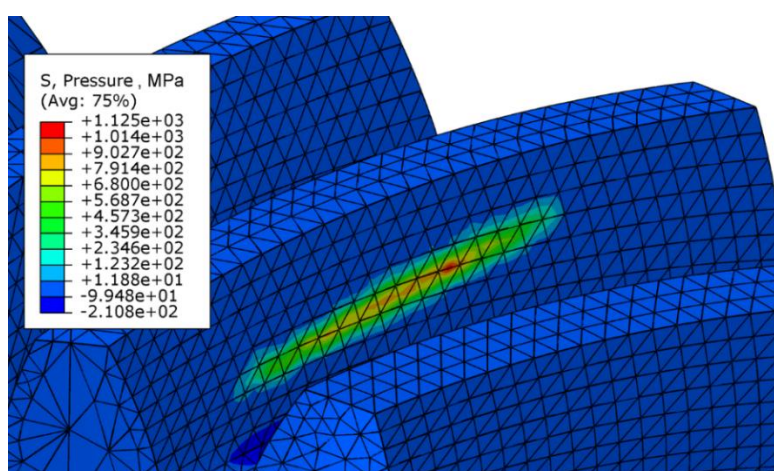
Przyjmując w uproszczeniu, że maksymalne naprężenia stykowe są odwrotnie proporcjonalne do pola powierzchni elipsy styku, można uzyskać 1,26-krotne zmniejszenie naprężeń na korzyść przekładni Nowikowa. Oczywiście przy ocenie wytrzymałości uzębień należałoby również uwzględnić rozkład obciążenia na zęby będące w przyporze. W tym celu przeprowadzono analizę styku zębów pod obciążeniem.

Analiza styku zębów pod obciążeniem została przeprowadzona jako analiza statyczna MES w systemie ABAQUS. Modele kół zębatych typu Nowikowa zostały stworzone poprzez zaimportowanie równań powierzchni bocznych zębów do systemu CAD. W przypadku przekładni *duplex* wykorzystano wyeksportowane z programu KIMoS modele 3D CAD. Przed przystąpieniem do analizy przeprowadzono wstępne symulacje mające na celu określenie wielkości zastosowanych elementów skończonych. Jako referencyjną maksymalną wartość naprężeń stykowych przyjęto wyniki LTCA z programu KIMoS dla obciążenia zębika momentem 200Nm, wyniosły one 1200MPa. Siatka została zagęszczana aż do momentu, w którym dalsze pomniejszanie elementów skończonych nie powodowało znaczącego wzrostu dokładności wyników, a zwiększało czas obliczeń. Przyjęto elementy skończone typu C3D10 o wielkości 3 dla całego modelu oraz 0,8 dla uzębienia, o współczynniku kontroli krzywizny 0,1. Wygenerowane siatki przedstawiono na rys. 4.15.



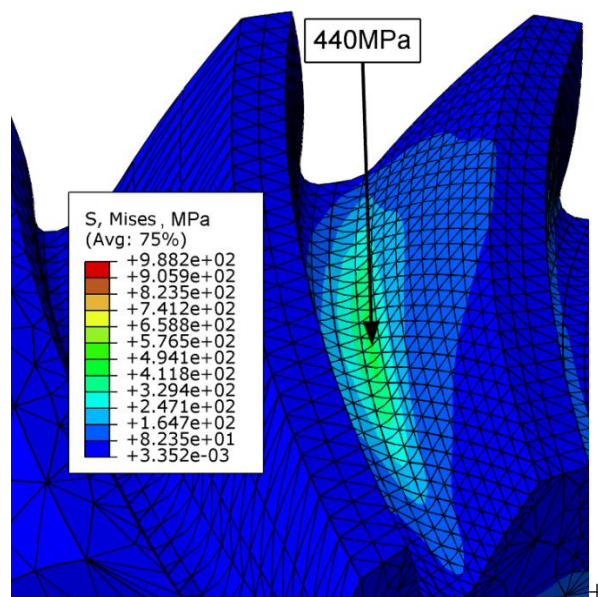
Rys. 4.15 Siatka elementów skończonych: a) przekładnia Nowikowa, b) przekładnia *duplex helical*

Maksymalne naprężenia stykowe w przekładni duplex wystąpiły na powierzchni zęba zębnika i wynosiły 1125MPa (Rys 4.16).



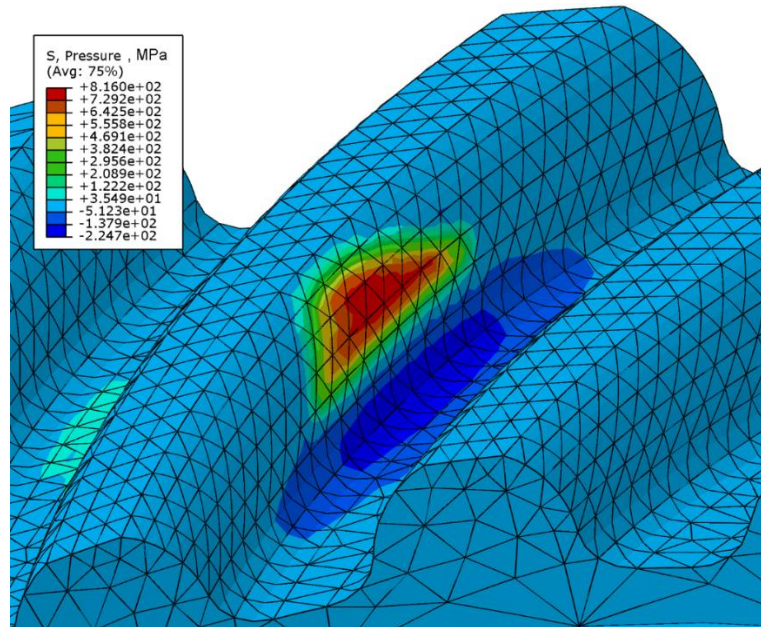
Rys. 4.16 Maksymalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba zębnika przekładni *duplex*

Ślad styku jest wydłużoną elipsą i odpowiada wynikom analizy styku bez obciążenia (Rys. 4.13b). Maksymalne naprężenia u podstawy osiągnęły wartość 440MPa dla zębnika (Rys. 4.17).



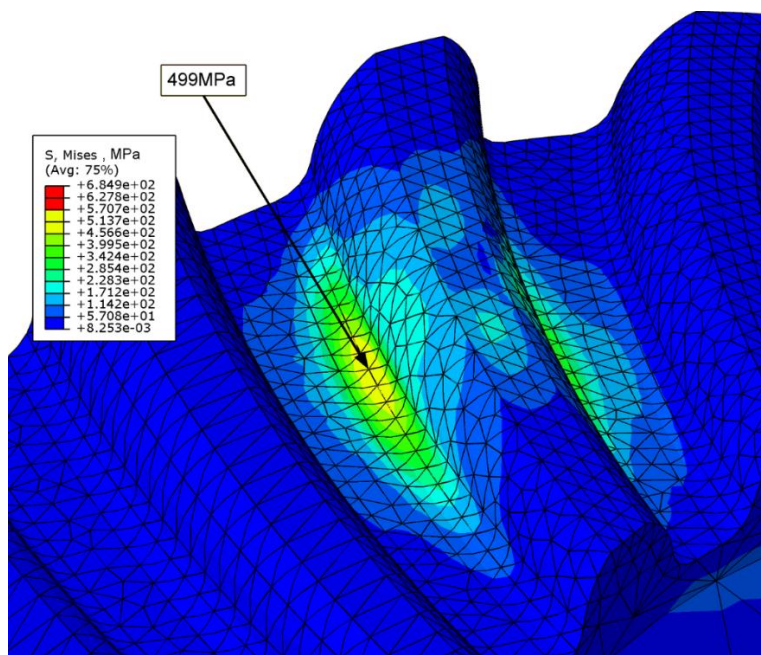
Rys. 4.17 Maksymalne naprężenia u podstawy zębnika przekładni *duplex*

Zarówno naprężenia u podstawy jak i naprężenia powierzchniowe nieznacznie różnią się od wartości uzyskanych w programie KIMoS (Tab. 4.2). Błąd dla analizy MES wyniósł 6,25% dla naprężeń stykowych oraz 0,25% dla naprężeń u podstawy w przypadku zębniaka. Wobec powyższego przyjęto za poprawne ustawienia symulacji. Ustawienia te zostały wykorzystane do symulacji rozkładu naprężeń w przykładni typu Nowikowa. Rysunek 4.18 przedstawia maksymalne naprężenia powierzchniowe dla przekładni Nowikowa, wyniosły one 816MPa.



Rys. 4.18 Maksymalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba zębniaka przekładni Nowikowa

Kształt śladu styku odpowiada wynikom uzyskanym z analizy styku zębów bez obciążenia (Rys. 4.13a). Maksymalne naprężenia u podstawy (Rys. 4.19) wniósł ok. 500MPa.



Rys. 4.19 Maksymalne naprężenia u podstawy zęba zębniaka przekładni Nowikowa

Uzyskane wyniki zestawiono w tab. 4.1.

Tab. 4.1 Porównanie wyników analizy styku pod obciążeniem

	Nowikow (MES)		Duplex helical (MES)		Duplex helical (KIMoS)	
	Zębnik	Koło	Zębnik	Koło	Zębnik	Koło
Maks. napr. stykowe, MPa	816	673	1125	983	1200	1200
Maks. napr. u podstawy, MPa	499	304	440	422	441	430

Zastosowanie wklęsło-wypukłego zarysu typu Nowikowa zgodnie z przewidywaniami wynikającymi z analizy styku zębów (Rys. 4.14) pozwoliło na zmniejszenie naprężeń kontaktowych o ok. 27,5%. Maksymalne naprężenia u podstawy były większe o ok. 13,4%.

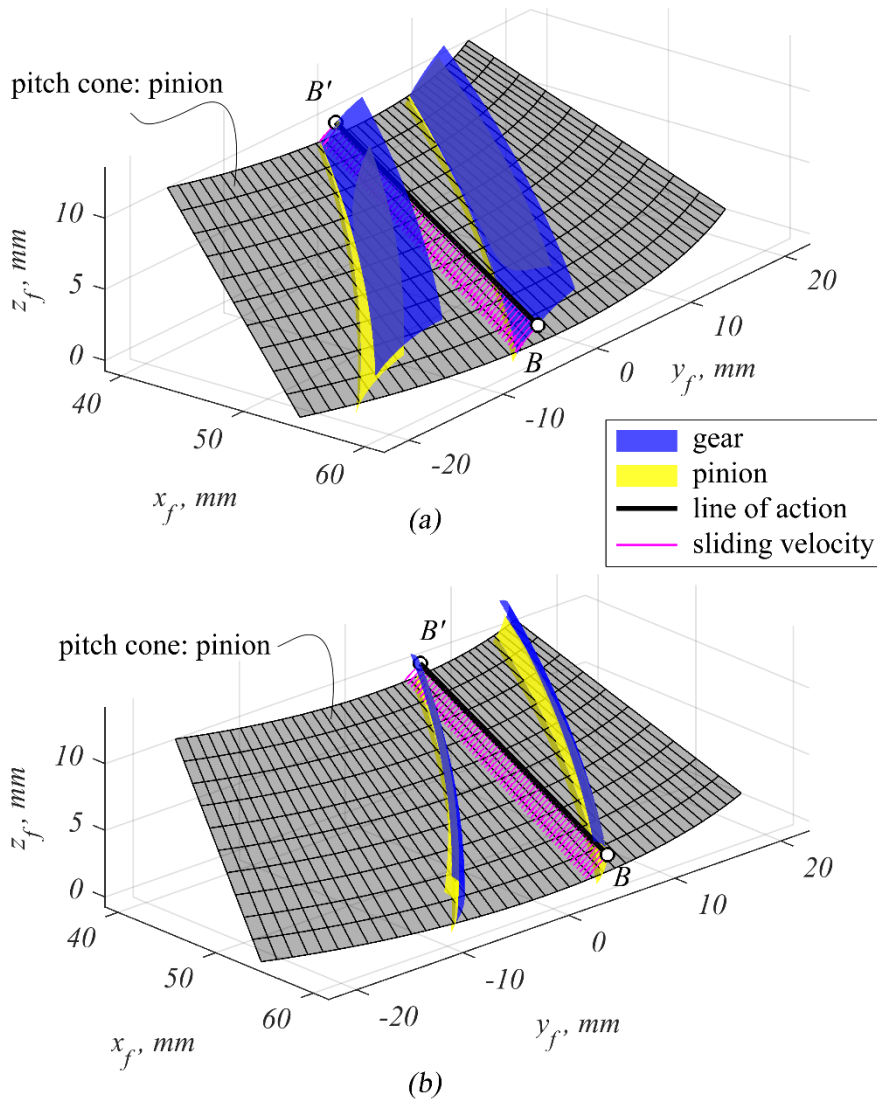
Wyniki przeprowadzonych obliczeń i symulacji wykazały przydatność opracowanego matematycznego modelu do analizy styku zębów tego typu zazębień. Na podstawie analizy uzyskanych wyników sformułowano następujące wnioski:

- ze względu na ruch śladu styku, przekładnie typu Nowikowa powinny być wykonywane z modyfikowaną linią zęba, która zapewni łagodne wejście oraz wyjście z zazębienia,
- stożkowa przekładnia Nowikowa jest wrażliwa na błędy położenia osi kół,
- pole powierzchni chwilowego śladu styku dla analizowanych przekładni było większe w stożkowej przekładni Nowikowa niż w konwencjonalnej przekładni stożkowej o kołowo-łukowej linii zęba,
- zastosowanie zarysu zębów typu Nowikowa pozwoliło na redukcję naprężeń kontaktowych o ok. 27,5% w stosunku do przekładni konwencjonalnej.

Niewątpliwie przekładnie ewolwentowe o kołowo-łukowej linii zęba posiadają wiele zalet w porównaniu z przekładniami z wklęsło-wypukłym zarysem zębów typu Nowikowa, do których można zaliczyć między innymi możliwość szlifowania, a tym samym wysoką dokładność uzębień. Nie mniej jednak wraz z rozwojem technologii produkcji przekładnie typu Nowikowa w pewnych zastosowaniach mogą odznaczać się większą nośnością, co może być tematem dalszych badań.

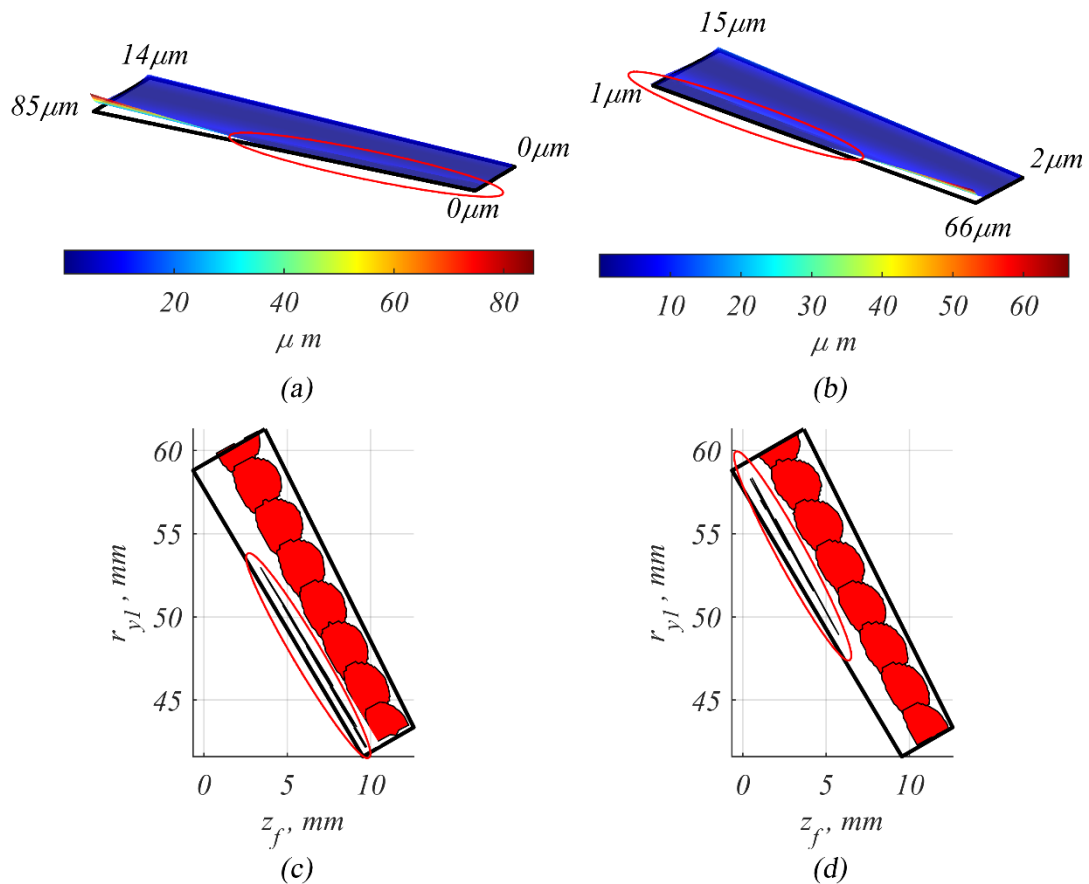
Publikacja [P.8]

Badania podjęte w artykule [P.7] były kontynuowane, a ich wyniki zaprezentowano w publikacji [P.8]. Dokonano w niej analizy styku zębów przekładni typu Nowikowa z wykorzystaniem metody bazującej na wykresach *Ease-Off*. Na bazie opracowanego modelu matematycznego wyznaczono linię zazębienia oraz rozkład prędkości poślizgu w przekładni Nowikowa bez błędów położenia osi kół (Rys. 4.20).



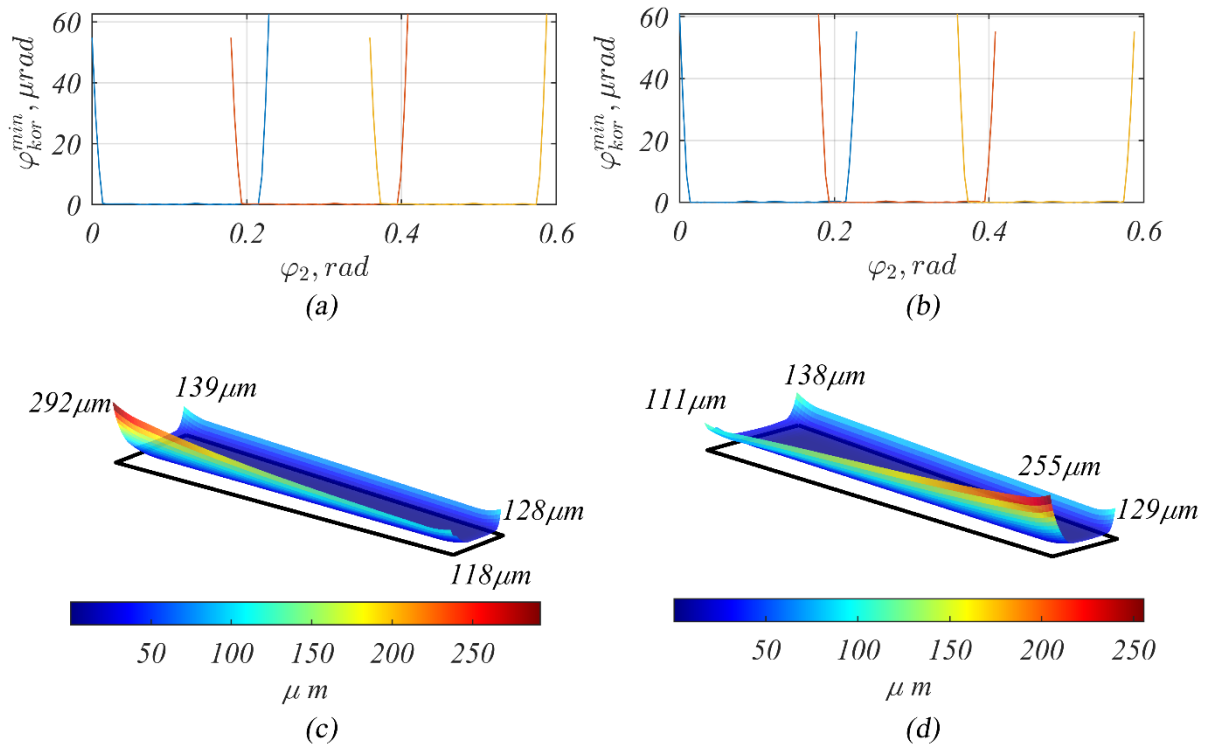
Rys. 4.20 Linia zazębienia i prędkość poślizgu w stożkowej przekładni Nowikowa dla napędowej: a) strony wklęsłej zębniaka, b) strony wypukłej zębniaka

W przypadku gdy stroną napędową jest wklęsła powierzchnia zęba zębniaka (Rys. 4.20a), współpraca zębów rozpoczyna się w punkcie B dla kąta $\varphi_1=0$ gdzie prędkość poślizgu jest maksymalna i wynosi $|\mathbf{v}_{12}|=0.56m/s$. W miarę obrotu kół punkt styku porusza się wzdłuż linii zazębienia aż do punktu B' dla kąta $\varphi_1=0.2286rad$, w którym wartość prędkości poślizgu maleje do $|\mathbf{v}_{12}|=0.40m/s$, a przypór kończy się. Z kolei dla wypukłej strony napędowej zębniaka (Rys. 4.20b), zęby rozpoczynają współpracę od strony małych modułów w punkcie B' dla kąta $\varphi_1=0.2286rad$, w którym prędkość poślizgu przyjmuje minimalną wartość $|\mathbf{v}_{12}|=0.40m/s$. Współpraca zębów kończy się w punkcie B dla kąta $\varphi_1=0$, w którym prędkość poślizgu wzrasta do wartości $|\mathbf{v}_{12}|=0.56m/s$. Linia zazębienia w tego typu przekładni jest linia prosta której kierunek pokrywa się z kierunkiem odcinka AB , przy czym punkt A jest punktem zbieżności stożka podziałowego. Podobnie jak w walcowej przekładni typu Nowikowa droga punktu styku na powierzchniach bocznych zębów jest ζ -linią tych powierzchni, odpowiadającą położeniu punktu B . Przekładnia zachowuje stałość przełożenia – nie występuje błąd ruchu. Ponadto wykazano przydatność stosowania wykresów *Ease-Off* do wykrywania interferencji zębów (Rys. 4.21).



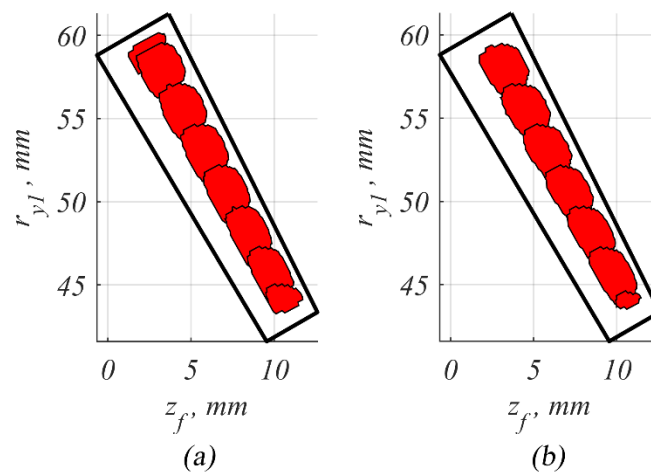
Rys. 4.21 Wyniki analizy styku zębów przekładni Nowikowa bez modyfikacji: a) wykres *Ease-Off* dla napędowej strony wklęsłej zębniaka, b) wykres *Ease-Off* dla napędowej strony wypukłej zębniaka, c) ślady styku dla napędowej strony wklęsłej zębniaka, d) ślady styku dla napędowej strony wklęsłej zębniaka

Ślady styku są eliptyczne oraz krawędziują podczas wejścia i wyjścia z zazębienia. Ponadto na wykresach *Ease-Off* zaobserwować można obszary występowania potencjalnej interferencji zębów (obszary zaznaczone czerwoną elipsą). Zjawisko to widoczne jest w postaci długich i wąskich śladów styku występujących u podstawy zęba zębniaka. W celu uniknięcia interferencji zaproponowano modyfikację topologiczną powierzchni bocznych zębów. Wyniki analizy styku zębów modyfikowanej przekładni stożkowej typu Nowikowa przedstawiono na rys. 4.22.



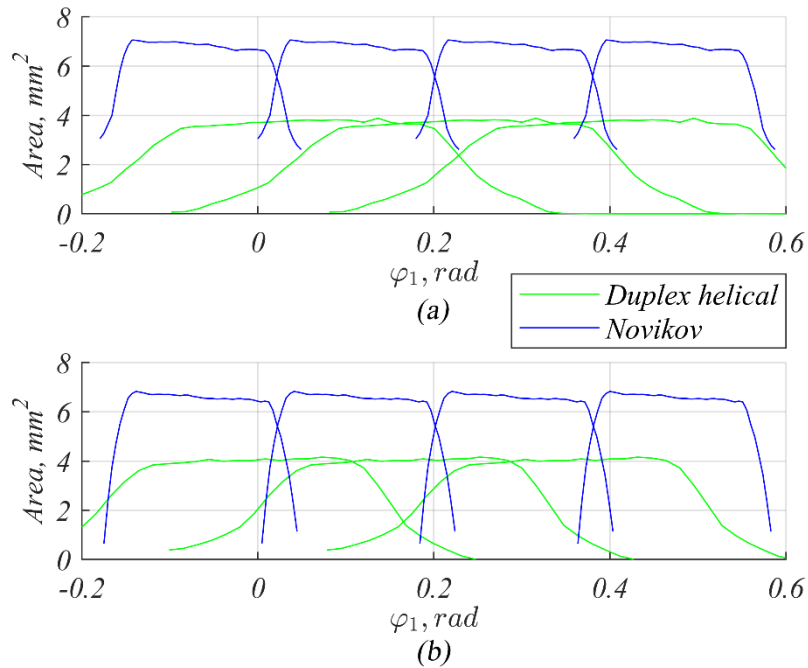
Rys. 4.22 Wyniki analizy styku zębów modyfikowanej przekładni typu Nowikowa: a) wykres ruchu dla napędowej strony wklęsłej zębnika, b) wykres ruchu dla napędowej strony wypukłej zębnika, c) wykres *Ease-Off* dla napędowej strony wklęsłej zębnika, d) wykres *Ease-Off* dla napędowej strony wypukłej zębnika

Błąd ruchu nie występuje – przekładnia nadal zachowuje stałość przełożenia, przy czym wykresy ruchu na początku i końcu współpracy zębów przyjmują kształt zbliżony do paraboli (Rys. 4.22a,b). Ponadto modyfikacja linii zęba pozwoliła na uniknięcie krawędziowania śladu styku na początku i końcu przyporu (Rys. 4.23).



Rys. 4.23 Ślad styku zębów w modyfikowanej przekładni typu Nowikowa: a) strona wklęsła zębnika, b) strona wypukła zębnika

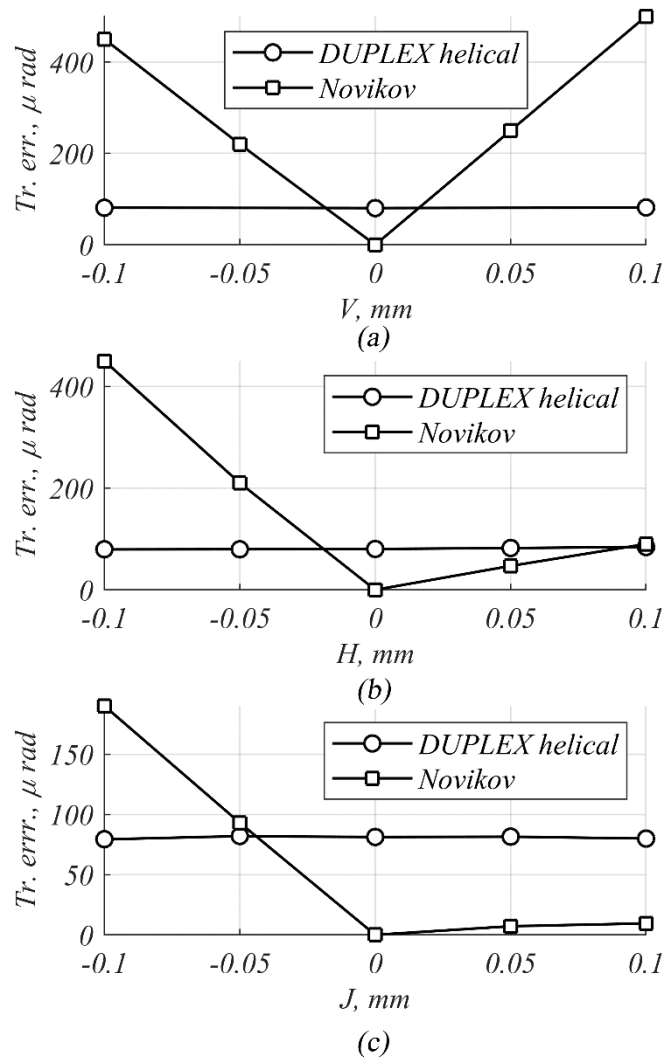
W wyniku zastosowania modyfikacji zarysu oś mała elipsy styku uległa zmniejszeniu oddalając ślad od głowy zębów zębnika i koła unikając tym samym interferencji. Wyniki uzyskane dla przekładni Nowikowa zestawiono z wynikami przekładni konwencjonalnej o kołowo-łukowej linii zęba typu *DUPLEX helical*.



Rys. 4.24 Pole powierzchni śladu styku w funkcji kąta obrotu zębniaka dla przekładni Nowikowa i przekładni *DUPLEX helical*: a) strona wklęsła zębniaka, b) strona wypukła zębniaka

Zarówno, gdy napędową stroną jest strona wklęsła jak również strona wypukła zęba zębniaka, przekładnia Nowikowa odznacza się większym obszarem kontaktu niż przekładnia konwencjonalna. W przypadku maksymalnych wartości, obszar styku w przekładni Nowikowa jest większy o ok. 80% (dla strony wklęsłej zęba zębniaka) i o ok. 60% (dla strony wypukłej zęba zębniaka) od obszarów styku w przekładni *DUPLEX helical*. Uzyskane wyniki są zgodne z wcześniejszymi analizami prowadzonymi dla przekładni stożkowych o innej geometrii [P.7]. Biorąc pod uwagę powyższy fakt oraz to, że maksymalna prędkość poślizgu w przekładni *DUPLEX helical* wynosząca 0.803m/s jest większa ok. 1,5 razy od maksymalnej prędkości w przekładni Nowikowa (0.557m/s) można spodziewać się większej trwałości lub nośności przekładni o wklęsło-wypukłym zarysie zębów. Zostało to wykazane badaniami doświadczalnymi w przypadku uzębień walcowych [P.6].

Na rys. 4.25 zestawiono wartości błędów ruchu dla porównywanych przekładni w zależności od wartości błędów ustawienia kół.



Rys. 4.25 Błędy ruchu przekładni Nowikowa i przekładni *DUPLEX helical* w zależności od błędów: a) przesunięcia hipoidalnego V , b) ustawienia koła H , c) wymiaru montażowego koła J

Analizując rys. 4.25 można zauważyć, że największy wpływ na jakość przekazywania ruchu w rozważanej przekładni stożkowej typu Nowikowa ma błąd przesunięcia hipoidalnego V oraz ujemne wartości błędów H i J . Już ich niewielkie wartości powodują znaczący wzrost błędu ruchu. Dla dodatnich błędów H i J wartości są zbliżone do tych uzyskanych dla przekładni *DUPLEX helical*, która zachowuje niemal stałą wartość błędu ruchu. Wynika stąd fakt, że przekładnia Nowikowa jest bardziej wrażliwa na błędy ustawienia kół niż przekładnia konwencjonalna.

Na podstawie opracowanego w pracy [P.8] matematycznego modelu stożkowego uzębienia typu Nowikowa oraz zaproponowanych metod obliczeniowych przeprowadzono szereg symulacji, na podstawie których wykazano, że przyjęta modyfikacja powierzchni bocznych zębów pozwala na uniknięcie krawędziowania śladu styku oraz interferencji zębów. Ponadto przeprowadzono symulacje mające na celu porównanie przekładni stożkowej Nowikowa z przekładnią konwencjonalną (*DUPLEX helical*). Analizując uzyskane wyniki sformułowano następujące wnioski:

- chwilowe ślady styku w przekładni stożkowej Nowikowa są większe,
- maksymalna prędkość poślizgu jest mniejsza w przekładni Nowikowa,
- przekładnia Nowikowa odznacza się większą wrażliwością na błędy położenia osi kół.

Na podstawie powyższych wniosków można sformułować tezę, iż przekładnia stożkowa typu Nowikowa będzie odznaczać się większą nośnością powierzchniową (lub trwałością wynikającą z tej nośności) niż przekładnia *DUPLEX helical* o ile zapewni się odpowiednią:

- dokładność wykonania skrzyni przekładniowej,
- dokładność wykonania powierzchni bazowych kół zębatach jak również samych uzębień,
- sztywność łożyskowania.

4.2.4. Kierunki dalszych badań

Postawiona teza o możliwości zwiększenia nośności powierzchniowej przekładni stożkowych w wyniku stosowania zarysu wklęsło-wypukłego, w dalszych badaniach powinna zostać zweryfikowana doświadczalnie. W tym celu opracowany model matematyczny może być wykorzystany do przygotowania modelu 3D CAD uzębienia (Rys. 4.26), który następnie może zostać użyty w symulacjach MES i programowaniu obróbki uzębień w systemie CAM.



Rys. 4.26 Przykładowy model 3D CAD przekładni stożkowej typu Nowikowa

Wydziałowe laboratorium badań kół zębatach Politechniki Rzeszowskiej dysponuje maszyną wytrzymałościową Oerlikon TS-30 pracującą w układzie mocy otwartej. Wykonane stożkowe koła badawcze mogą zostać poddane próbom zmęczeniowym. Uzyskane wyniki powinny zostać porównane z wynikami dla przekładni konwencjonalnej.

4.3. Oryginalne osiągnięcia projektowe, konstrukcyjne i technologiczne

4.3.1. Osiągnięcie projektowe

Za najważniejsze osiągnięcie projektowe uważam kierowanie projektem pn.

Opracowanie optymalnej konstrukcji techniczno-funkcjonalnej innowacyjnego typu podnośnika koszowego do zadań modernizacyjno-budowlanych obiektów mostowych w wyniku realizacji prac badawczo-rozwojowych

o numerze POIR.02.03.02-18-0114/19 w ramach II Oś priorytetowa PO IR – WSPARCIE OTOCZENIA I POTENCJAŁU PRZEDSIĘBIORSTW DO PROWADZENIA DZIAŁALNOŚCI B+R+I, Działanie 2.3 Proinnowacyjne usługi dla przedsiębiorstw, Poddziałanie 2.3.2 Bony na innowacje dla MŚP, dla firmy Twister Sp. j.

Celem projektu było opracowanie kompletnego projektu innowacyjnego podnośnika koszowego, którego konstrukcja pozwala na prowadzenie prac modernizacyjno-budowlanych obiektów mostowych. Do moich zadań jako kierownika projektu należało koordynowanie działań poszczególnych zespołów badawczych, co ze względu na interdyscyplinarny charakter projektu stanowiło wyzwanie. Projekt zrealizowany został w pięciu zadaniach:

Zadanie 1: Opracowanie wstępnego projektu wysięgnika

Prace w ramach zadania trwały od 25.06.2020 do 23.09.2020. W jego wyniku dokonano przeglądu istniejących na rynku rozwiązań konstrukcyjnych podnośników koszowych oraz opracowano założenia konstrukcyjne projektowanego urządzenia. W proces tworzenia założeń włączono użytkownika końcowego w postaci inspektora obiektów mostowych w celu lepszego zidentyfikowania wymagań stawianych projektowanemu urządzeniu.

Na tej podstawie opracowano koncepcję konstrukcyjną oraz dokonano obliczeń głównych komponentów urządzenia (zarówno mechanicznych jak i hydraulicznych). Opracowano model dynamiki jazdy oraz dokonano między innymi obliczeń hydrostatycznego napędu jazdy, układu kierowniczego, stateczności pojazdu, hydraulicznego układu roboczego (obrót głowicy i ruchy ramienia) oraz platformy. Na tej podstawie dobrano elementy wykonawcze: silniki, elementy hydrauliki.

W wyniku opracowano wstępny model CAD 3D urządzenia oraz wytyczne do prowadzenia dalszych badań symulacyjnych.

Zadanie 2: Przeprowadzenie badań symulacyjnych

Prace w ramach zadania trwały od 16.08.2020 do 29.12.2020. Na podstawie wyników uzyskanych w zadaniu 1 przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem komputerowych systemów wspomaganie prac inżynierskich CAE. W ramach tych badań zweryfikowano stateczność platformy oraz dynamikę hydraulicznego układu roboczego (ramię) w module symulacji dynamicznej programu 3D CAD. Ponadto dokonano szeregu analiz MES (metoda elementów skończonych) mających na celu weryfikację naprężeń występujących w konstrukcji oraz optymalizację geometrii jej poszczególnych elementów. W wyniku zidentyfikowano miejsca występowania koncentracji naprężeń oraz dobrano optymalny kształt elementów ramienia. Analizowane były również elementy platformy jezdnej takie jak belki napędowe czy zwrotnice. Wyniki badań zostały uwzględnione w procesie projektowania podczas tworzenia dokumentacji konstrukcyjnej.

Zadanie 3: Opracowanie projektu układu hydraulicznego

Prace w ramach zadania prowadzone były od 07.03.2021 do 21.05.2021. Na podstawie obliczeń prowadzonych w zadaniu 1 i dobranych komponentów sporządzono dokumentację układu hydraulicznego. Dobrano komponenty tego układu, który został podzielony na układ roboczy, hydrostatyczny układ napędu jazdy, układ hamulcowy filtracyjny i chłodzenia.

Zadanie 4: Opracowanie projektu układu sterowania

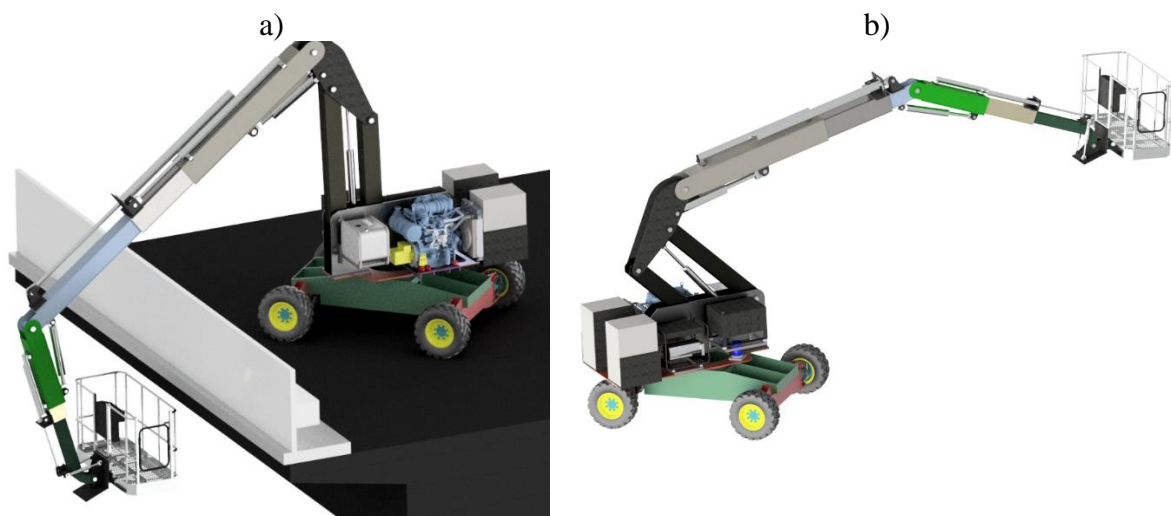
Prace w ramach zadania prowadzone były od 07.03.2021 do 21.05.2021. W tym zadaniu dobrano komponenty automatyki. Ponadto opracowano algorytm sterowania. Przedstawiono między innymi warunki bezwzględnego zatrzymania maszyny oraz opisano typową sekwencję jej pracy. Ponadto opracowano dokumentację elektryczną. Ponadto zaproponowano rozmieszczenie czujników na maszynie oraz dobrano elementy pulpitu sterowniczego.

Zadanie 5: Opracowanie projektu pojazdu

Prace realizowane były od 13.12.2020 do 10.08.2021. W ich ramach na podstawie wyników zadań od 1 do 4 opracowano kompletny model 3D CAD urządzenia. Ponadto opracowano projekt poszycia pojazdu. Na ich podstawie opracowano kompletną dokumentację konstrukcyjną projektowanego podnośnika.

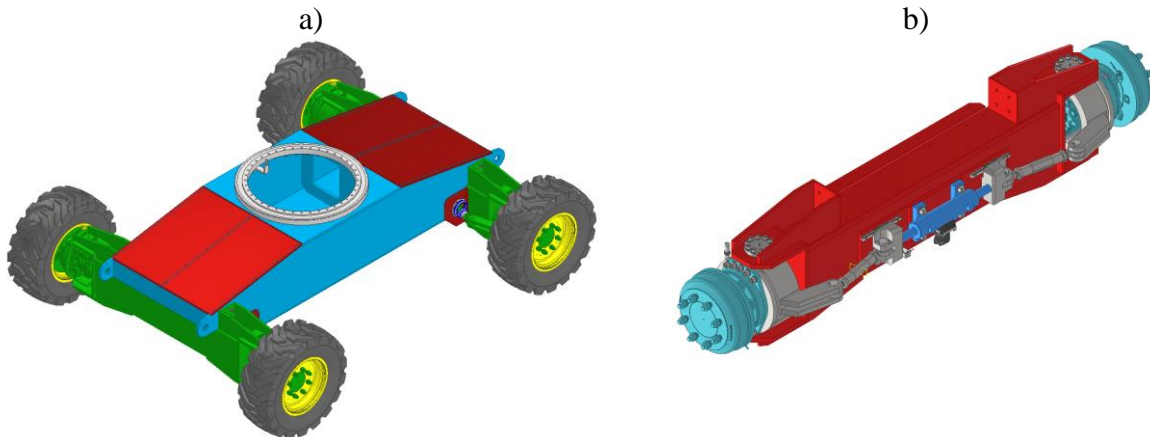
Wykorzystując opracowany model 3D wykonano model prototypu wyciągnika mostowego w skali 1:10 z wykorzystaniem technik szybkiego prototypowania. Wśród technik tych znalazły się metoda FFF (ang. *Fused Filament Fabrication*) i metoda *PolyJet* (wykorzystanie procesu fotoutwardzania żywicy). Proces wykonania modelu demonstracyjnego składał się z: pre-processingu, wytwarzaniu elementów, post-processingu oraz montażu.

Oprócz obowiązków wynikających z kierowania projektem brałem udział w zadaniach 1 i 5 w charakterze konstruktora. W ramach prowadzonych prac opracowałem koncepcję konstrukcyjną podnośnika koszowego. Podnośnik koszowy został zaprojektowany jako platforma ruchoma przejezdna z ramieniem, którego kinematyka pozwala na sięgnięcie „pod most” (rys. 4.27a). Co więcej po przepięciu kosza może on pracować jako konwencjonalny wyciągacz tzw. „zwyżka” (rys. 4.27b).



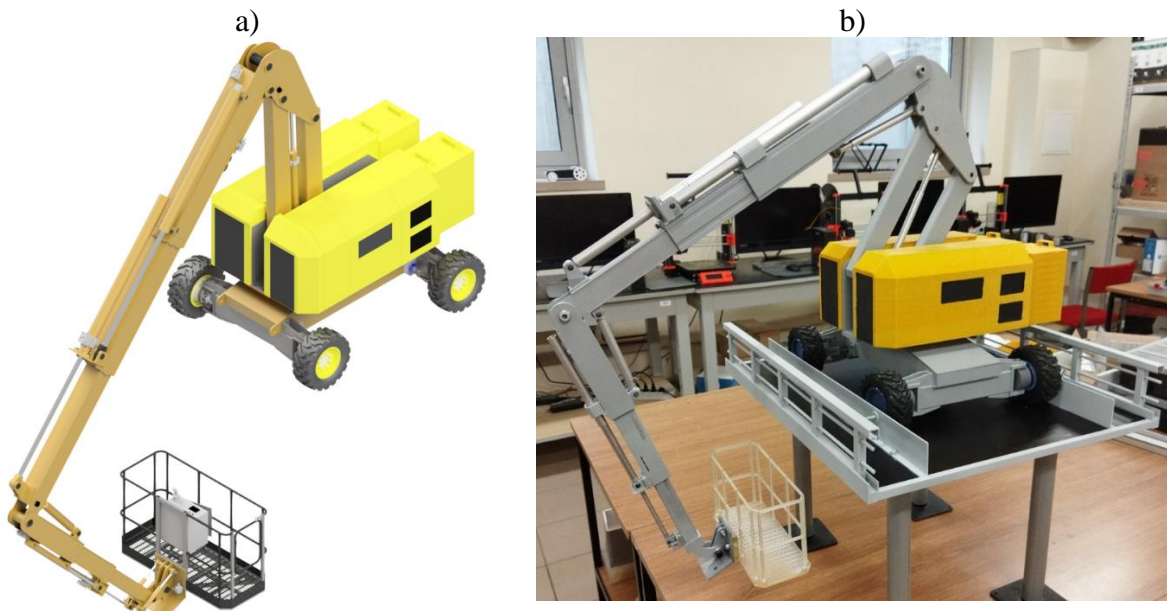
Rys. 4.27 Wstępny model 3D podnośnika: a) praca w trybie mostowym, b) praca w trybie wyciągnika

Ponadto byłem odpowiedzialny za opracowanie projektu platformy jezdnej (Rys. 4.28) oraz głowicy obrotowej. W tym celu stworzyłem dynamiczny model jazdy na podstawie którego dobrałem hydrostatyczny napęd kół. W wyniku przeprowadzonych obliczeń dobrano cztery silniki hydrauliczne, które zabudowane zostały w zwrotnicach. Przeprowadziłem obliczenia układu kierowniczego jak również napędu głowicy obrotowej. Głowica obrotowa została ułożyskowana za pośrednictwem łożyska wieńcowego, a napęd wprowadzany był poprzez silnik hydrauliczny współpracujący z walcową przekładnią zębatą. Układ kierowniczy zrealizowano za pośrednictwem dwóch osi skrętnych, co pozwoliło na zwiększenie manewrowości pojazdu.



Rys. 4.28 Model 3D CAD platformy jezdnej: a) widok platformy, b) widok osi napędowej

W ramach zadania 5 brałem udział w tworzeniu kompletnej dokumentacji technicznej podnośnika. Ostateczny wirtualny model opracowanego rozwiązania konstrukcyjnego oraz model koncepcyjny wykonany w skali 1:10 przedstawiono na rysunkach 4.29a i b.



Rys. 4.29 Ostateczny model innowacyjnego podnośnika koszowego do prac modernizacyjno-budowlanych obiektów mostowych: a) model 3D CAD, b) model koncepcyjny wykonany w skali 1:10

4.3.2. Osiągnięcie konstrukcyjne

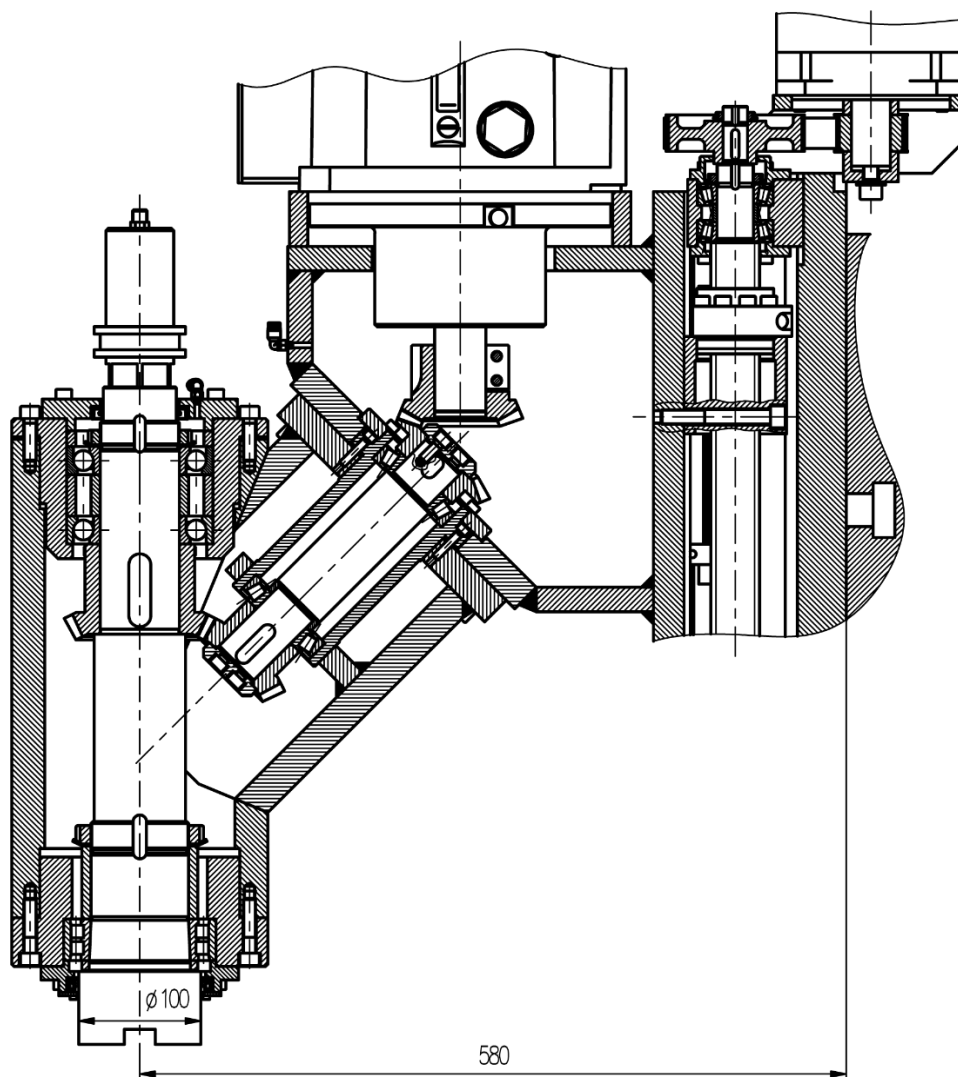
Wśród wielu rozwiązań konstrukcyjnych za jedno z najistotniejszych uważam osiągnięcie pn.

Opracowanie rozwiązania konstrukcyjnego i projektu dwupołożeniowego wrzeciennika bramowej frezarki CNC z dwustopniowym zębatym napędem stożkowym wraz z opracowaniem technologii oraz przeprowadzeniem obróbki uzębień kół stożkowych

które zrealizowałem dla firmy Linker Europa sp. z o.o.

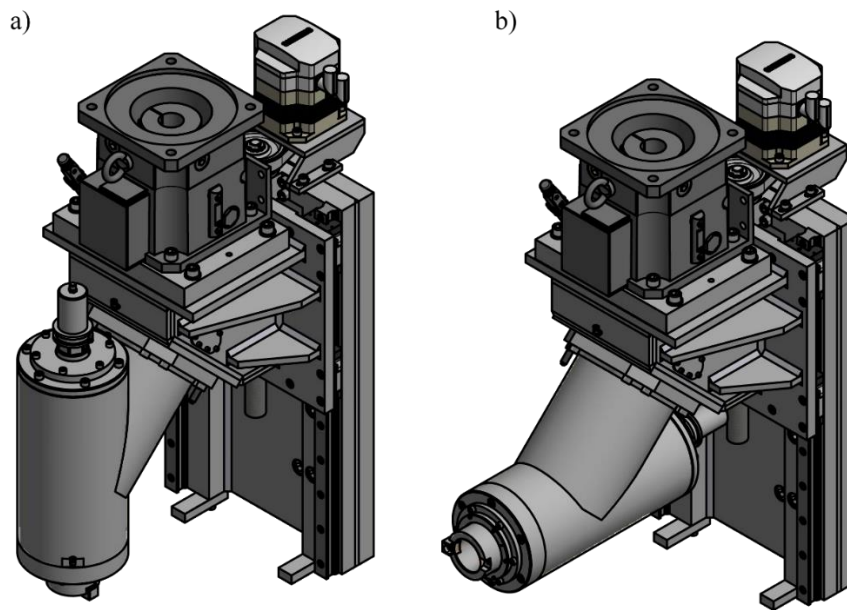
Naturalnym jest obecnie dążenie przedsiębiorstw do zmniejszania kosztów produkcji. Uzyskiwane jest to między innymi przez koncentrację operacji technologicznych, a tę, w przypadku obróbki skrawaniem można stosunkowo łatwo uzyskać stosując wieloosiowe obrabiarki sterowane numerycznie. Opisywane osiągnięcie konstrukcyjne wpisujące się w powyższy trend polegało na, zwiększaniu możliwości technologicznych frezarki bramowej w wyniku zastosowania dwupołożeniowego wrzeciennika.

W ramach osiągnięcia opracowałem koncepcję konstrukcyjną, dokonałem niezbędnych obliczeń oraz wykonałem dokumentację techniczną dwupołożeniowego wrzeciennika z dodatkową pionową osią sterowaną. Przekrój zaprojektowanego urządzenia przedstawiono na rysunku 4.30.



Rys. 4.30 Przekrój dwupołożeniowego wrzeciennika obrabiarki bramowej

Wrzeciennik zamocowano na suporcie, który prowadzony jest na prowadnicach tocznych. Napęd dodatkowej osi wprowadzono za pośrednictwem silnika serwo z przekładnią pasową napędzającą mechanizm śrubowo-toczny. Napęd wrzeciona przekazywany jest z silnika o mocy $7.5kW$ z przekładnią planetarną za pomocą pierwszej stożkowej pary zębatej o przełożeniu 1:1 i kącie skrzyżowania osi 135° na wał pośredni. Następnie z wału pośredniego napęd wprowadza się na wrzeciono, poprzez przekładnię stożkową o przełożeniu redukcyjnym ok. 1.4 i kącie skrzyżowania osi 45° . Korpus wrzeciennika jest dzielony w płaszczyźnie pochylonej pod kątem 45° do osi wrzeciona. Obydwie części wrzeciennika są ustalane za pośrednictwem kołków i skręcone za pomocą śrub. Po poluzowaniu śrub i wyciągnięciu kołków wrzeciennik można obrócić o 180° tak, że oś wrzeciona przyjmie pozycję poziomą co pokazano na rysunku 4.31.



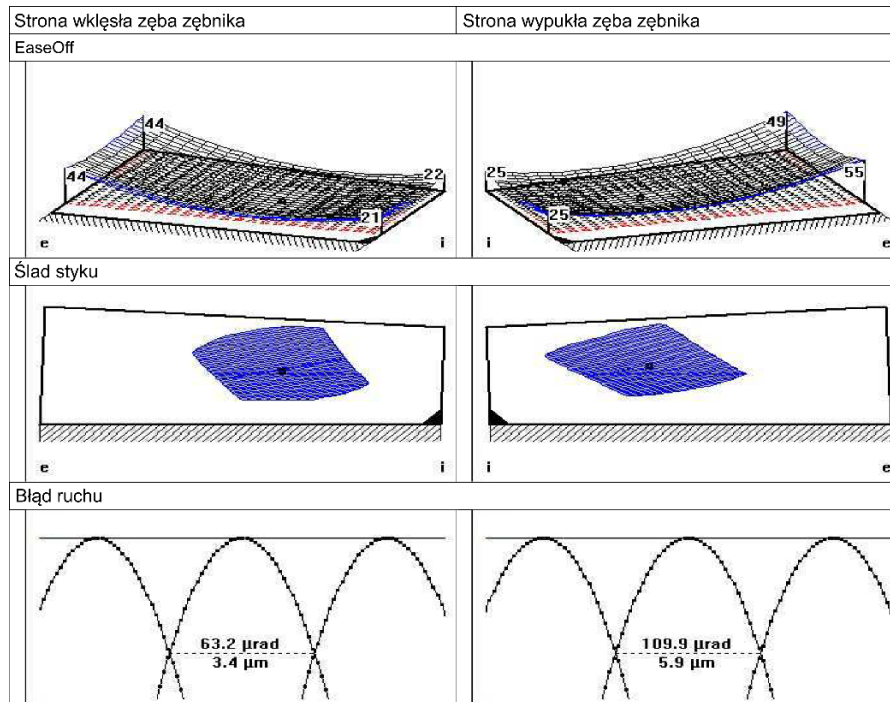
Rys. 4.31 Dwupołożeniowy wrzeciennik frezarki bramowej: a) pionowa pozycja wrzeciona, b) pozioma pozycja wrzeciona

Wykonanie stożkowych uzębień napędu wrzeciennika zlecono Laboratorium badań kół zębatych na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. Laboratorium to wyposażone jest w dziewięcioosiową szlifierkę sterowaną numerycznie do stożkowych uzębień łukowych Klingelnberg G27. Jako pracownik Wydziału przeszkolony do jej obsługi byłem odpowiedzialny za:

- przygotowanie technologii przekładni stopnia pierwszego i drugiego,
- programowanie maszyny,
- zgrubne szlifowanie uzębień, wprowadzanie korekt,
- szlifowanie wykończeniowe uzębień.

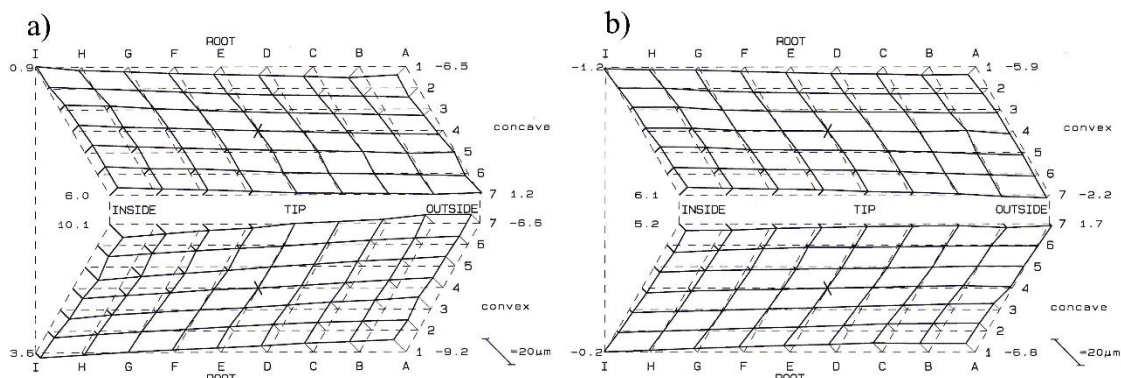
Z uwagi na jednostkowy charakter produkcji zdecydowano się na zastosowanie szlifowania metodą *DUPLEX helical*. Technologia ta polega na wykorzystaniu w obróbce przekładni po jednej tarczy szlifierskiej do każdego z kół. Jednocześnie szlifuje się stronę wklęsłą i wypukłą wrębu. W tym przypadku należy przygotować tylko dwie ściernice, jedną do zębniaka i jedną do koła, co odróżnia tę metodę od metody dwustronno-jednostronnej, w której zębniak szlifowany jest dwoma ściernicami. Wykorzystanie mniejszej liczby ściernic posiada zalety w postaci oszczędności narzędzi oraz czasu obróbki. Przekładnia tego typu jest jednak

trudniejsza w optymalizacji. Zazwyczaj trudniej jest dobrać jej parametry zapewniające odpowiednie położenie śladu styku i odpowiednio mały błąd ruchu. Do obliczeń technologicznych i analizy styku zębów wykorzystano program KIMoS. Uzyskane wyniki na przykładzie przekładni drugiego stopnia pokazano na rys. 4.32.



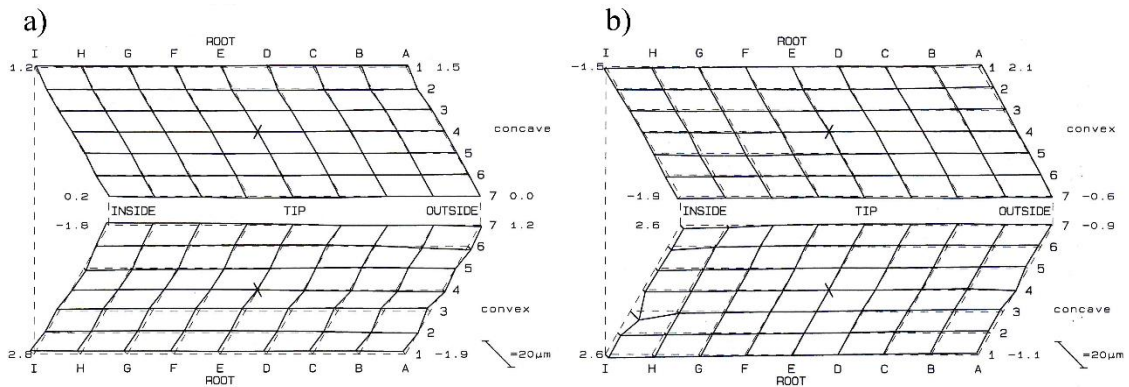
Rys. 4.32 Wyniki analizy styku zębów przekładni drugiego stopnia

Największym wyzwaniem podczas projektowania omawianych par zębatych był dobór ich mikrogeometrii, która zapewni poprawne położenie i kształt śladu styku oraz akceptowalny błąd ruchu przy zastosowaniu narzędzia, które odpowiada wymiarom ściernic będących na wyposażeniu Laboratorium. W tym celu dobrano parametry beczułkowania linii zęba, które zmniejszały bądź zwiększały promień narzędzia tak aby jednocześnie nie powodować nadmiernego skrócenia całkowitego śladu styku, co może wywołać negatywny efekt w postaci obniżenia stopnia pokrycia. Następnie zaprogramowano szlifierkę oraz przeprowadzono zgrubne szlifowanie z pełnego materiału zostawiając naddatek na korektę. Po wykonaniu uzębienia zgrubnego zostało ono zmierzone. Wyniki pomiarów topografii zębów przekładni drugiego stopnia przedstawiono na rysunku 4.33.



Rys. 4.33 Topografia powierzchni zębów przekładni drugiego stopnia po obróbce zgrubnej: a) zębnik, b) koło

Na podstawie pomiarów wprowadzono do szlifierki korektę parametrów ustawczych. Korekta ta obejmowała zmianę parametrów ustawczych jak również wprowadzenie modyfikacji odtaczania drugiego i trzeciego rzędu oraz modyfikacji ruchu śrubowego drugiego rzędu. Po wprowadzeniu korekty parametrów przeprowadzono szlifowanie wykończeniowe. Wyniki pomiarów topografii powierzchni zębów gotowych uzębieni przekładni stopnia drugiego przedstawiono na rysunku 4.34.



Rys. 4.34 Topografia powierzchni zębów przekładni drugiego stopnia po obróbce wykończeniowej: a) zębniak, b) koło

W wyniku szlifowania uzyskano dokładne uzębienia, których odchyłki powierzchni mieściły się poniżej $3\mu\text{m}$. W wyniku pomiarów uzębienie kół przekładni drugiego stopnia sklasyfikowano w trzeciej klasie dokładności wykonania.



Rys. 4.35 Wykonane uzębienia kół stożkowych

Wykonane uzębienia przedstawiono na rysunku 4.35. Gotowy wrzeciennik podczas pracy przedstawiono natomiast na rys. 4.36.



Rys. 4.36 Dwupołożeniowy wrzeciennik frezarki bramowej

Zastosowanie dwupołożeniowego wrzeciennika wraz z wcześniej projektowanym przeze mnie widocznym ciężkim stołem obrotowym (Zał. 4, p. II.4.1, poz. [1]) pozwoliło na znaczące zwiększenie możliwości wytwórczych maszyny oraz uzyskanie realnych korzyści dla przedsiębiorstwa.

4.3.3. Osiągnięcie technologiczne

Za najważniejsze osiągnięcie technologiczne uważam osiągnięcie pn.

Opracowanie technologii kształtowania uzębień honowników do obróbki lotniczych kół zębatach z modyfikacją zarysu zęba

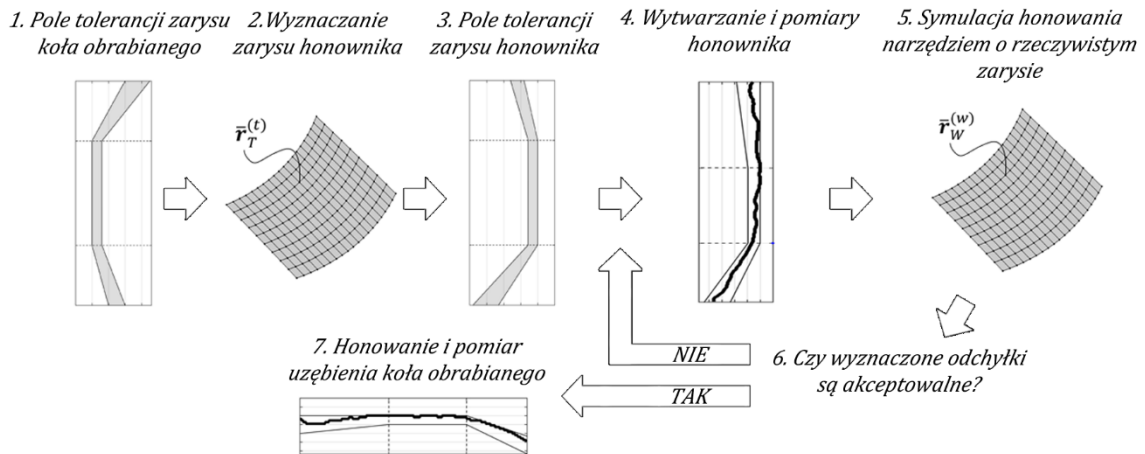
które zrealizowałem dla Pratt & Whitney Rzeszów S.A.

Honowanie jest procesem technologicznym pozwalającym na obróbkę wykończeniową uzębień kół zębatach nawet w stanie utwardzonym. Pozwala na poprawienie jakości powierzchni zębów, w szczególności na zmniejszenie parametrów jej struktury geometrycznej takich jak zredukowanej wysokości wierzchołków, wysokości rdzenia czy zredukowanej głębokości dolin. Powoduje również zmniejszenie błędów podziałki, bicia uzębienia oraz błędu grubości zębów. Z powyższego względu stosowane jest między innymi w przemyśle lotniczym do dopracowywania mikrogeometrii powierzchni zębów kół walcowych pracujących w silnikach i przekładniach lotniczych.

Zasada obróbki polega na zastosowaniu wichrowatej przekładni technologicznej. Narzędzie w postaci koła zębatego i koło obrabiane obracają się zgodnie z przełożeniem. Dodatkowo narzędzie albo koło obrabiane wykonuje ruch posuwowy oraz dodatkowy obrót związany z parametrem ruchu śrubowego. Powierzchnia działania narzędzia odzwierciedla bezpośrednio fizyczną powierzchnie narzędzia. Wobec powyższego jest ona dwuparametryczną obwiednią rodziny powierzchni koła obrabianego.

Honowanie umożliwia uzyskanie modyfikacji linii oraz zarysu zębów. Znana jest metoda modyfikowania powierzchni zębów uzębienia wewnętrznych z zastosowaniem interpolacji ruchów obrabiarki wielomianami. Wykazano, że w tej metodzie narzędzie o zarysie ewolwentowym bez modyfikacji może kształtować uzębienia z modyfikacją zarysu zębów. Wadą jest trudniejsze sterowanie ruchami maszyny. Konwencjonalne obrabiarki są wciąż wykorzystywane, dlatego między innymi z tego względu istnieje potrzeba wytwarzania narzędzi o zmodyfikowanym zarysie zębów. Tego właśnie zagadnienia dotyczy omawiane osiągnięcie technologiczne.

W trakcie pracy honowniki się zużywają, co objawia się utratą tolerancji zarysu zębów narzędzia, a nawet ich wykruszaniem się czy złamaniem. Zużyty honownik w zasadzie nie nadaje się do ponownego użycia, wobec czego trzeba go zastąpić nowym. W związku z problemami firmy Pratt & Whitney Rzeszów S.A. z terminowym pozyskiwaniem nowych honowników i związanymi z tym przestojami w produkcji opracowano technologie ich wytwarzania na podstawie już zużytych honowników. Idea polega na zaprojektowaniu honownika dla nowych parametrów jego uzębienia (mniejszej liczby zębów i mniejszej średnicy wierzchołkowej pozwalającej na zejście poniżej średnicy dna wrębów już zużytego uzębienia), lecz w taki sposób, aby w wyniku obróbki udało się uzyskać ten sam zarys na kole obrabianym. W tym celu opracowano matematyczny model technologicznego zazębienia wichrowatego. Na jego podstawie w wyniku rozwiązania układu równań zazębienia można wyznaczyć w zależności od potrzeby powierzchnię zęba narzędzia lub koła obrabianego. Szczegóły tego modelu przedstawiono w pracy znajdującej się w Zał. 8. Schemat procesu projektowania honownika przedstawiono na rys. 4.37.



Rys. 4.37 Schemat procesu projektowania honownika

W pierwszej kolejności, na podstawie zadanego pola tolerancji (punkt 1) z wykorzystaniem opracowanego matematycznego modelu wyznacza się dwukrotnie (punkt 2) dla zarysu minimalnego i maksymalnego, zarys zęba honownika tak aby możliwe było uzyskanie jego pola tolerancji (punkt 3). Następnie (punkt 4) wytwarza się honownik oraz poddaje się go pomiarom. Zmierzony na kilku zębach honownika zarys uśrednia się i wprowadza do matematycznego modelu celem wyznaczenia zarysu koła obrabianego (punkt 5). Zarys ten jest zarysem, który uwzględnia błędy profilu honownika. Kolejnym krokiem (punkt 6) jest ocena czy uzyskany w wyniku symulacji zarys zęba koła obrabianego jest akceptowalny. W szczególności zostaje on zweryfikowany pod kątem tolerancji zarysu, dopuszczalnych odchyłek falistości i zmian w krzywiźnie. Jeżeli wyniki są zadowalające można przejść do honowania, pomiaru i kontroli koła obrabianego. W przeciwnym razie należy zmienić parametry wytwarzania honownika lub jego tolerancji. Szczegółowy opis tej metody jak również ocena jej dokładności na przykładzie obróbki lotniczych uzębienia została zaprezentowana w pracy pt. *A novel method of obtaining honing tool profile for machining gears with profile modifications* zamieszczonej w załączniku 8 (Zał. 4 p. II.3.2 poz. [7]). Wdrożenie przedstawionej technologii ponownego wykorzystywania zużytych honowników przyniosło realne korzyści dla producenta kół zębatych, wśród których można wymienić:

- zmniejszenie kosztów produkcji w wyniku ponownego wykorzystania zużytych narzędzi,
- ograniczenie czasu przestoju związanych z dostawą nowych narzędzi.

5. Informacja o aktywności naukowej

Moimi głównymi zainteresowaniami naukowymi są przekładnie zębate, a w szczególności ich geometria i kinematyka. W ramach swojej działalności naukowej zajmowałem się przekładniami o nietypowym zazębieniu. Poprzez zastosowanie niekonwencjonalnych zarysów zębów podejmowałem próby zwiększenia ich wydolności.

Współpraca z Prof. dr hab. inż. Stanisławem Legutko z Politechniki Poznańskiej oraz z Prof. dr hab. inż. Grzegorzem Królczykiem z Politechniki Opolskiej zaowocowała badaniami mającymi na celu weryfikację opracowanego matematycznego modelu wewnętrznego i zewnętrznego uzębienia walcowego typu Nowikowa z jedną linią styku (Publikacja [P.2], Zał. 6). Udana zastosowanie zazębienia typu Nowikowa w przekładniach walcowych skłoniło mnie do kontynuowania badań oraz rozszerzenia metod ich analizy o zazębienia stożkowe. Współpraca z Prof. Stephenem Radzevichem (EATON Corp., Southfield Innovation Centre, Southfield, Michigan, USA) będącym jednym z niekwestionowanych autorytetów w dziedzinie przekładni zębatych, który na przestrzeni ostatnich lat współtworzył naukową teorię zazębienia, zaowocowała opublikowaniem rozdziału w monografii (Publikacja [P.8], Zał. 6) pod jego redakcją. Publikacja ta dotyczyła metod analizy styku zębów przekładni stożkowej z uzębieniem typu Nowikowa. Wspomniane publikacje będące rezultatem współpracy z naukowcami z innych ośrodków badawczych jak również uzyskane wyniki badań są szerzej opisane w p. 4.2.3 niniejszego autoreferatu.

Jestem również aktywnie zaangażowany w proces recenzowania prac naukowych poświęconych przekładniom zębatym. Współpracuję w charakterze recenzenta z wieloma czasopismami zagranicznymi posiadającymi współczynnik wpływu (IF), czego efektem jest 50 potwierdzonych w bazie WoS recenzji (Zał. 4, p. II.9). Co więcej byłem członkiem komitetu naukowego czterech krajowych konferencji naukowych (Zał. 4, p. II.6.2 poz. [1-3,6]), z których jedna organizowana była przez Politechnikę Świętokrzyską.

Kolejnym przejawem mojej działalności naukowej jest zaangażowanie w projekty naukowo-badawcze oraz prace rozwojowe zlecane również na potrzeby przemysłu. W ciągu całej swojej kariery współpracowałem z przedsiębiorstwami zlokalizowanymi na terenie województwa podkarpackiego. Brałem również udział w pracach zespołów badawczych, w skład których wchodziły naukowcy z różnych ośrodków naukowych. Przykładem mojego zaangażowania może być udział w projekcie pn. *Opracowanie innowacyjnej metody badania pola widzenia i ruchomości kręgosłupa szyjnego, wykorzystującej technologię wirtualnej rzeczywistości* (Zał. 4, p. II.7.2, poz. [6]). Współpraca z naukowcami z Uniwersytetu Rzeszowskiego zaowocowała opracowaniem urządzenia do badania ruchomości i propriocepcji odcinka szyjnego kręgosłupa oraz zakresu widzenia, które jest przedmiotem zgłoszenia patentowego (Zał. 4, p. III.2, poz. [1]). Ponadto odbyłem staż naukowy w firmie SZEL-TECH w ramach projektu pn. *Prace rozwojowe nad opracowaniem i wdrożeniem technologii wykonywania zespołów lotniczych o integralnej strukturze cienkościennej*. Do moich obowiązków w ramach stażu oprócz zapoznania się z bieżącą działalnością badawczo-rozwojową firmy było opracowanie koncepcji układu hydraulicznego stanowiska do badań zmęczeniowych konstrukcji lotniczych oraz prowadzenie badań (Zał. 9, Zał. 4, p. II.8.2, poz. [1]). Mam również okazję współpracować z Prof. dr hab. inż. Jerzym Baławejdrem z Uniwersytetu Rzeszowskiego nad projektem pn. *Wprowadzenie na rynek innowacji produktowej – ekstraktów z owoców miękkich o podwyższonej zawartości antyoksydantów do produkcji suplementów diety, przemysłu spożywczego, farmaceutycznego*, w którym jestem odpowiedzialny za opracowanie i testowanie komory do elicytacji (Zał. 4, p. II.7.2, poz. [5]).

Wynikiem mojej działalności naukowej jest autorstwo lub współautorstwo dwudziestu czterech artykułów naukowych (Zał. 4, p. II.3), dwóch rozdziałów w monografiach (Zał. 4, p. II.2) oraz jednej monografii naukowej (Zał. 4, p. II.1). Wśród nich jednaście prac

indeksowanych w bazie WoS było cytowanych dwadzieścia jeden razy, co dało **indeks Hirscha 3** przy współczynniku wpływu (**IF**) **10.536** (Zał. 4, p.IV.1 i p. IV.2). Za moją działalność naukową (autorstwo patentów, publikowanie w czasopismach z listy JCR, obronę pracy doktorskiej z wyróżnieniem) byłem pięciokrotnie nagradzany nagrodą Rektora Politechniki Rzeszowskiej.

6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych i organizacyjnych

Od początku podjęcia pracy w Katedrze Konstrukcji Maszyn Politechniki Rzeszowskiej prowadziłem zajęcia z przedmiotów:

- Podstawy konstrukcji maszyn,
- Geometria i kinematyka ząbów,
- Projektowanie inżynierskie,
- Systemy CAD,
- Modelowanie w projektowaniu maszyn,
- Modelowanie wspomagające projektowanie maszyn,
- Grafika inżynierska,

na kierunkach takich jak:

- Lotnictwo i kosmonautyka,
- Mechatronika,
- Mechanika i budowa maszyn,
- Inżynieria produkcji,
- Transport,
- Inżynieria medyczna.

Ponadto byłem promotorem 37 prac dyplomowych, w tym 14 prac inżynierskich i 23 prac magisterskich. Prowadzone zajęcia oraz prace dyplomowe mają związek z realizowanymi przeze mnie badaniami i pracami zlecanymi na potrzeby przemysłu. Dzięki temu mogę przekazywać Studentom aktualną wiedzę podpartą doświadczeniami ze współpracy z przemysłem, zgodną z obecnymi trendami.

Informację o bieżącym zapotrzebowaniu przemysłu czerpię również z uczestnictwa w składzie Komisji ds. Kontakt z Przemysłem działającej na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. W ramach prac Komisji ds. Kontakt z Przemysłem koordynującej współpracę z Radą Gospodarczą Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa biorę udział w:

- procesie kształtowania programów studiów,
- ustalaniu tematów prac dyplomowych realizowanych na potrzeby przemysłu,
- konsultacjach dotyczących nowotworzonych kierunków studiów,
- ustalaniu formy udziału przedstawicieli przemysłu w procesie kształcenia.

Brałem również udział w pracach zespołu tworzącego nowe laboratorium Podstaw Konstrukcji Maszyn. Mój udział zaowocował powstaniem stanowiska dydaktycznego montażu i demontażu mechanizmu różnicowego pojazdu samochodowego. Ponadto brałem udział w tworzeniu programu specjalności Napędy mechaniczne na kierunku studiów I-st. Mechanika i budowa maszyn oraz programu studiów podyplomowych Projektowanie oprzyrządowania technologicznego. Co więcej byłem członkiem komitetów organizacyjnych trzech krajowych konferencji naukowych (Zał. 4, p.II.6.1 poz. [1], p.II.6.2, poz. [4,5]).



.....
(podpis wnioskodawcy)