



Politechnika Koszalińska
Wydział Mechaniczny

dr inż. Zbigniew Budniak

Autoreferat

załącznik 2a do wniosku o przeprowadzenie
postępowania habilitacyjnego
w dziedzinie nauk technicznych
w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn

Koszalin, 2019

Spis treści

1. CHARAKTERYSTYKA HABILITANTA	4
1.1. Uzyskane stopnie i tytuły zawodowe.....	4
1.2. Przebieg pracy zawodowej.....	4
2. WSKAZANIE OSIĄGNIĘCIA NAUKOWEGO	5
2.1. Wykaz publikacji i patentów wchodzących w skład osiągnięcia	5
2.2. Syntetyczny opis osiągnięcia naukowego – rozwiązane problemy naukowe	13
2.3. Znaczenie poznawcze i aplikacyjne osiągnięcia naukowego	15
3. OPIS OSIĄGNIĘĆ NAUKOWO-BADAWCZYCH W ZAKRESIE METODYKI MODELOWANIA I PODSTAW PROJEKTOWANIA PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWYCH Z REGULOWANYM LUZEM BOCZNYM	17
3.1. Modelowanie i analizy procesu szlifowania powierzchni śrubowych	18
3.2. Badania przekładni ślimakowej ze ślimakiem lokalnie podatnym . w kierunku osiowym	37
3.2.1 <i>Analiza zmian stanu zazębienia.....</i>	37
3.2.2 <i>Analiza numeryczna przekładni ślimakowej</i>	39
3.2.3 <i>Eksperymentalna weryfikacja nowych rozwiązań.....</i>	42
3.3. Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym.....	49
3.4. Metodyka analizy podobieństwa cech konstrukcyjnych elementów przekładni ślimakowych	60
4. POZOSTAŁE OSIĄGNIĘCIA NAUKOWO-BADAWCZE	64
4.1. Projektowanie maszyn i urządzeń	64
4.1.1 <i>Modelowanie i analiza problemów eksploatacji żurawi samochodowych.....</i>	64
4.1.2 <i>Wybrane problemy mechanizmów maszyn i urządzeń.....</i>	77
4.2. Problemy automatyzacji elementów maszyn o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim.....	87
4.3. Obróbka ścierna.....	90
5. CHARAKTERYSTYKA DZIAŁALNOŚCI NAUKOWEJ.....	94
6. CHARAKTERYSTYKA DZIAŁALNOŚCI DYDAKTYCZNEJ, POPULARYZATORSKIEJ I ORGANIZACYJNEJ.....	97

1. Charakterystyka habilitanta

1.1. Uzyskane stopnie i tytuły zawodowe

1983 r. – stopień doktora nauk technicznych w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn uzyskany w Moskiewskim Instytucie Obrabiarkowo-Narzędziowym "Stankin" w Moskwie (dzisiejszy Moskiewski Państwowy Uniwersytet Technologiczny "STANKIN").

Tytuł rozprawy: „Ustalenie zależności występujących podczas automatycznego łączenia detali o powierzchniach obrotowych w celu zapobieżenia ich zakleszczania w procesie montażu wyrobów”.

Установление закономерностей автоматического соединения деталей по поверхностям вращения для предотвращения их заклинивания в процессе сборки изделий

Promotor: prof. dr hab. inż. Aleksiej Aleksiejewicz Gusiew.

1977 r. – tytuł zawodowy magistra inżyniera o specjalności Technologia budowy maszyn, obrabiarki skrawające i narzędzia uzyskany na Wydziale Technologii Budowy Maszyn Moskiewskiego Instytutu Obrabiarkowo-Narzędziowego "Stankin".

1.2. Przebieg pracy zawodowej

2011 r. - obecnie – **asystent** w Katedrze Automatyki, Mechaniki i Konstrukcji
Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej.

2007 r. - 2011 r. – **docent**
w Zakładzie Teorii Mechanizmów i Podstaw Konstrukcji Maszyn,
Katedra Inżynierii Mechanicznej
Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej.

2005 r. - 2007 r. – **starszy wykładowca** w Katedrze Inżynierii Mechanicznej,
Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej.

1983 r. - 2005 r. – **adiunkt** w Katedrze Inżynierii Mechanicznej,
Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej.

1979 r. - 1983 r. – **starszy asystent** w Zakładzie Technologii Budowy Maszyn,
Wydział Mechaniczny Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie.

1978 r. - 1979 r. – **asystent** w Zakładzie Technologii Budowy Maszyn,
Wydział Mechaniczny Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie.

1977 r. - 1978 r. – **asystent stażysta** w Zakładzie Technologii Budowy Maszyn,
Wydział Mechaniczny Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie.

2. Wskazanie osiągnięcia naukowego

Jako osiągnięcie, zgodnie z art. 16, ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki, wskazuję:

- cykl jedenastu powiązanych tematycznie publikacji;
- cykl ośmiu powiązanych patentów.

Wspólny tytuł osiągnięcia brzmi:

Metodyka modelowania i podstawy projektowania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym

2.1. Wykaz publikacji i patentów wchodzących w skład osiągnięcia

Publikacje w recenzowanych czasopismach naukowych wyróżnionych w Journal Citation Reports® indeksowanych w Thomson Reuters® Web of Science®

- A.1. Kacalak W., Majewski Maciej, **Budniak Z.**, *Worm Gear Drives With Adjustable Backlash*, Journal of Mechanisms and Robotics, 8, 2016, str. 014504-1÷014504-7, (MNIŚW: 25 pkt, IF: 2,232).

Praca współautorska (40% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- przeprowadzeniu wnikliwej analizy literatury z zakresu konstrukcji bezluzowych przekładni ślimakowych;
- współudziale w opracowaniu koncepcji nowej konstrukcji przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym wraz ze zbudowaniem parametrycznego modelu tej przekładni w programie CAD;
- opracowaniu oraz analizie wyników badań eksperymentalnych;
- udziale w projekcie badawczym obejmującym opracowanie konstrukcji przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym opisanych w pracy;
- współudziale w opracowaniu publikacji.

- A.2. Kacalak W., Majewski Maciej, **Budniak Z.**, *Innovative design of non-backlash worm gear drives*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 18, 2018, str. 983-999 (MNIŚW: 30 pkt, IF: 2,783)

Praca współautorska (40% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu 5 patentów innowacyjnych konstrukcji przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym, opisanych w publikacji;
- współudziale w opracowaniu oraz analizie wyników badań eksperymentalnych;
- udziale w projekcie badawczym obejmującym opracowanie konstrukcji przekładni ślimakowych opisanych w artykule;
- zaplanowaniu, opracowaniu i interpretacji wyników badań eksperymentalnych i symulacyjnych;
- współudziale w opracowaniu publikacji.

Publikacje w recenzowanych czasopismach indeksowanych w Web of Science®

A.3. **Budniak Z.**, Modelling and Numerical Analysis Of Assembly System. Acta Mechanica et Automatica, 2015, 9 (3), str. 145-150 (MNiSW: 14 pkt).

Praca autorska (100% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metodyki modelowania i analiz układów technicznych z wykorzystaniem zintegrowanego systemu CAD/CAE;
- opracowaniu modelu matematycznego opisującego konfigurację układu montażowego - przestrzenne łańcuch wymiarowy opisany rachunkiem wektorowym w zapisie macierzowym;
- zbudowaniu przestrzennego łańcucha wymiarowego w programie CAD, zawierającego sparametryzowane elementy geometrii konstruktywnej;
- opracowaniu modelu symulacyjnego w programie CAD/CAE;
- przeprowadzeniu i analizie wyników badań symulacyjnych;
- opracowaniu manuskryptu publikacji.

Publikacje w recenzowanych materiałach konferencyjnych indeksowanych w Thomson Reuters® Web of Science®

A.4. Andrzej Tuchołka, Majewski M., Kacalak W., **Budniak Z.**, *A Method for Intelligent Quality Assessment of a Gearbox using Antipatterns and Convolutional Neural Networks*, Artificial Intelligence and Algorithms in Intelligent Systems, 2018, str. 57-68 (MNiSW: 15 pkt).

Praca współautorska (30% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metody stosowalności antywzorców do wykrywania błędów w projektach konstrukcyjnych;
- utworzeniu bazy danych wzorców i antywzorców konstrukcji korpusów przekładni ślimakowych (spawanych i odlewanych);
- przeprowadzeniu normalizacji parametrów charakteryzujących wybrane cechy analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych.

Publikacje w recenzowanych czasopismach naukowych wyszczególnionych na liście B wykazu czasopism publikowanych przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego

A.5. **Budniak Z.**, Modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych układów montażowych z zastosowaniem technik CAD/CAE, Pomiary Automatyka Kontrola, 59 (7), 2013, s. 652÷655 (MNiSW: 11 pkt).

Praca autorska (100% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metodyki modelowania układów technicznych, w tym układów montażowych, zawierających przestrzenne łańcuchy wymiarowe;
- opracowaniu modelu matematycznego przestrzennego łańcucha wymiarowego opisanego rachunkiem wektorowym w zapisie macierzowym;
- zbudowaniu wirtualnego modelu układu montażowego w programie CAD, zawierającego elementy geometrii konstruktywnej określające położenia lokalnych układów współrzędnych elementów automatu montażowego;

- zbudowaniu modelu symulacyjnego układu montażowego w systemie CAD/CAE;
- przeprowadzeniu badań symulacyjnych dokładności pozycjonowania łączonych części maszyn;
- przeprowadzeniu analizy numerycznej i opracowaniu publikacji,

A.6. **Budniak Z.**, *Modelowanie i analizy układów montażowych za pomocą systemów CAD/CAE. Pomiary Automatyka Kontrola*, Vol. 60, Nr 10, 2014, str. 924-928 (MNiSW: 11 pkt).

Praca autorska (100% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu nowej koncepcji tworzenia i badania układów technicznych, na przykładzie układu montażowego, z wykorzystaniem technik komputerowych CAD/CAE;
- opracowaniu warunków automatycznego montażu części maszyn o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim;
- zbudowaniu modelu symulacyjnego układu montażowego z wykorzystaniem technik komputerowych CAD/CAE, w oparciu o przestrzenne łańcuch wymiarowy;
- przeprowadzeniu badań symulacyjnych dokładności pozycjonowania łączonych części maszyn;
- przeanalizowaniu wyników badań symulacyjnych i opracowaniu publikacji.

A.7. Kacalak W., **Budniak Z.**, Szafraniec F., *Analysis of the forming process of conical-like helical surfaces with roller tools*, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, 22(1), 2017, str. 101-110 (MNiSW: 15 pkt).

Praca współautorska (65% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metodyki analizy i modelowania układów technologicznych i procesu szlifowania powierzchni śrubowych stożkopochodnych z wykorzystaniem systemów CAD/CAE oraz obliczeń w systemie Matlab,
- opracowaniu matematycznego modelu przestrzennego łańcucha wymiarowego ujmującego relacje elementów układu technologicznego OUPN;
- zbudowaniu modelu symulacyjnego szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka z uwzględnieniem wpływu niedokładności geometrycznej i kinematycznej obrabiarki (bicie osiowe i promieniowe wrzeciona przedmiotu, bicie promieniowe i osiowe wrzeciona ściernicy, niedokładności wykonania elementów układu technologicznego OUPN, niedokładności kinematycznej układu śruba pociągowa-wrzeciono, itp.), niedokładności zarysu ściernicy po obciążeniu oraz niedokładności nastawienia obrabiarki,
- przeprowadzeniu badań symulacyjnych, które pozwoliły na uzyskanie modelu bryłowego ślimaka;

- analizie i interpretacji odchyłek zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka.
- opracowaniu publikacji.

A.8. Kacalak W., **Budniak Z.**, Szafraniec F., *Analiza kształtowania powierzchni śrubowych w procesie szlifowania ściernicami krążkowymi z wykorzystaniem systemów CAD/CAE*, Mechanik, 89(10), 2016, str. 1368-1369 (MNiSW: 11 pkt).

Praca współautorska (70% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metodyki analizy i modelowania układów technologicznych i procesu szlifowania powierzchni śrubowych stożkopochodnych z wykorzystaniem zintegrowanych systemów CAD/CAE;
- opracowaniu modelu symulacyjnego układu technologicznego OUPN szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej;
- przeprowadzeniu badań symulacyjnych, które pozwoliły na uzyskanie modelu bryłowego ślimaka ;
- analizie i interpretacji odchyłek zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka;
- opracowaniu publikacji.

A.9. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Innowacyjne przekładnie ślimakowe do zastosowań w precyzyjnych mechanizmach i napędach*, Logistyka, 6, 2014, str. 5027-5041 (MNiSW: 10 pkt).

Praca współautorska (45% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- zbudowaniu parametrycznych modeli bryłowych przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym w programie CAD, w celu określenia cech charakterystycznych konstrukcji opisanych w artykule;
- współudziale w opracowaniu i analizie wyników badań eksperymentalnych;
- udziale w projekcie badawczym obejmującym opracowanie konstrukcji przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym opisanych w pracy;
- współudziale w opracowaniu publikacji.

A.10. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym*, Mechanik, 87(7), 2014, str. 526-532 (MNiSW: 7 pkt).

Praca współautorska (45% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- zbudowaniu parametrycznych modeli bryłowych przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym w programie CAD, w celu określenia cech charakterystycznych konstrukcji opisanych w artykule;
- współtworzeniu innowacyjnej konstrukcji koła ślimakowego ze szczeliną obwodową wraz z elementami sprężystymi, opisanego w artykule (patent PL 228052);
- opracowaniu i analizie wyników badań eksperymentalnych;

- udziale w projekcie badawczym obejmującym opracowanie konstrukcji przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym opisanych w artykule,
- współudziale w opracowaniu publikacji.

A.11. Kacalak W., **Budniak Z.**, *Modelowanie i analizy szlifowania powierzchni śrubowych w zintegrowanym środowisku CAD/CAE*, Inżynieria Maszyn, 20 (1), 2015, str. 19-32 (MNIŚW: 6 pkt).

Praca współautorska (70% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- opracowaniu metodyki modelowania i analizy szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka;
- opracowaniu modelu matematycznego pozwalającego określić cechy geometryczne układu technologicznego OUPN zawierającego elementy składowe przestrzennego łańcucha wymiarowego;
- opracowaniu modelu symulacyjnego szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka w systemie CAD/CAE;
- zbudowaniu modelu powierzchni śrubowej ślimaka;
- opracowaniu oraz analizie wyników badań symulacyjnych;
- opracowaniu publikacji.

Uzyskane patenty

A.12. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Koło ślimakowe przekładni bezluzowej*. Patent PL 227171, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.11.2017r (30 pkt).

Ślimacznicza dzielona z połówkami posiadającymi faliste wygięcie.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji ślimaczniczy dzielonej z połówkami posiadającymi faliste wygięcie;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.13. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Koło ślimakowe przekładni bezluzowej*. Patent PL 227172, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.11.2017r (30 pkt).

Zespół koła ślimakowego przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową oraz elastycznym wieńcem.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji zespołu koła ślimakowego przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową oraz elastycznym wieńcem;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej,

- modelowaniu konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji technicznej 2D projektu,
- przeprowadzeniu analizy konstrukcji nowego rozwiązania z wykorzystaniem systemu CAD/CAE
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.14. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*. Patent PL 228052, Urząd Patentowy RP, Warszawa 28.02.2018r (30 pkt).

Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementami sprężystymi.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji koła ślimakowego przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementami sprężystymi - opracowanie pięciu wariantów rozwiązania konstrukcyjnego elementów sprężystych;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.15. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228444, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018r (30 pkt).

Ślimacznica dzielona z wewnątrz wydrążoną połówką oraz elastyczną tarczą zamieniającą niewielkie odkształcenie w kierunku osi koła ślimakowego na odkształcenie obrotowe wokół tej osi.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji ślimacznicy dzielonej z wewnątrz wydrążoną połówką oraz elastyczną tarczą zamieniającą niewielkie odkształcenie w kierunku osi koła ślimakowego na odkształcenie obrotowe wokół tej osi;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.16. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228445, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018r (30 pkt).

Koło ślimakowe z wewnętrznym wydrążeniem podcinającym zęby ślimacznicy.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji koła ślimakowego z wewnętrznym wydrążeniem podcinającym zęby ślimacznicy przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym;

- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.17. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228446, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018 r (30 pkt).

Przekładnia ślimakowa z regulowanym luzem osiowym i promieniowym.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji przekładni ślimakowej z regulowanym luzem osiowym i promieniowym - opracowanie dwóch wariantów konstrukcji;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.18. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Koło ślimakowe przekładni bezluzowej*, Patent PL 230879, Urząd Patentowy RP, Warszawa 31.12.2018r (30 pkt).

Koło ślimakowe, przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym, ze szczeliną obwodową wraz z zespołem tarcz sprężystych o profilu łukowym.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji koła ślimakowego, przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym, ze szczeliną obwodową wraz z zespołem tarcz sprężystych o profilu łukowym;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

A.19. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 230880, Urząd Patentowy RP, Warszawa 31.12.2018r (30 pkt).

Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementem sprężystym w postaci tulei.

Praca współautorska (25% udział habilitanta).

Wkład habilitanta w powstanie pracy polegał na:

- współudziale w opracowaniu innowacyjnej konstrukcji koła ślimakowego, przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym, ze szczeliną obwodową wraz z elementem sprężystym w postaci tulei;
- przeprowadzeniu badań stanu techniki i czystości patentowej;
- modelowaniu parametrycznym konstrukcji w systemie CAD oraz opracowaniu dokumentacji rysunkowej;
- współudziale w opracowaniu opisu patentowego.

Sumaryczny impact factor publikacji wskazanych jako element osiągnięcia naukowego wynosi 5,015 (z uwzględnieniem udziału własnego 2,006)*.

Sumaryczna liczba punktów wskazanych jako element osiągnięcia naukowego wynosi 395 (z uwzględnieniem udziału własnego 151,80), gdzie:

- liczba punktów Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego publikacji wskazanych jako element osiągnięcia naukowego wynosi 155 (z uwzględnieniem udziału własnego 91,80),
- liczba punktów uzyskanych z patentów wynosi 240 (z uwzględnieniem udziału własnego 60,00).

* dla publikacji z 2019 roku przyjęto najbardziej aktualną wartość współczynnika wpływu (tj. wartość współczynnika wpływu czasopisma z 2017 roku).

2.2. Syntetyczny opis osiągnięcia naukowego – rozwiązane problemy naukowe

1. **Opracowanie metodyki modelowania procesu szlifowania powierzchni śrubowych stożkopochodnych z wykorzystaniem zintegrowanego systemu CAD/CAE.** W wielu współczesnych urządzeniach wymagana jest bardzo wysoka dokładność pozycjonowania układów pomiarowych i obróbkowych. Dotyczy to zwłaszcza mechanizmów do precyzyjnych przemieszczeń, mechanizmów podziałowych oraz innych układów wymagających równomierności ruchu i dobrego tłumienia drgań podczas pracy w warunkach zmiennych obciążeń. W wymienionych wyżej zastosowaniach najbardziej przydatne są przekładnie śrubowo-toczone oraz przekładnie ślimakowe, od których wymaga się dużej dokładności skoku oraz określonych cech powierzchni śrubowej. Opracowane modele pozwalają na przeprowadzenie analizy dokładności obróbki z uwzględnieniem odchyłek wymiarowo-kształtowych ściernicy, bicia osiowego i promieniowego przedmiotu obrabianego i ściernicy.
2. **Opracowanie modelu matematycznego układu obróbkowego ujmującego relacje elementów układu technologicznego OUPN i przestrzennego łańcucha wymiarowego.** Opracowanie modelu matematycznego pozwala na wyznaczenie wartości ogniwa zamykającego, liniowego i kąтового, określającego dokładność wzajemnego położenia ślimaka i ściernicy z uwzględnieniem niedokładności elementów układu obróbkowego oraz nastawnych wielkości parametrów szlifowania.
3. **Opracowanie modelu symulacyjnego układu obróbkowego w środowisku CAD/CAE ujmującego relacje elementów układu technologicznego OUPN zapisane rachunkiem wektorowym.** Model symulacyjny uwzględnia: dokładność wykonania elementów składowych układu technologicznego, dokładność nastawnych parametrów technologicznych, bicia osiowego i promieniowego narzędzia, dokładności obciążania narzędzia itp. Opracowanie modelu symulacyjnego pozwala na przeprowadzenie badań numerycznych oraz określenie dokładności ukształtowania powierzchni ślimakowej.
4. **Opracowanie metodyki modelowania powierzchni śrubowej ślimaka w zintegrowanym środowisku CAD/CAE.** Metoda modelowania powierzchni śrubowej ślimaka uwzględnia rzeczywisty przebieg procesu szlifowania dzięki odwzorowaniu jego geometrii i kinematyki w środowisku CAD/CAE. Powstające w jej wyniku modele bryłowe ślimaka o stożkopochodnej powierzchni śrubowej umożliwiają weryfikację rezultatów uzyskanych na podstawie modelu matematycznego.
5. **Przeprowadzono analizę wpływu odchyłek położenia względnego narzędzia i szlifowanej powierzchni śrubowej na:** cechy geometryczne obrabianej powierzchni; zmiany grubości naddatku na szlifowanie wzdłuż wysokości zarysu powierzchni; wartości przekroju warstwy skrawanej. Analizę przeprowadzono z wykorzystaniem **opracowanej aplikacji numerycznej w systemie Matlab** do obliczeń cech geometrycznych szlifowanej powierzchni śrubowej, w tym współrzędnych zarysów osiowych i dowolnych innych.
6. **Przeprowadzono analizę stanu zazębienia przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem.** Określono wpływ wprowadzenia nastawy regulacyjnej, czyli ściśnięcia osiowego ślimaka, na zmiany luzu bocznego w strefie zazębienia.
7. **Przeprowadzono analizę numeryczną przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem.** Określono przemieszczenia poszczególnych punktów zwoju

podatnej części ślimaka oraz wyznaczono jego stan naprężeń wywołanych nastawą regulacyjną. Obliczenia numeryczne przeprowadzono metodą elementów skończonych MES w środowisku ASYS. Do opracowania wyników badań symulacyjnych, umożliwiających obliczenie przemieszczenia poszczególnych punktów zwoju podatnej części ślimaka oraz wyznaczenia jego stanu naprężeń dla zadawanych parametrów, opracowano aplikację w języku APDL (Ansys Parametric Design Language).

8. **Opracowano metodykę badań**, której celem była eksperymentalna weryfikacja przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem. Obiektem badań była, opracowana przez nas konstrukcja przekładni, wykonana przez firmę KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA - TECHNIKA NAPĘDOWA - producenta i dostawcę motoreduktorów oraz przekładni ślimakowych.
9. **Eksperymentalna weryfikacja przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem**. Przeprowadzone badania doświadczalne pozwoliły na: analizę wpływu dokładności wykonania elementów przekładni na wartość luzu bocznego; określenie możliwości zmniejszania, a nawet całkowitego wyeliminowania luzu bocznego poprzez zmianę stopnia odkształcenia elementów podatnych w układzie ślimak-ślimacznica; badania wpływu obciążenia przekładni na sumaryczną wartość luzu i odkształcenia przekładni.
10. **Opracowanie konstrukcji innowacyjnej przekładni ślimakowej z osiowo podatnym ślimakiem**. Zaprojektowano dwa warianty konstrukcyjne, w których odkształcenia osiowe oraz wprowadzone dodatkowo odkształcenia promieniowe ślimaka w strefie zażębienia ze ślimacznicą, pozwalają prawidłowo kasować luz w przekładni - patent PL 228446.
11. **Opracowanie konstrukcji innowacyjnych przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym zawierających koła ślimakowe z elementami podatnymi**. Istota zaprojektowanych konstrukcji polega na tym, że przekładnia posiada koło ślimakowe z elementami sprężystymi pozwalającymi na regulację luzu samoczynną lub przy pomocy mechanizmu docisku - patenty: PL 228052, PL 228444, PL 228445, PL 230880.
12. **Opracowanie konstrukcji koła ślimakowego przekładni z regulowanym luzem bocznym**. Istota zaprojektowanych konstrukcji polega na tym, że koło ślimakowe posiada elementy sprężyste pozwalającymi na regulację w przekładni ślimakowej - patenty: PL 227171, PL 227172, PL 230879.
13. **Opracowanie konstrukcji ślimaka przekładni z regulowanym luzem bocznym**. Innowacyjna przekładnia ślimakowa z regulowanym luzem bocznym posiada ślimak, który w podstawie dna zwojów ma cienkie wycięcia tworzące podatne żebra, a linie żeber pochylone są pod kątem pochylecia różnym od kąta wzniosu w linii śrubowej na walcu dna zwojów, zgodnie z kierunkiem skrętu zwojów linii śrubowej ślimaka - zgłoszenie patentowe PL 427142).
14. **Opracowanie metody stosowalności antywzorców** do automatyzacji wykrywania błędów w projektach konstrukcji mechanicznych. Opracowana metoda pozwala na wczesne wykrywanie błędów w projektach konstrukcji mechanicznych, w tym części i podzespołów przekładni ślimakowych. Metoda ta jest oparta na numerycznej klasyfikacji symbolicznego zapisu cech konstrukcji z użyciem opracowanego zbioru antywzorców (znanych, nieprawidłowych, powtarzalnych wzorców danych).

2.3. Znaczenie poznawcze i aplikacyjne osiągnięcia naukowego

W wielu urządzeniach, gdy wymagana jest duża dokładność kinematyczna, zwłaszcza w mechanizmach do precyzyjnych przemieszczeń, mechanizmach podziałowych oraz w układach wymagających równomierności ruchu i dobrego tłumienia drgań przy zmiennych obciążeniach, stosowane są przekładnie zębate o szczególnie wysokiej dokładności wykonania. Jednak nawet najdokładniejsze, przy tym bardzo kosztowne, konwencjonalne układy nie zapewniają bezluzowej pracy mechanizmów, gdyż występuje w nich zawsze pewien luz wynikający z odchyłek wymiarów i niedokładności kształtu elementów przekładni, powiększający się wraz z postępującym zużyciem współpracujących powierzchni.

Wadą klasycznych przekładni jest nieunikniony luz międzyzębny, powiększający się w miarę zużycia eksploatacyjnego. Bezluzowość układów mechanicznych jest cechą szczególnie pożądaną w pracy układów o cyklach kinematycznych z nawrotami.

Opracowana metodyka modelowania i podstawy projektowania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym, ze szczególnym uwzględnieniem technik komputerowych CAD/CAE, umożliwia:

- modelowanie i analizę zarysu powierzchni śrubowej ślimaka oraz gwintów modułowych w środowisku CAD/CAE;
- analizę kształtowania stożkopochodnych powierzchni śrubowych z wykorzystaniem aplikacji numerycznej w programie Matlab;
- projektowanie przekładni ślimakowych, pozwalających na regulację lub eliminowanie luzu bocznego poprzez zastosowanie innowacyjnych rozwiązań specjalnych konstrukcji ślimaków i ślimacznicy;
- ocenę zgodności rozwiązania projektowego i antywzorca w zautomatyzowanych systemach projektowania, w tym przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym, wykorzystujących opis cech konstrukcyjnych w języku naturalnym, a w szczególności w połączeniu z metodami sztucznej inteligencji.

Przedstawione nowe rozwiązania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym nadają tym przekładniom korzystne cechy eksploatacyjne oraz pozwalają spełnić najwyższe wymagania dotyczące dokładności kinematycznej. Możliwa jest płynna, a przy tym prosta regulacja luzu bocznego aż do jego całkowitego wyeliminowania (do granic lokalnego zróżnicowania dokładności geometrycznej elementów). Regulacja ta może być przeprowadzana bez demontażu lub w niektórych rozwiązaniach, nawet bez zatrzymywania przekładni. Rozwiązania te tylko nieznacznie ograniczają zdolności przekładni do przenoszenia dużych momentów obrotowych i zapewniają korzystne właściwości dynamiczne. Otwiera to nowe kierunki badań oraz nowe obszary zastosowań w tej dziedzinie.

Przytoczone w pracy nowe rozwiązania konstrukcyjne przekładni ślimakowych stanowią korzystną alternatywę dla stosowanych precyzyjnych przekładni konwencjonalnych lub przekładni falowych. Przekładnie te z powodzeniem można stosować w precyzyjnych maszynach i urządzeniach technologicznych, mechanizmach do precyzyjnego pozycjonowania stolików układów pomiarowych, mechanizmach odpornych na trudne warunki pracy.

Opracowane zostały podstawy technologicznej modyfikacji zarysu ślimaka, zwłaszcza w przekładniach nowego typu. Modelując i analizując kształtowanie stożkopochodnych powierzchni śrubowych w zintegrowanym środowisku CAD/CAE oraz w programie Matlab określono wpływ: niedokładności geometrycznej elementów składowych układu technologicznego OUPN, niedokładności kinematycznej obrabiarki, parametrów technologicznych obróbki, odchyłek zarysu ściernicy. Wykazano, że promień krzywizny zarysu mniejszy od nominalnego przyczynia się do niekorzystnego lokalnego wzrostu nacisków w strefie

zazębienia, co jest powodem znacznego obniżenia obciążalności i trwałości przekładni oraz prowadzi do szybkiego pogorszenia jej dokładności.

W przypadku wielu z przedstawionych przekładni ślimakowych przeprowadzono badania symulacyjne i doświadczalne, które wykazały potencjalne możliwości uzyskania korzystnych efektów eksploatacyjnych. W wyniku licznych serii eksperymentów stwierdzono, że w opracowanych, nowych rozwiązaniach przekładni ślimakowych uzyskuje się wysoką efektywność regulacji luzu bocznego poprzez odkształcanie elementów w strefach zwiększonej podatności. W przekładni ze ślimakiem podatnym osiowo luz boczny po regulacji został ograniczony do poziomu stanowiącego zaledwie ok. 6% wartości początkowej. Wynik ten jest typowy dla przekładni o średniej lub nawet małej dokładności początkowej i stosunkowo dużej podatności ślimaka. Należy przy tym jednak podkreślić, iż nawet w najmniej korzystnych przypadkach uzyskuje się ponad pięciokrotne zmniejszenie luzu bocznego.

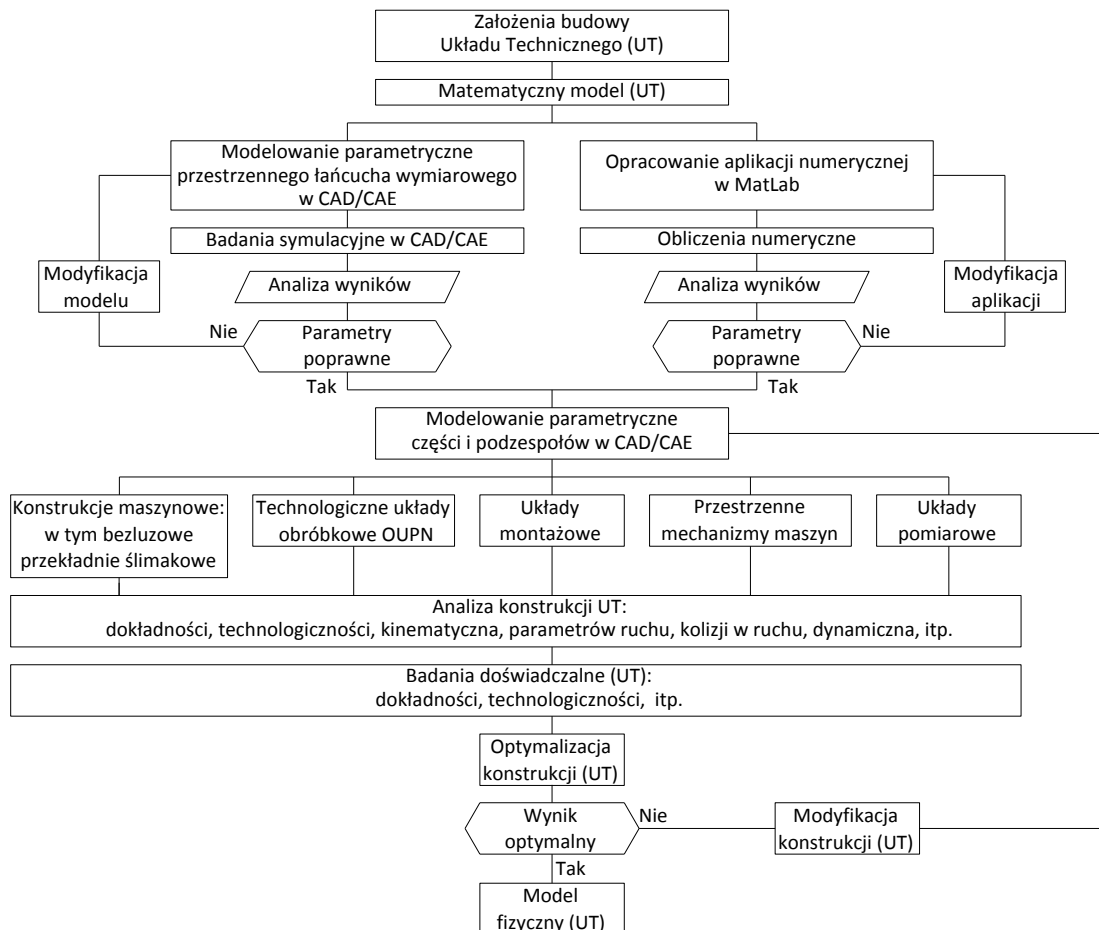
Można sądzić, iż nowe kierunki badań, jakie wynikają z nowych rozwiązań przekładni, dotyczyć będą optymalizacji wielu parametrów konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacji.

W warunkach dysponowania bogatym zestawieniem wyników opisujących cechy nowych przekładni, uzasadnione jest wspomaganie procesu projektowania przez wykorzystanie możliwości sieci neuropodobnych do uczenia systemu z wykorzystaniem posiadanego zestawu wzorców i antywzorców.

3. Opis osiągnięć naukowo-badawczych w zakresie metodyki modelowania i podstaw projektowania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym

Pożądanee cechy użytkowe układów technicznych (konstrukcji maszyn i urządzeń, złożonych przestrzennych mechanizmów dźwigniowych, elementów technologicznych układów obróbkowych OUPN i montażowych oraz układów pomiarowych) określa się w postaci ich parametrów kinematycznych, dynamicznych, sztywności oraz przestrzeni roboczej, wymaganej dokładności geometrycznej itp. Cechy te zakłada się na etapie projektowania konstrukcji układów technicznych, a następnie są one kształtowane w procesach ich wytwarzania i modyfikowane podczas eksploatacji.

Opracowanie konstrukcji modelu fizycznego wybranego układu technicznego wymaga przeprowadzenia wielu prac projektowo - konstrukcyjnych i wymusza opracowanie nowej metodyki prowadzenia tych prac. Na rys.1 przedstawiono schemat blokowy opracowanej metodyki modelowania i projektowania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym oraz innych układów technicznych.



Rys. 1. Metodyka modelowania i analiz układów technicznych.

Prezentowana metoda wykorzystuje nowoczesne systemy obliczeniowe oparte na zaawansowanym oprogramowaniu inżynierskim CAD/CAE. Podstawowymi elementami realizowanej metody są:

- sformułowanie założeń do analizy układu technicznego,
- opracowanie modelu matematycznego układu technicznego:
 - zapis równań matematycznych stanowiących model układu technicznego pozwalających na zdefiniowanie konfiguracji układu w przestrzeni kartezjańskiej, a następnie zamodelowanie przestrzennego łańcucha wymiarowego w CAD/CAE,
 - opracowanie aplikacji numerycznej w programie MatLab,
- badania symulacyjne w CAD/CAE oraz obliczenia numeryczne,
- weryfikacja modelu matematycznego,
- modelowanie parametryczne części i podzespołów w CAD/CAE: konstrukcji maszynowych w tym przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym, technologicznych układów obróbkowych OUPN, układów montażowych, przestrzennych mechanizmów maszyn oraz układów pomiarowych,
- analiza układów technicznych: dokładności, technologiczności, kinematyczna, dynamiczna, itp.
- weryfikacja doświadczalna układu technicznego: dokładności wykonania i dokładności kinematycznej, wielkości luzów, itp.
- wskazanie wypadkowych wymiarów zależnych (wymiary zamykające wynikające z funkcji analizowanego układu technicznego),
- optymalizacja konstrukcji,
- wykonanie modelu fizycznego.

Zagadnienia związane ze specyfiką metodyki modelowania i projektowania przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym, a także innych układów technicznych, w tym również przestrzennych mechanizmów maszyn, automatów montażowych przedstawiono w pracach Autora.

3.1. Modelowanie i analizy procesu szlifowania powierzchni śrubowych

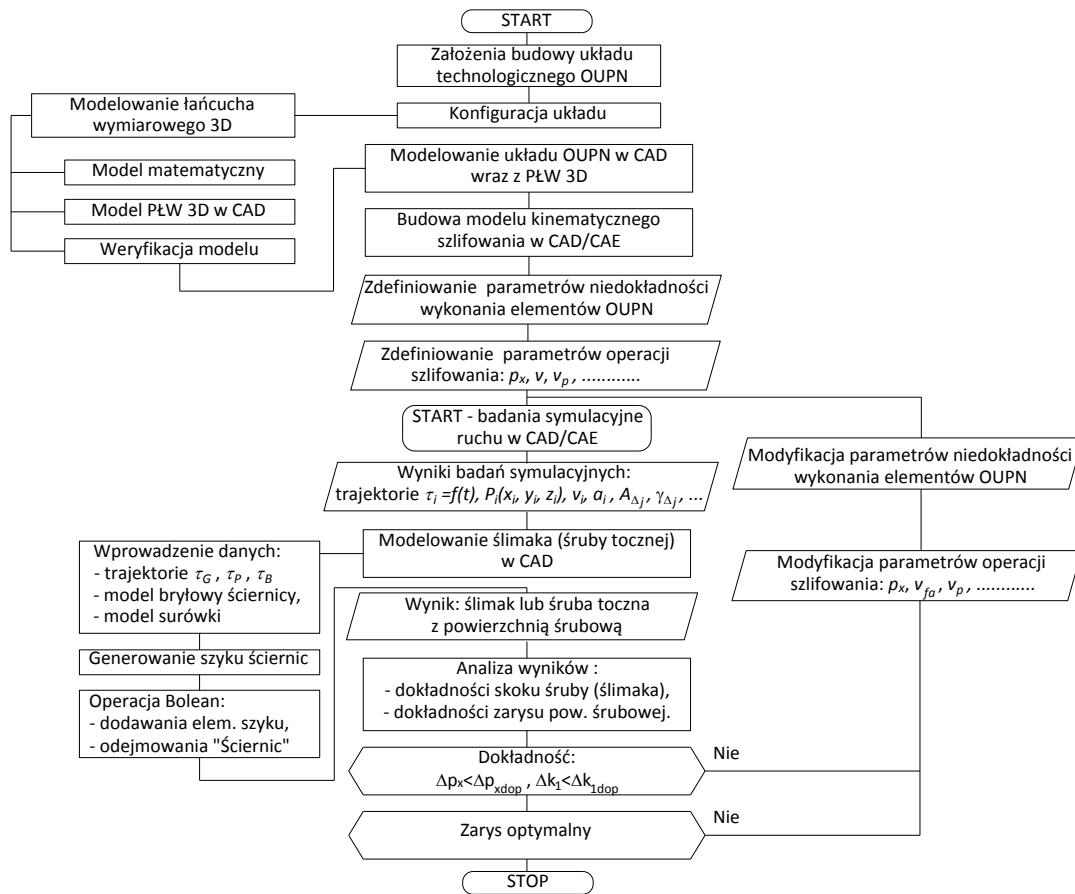
W wielu współczesnych urządzeniach wymagana jest bardzo wysoka dokładność pozycjonowania układów pomiarowych i obróbkowych. Dotyczy to zwłaszcza mechanizmów do precyzyjnych przemieszczeń, mechanizmów podziałowych oraz innych układów wymagających równomierności ruchu i dobrego tłumienia drgań podczas pracy w warunkach zmiennych obciążeń. W wymienionych wyżej zastosowaniach najbardziej przydatne są przekładnie śrubowo-toczone oraz przekładnie ślimakowe, od których wymaga się dużej dokładności skoku oraz określonych cech powierzchni śrubowej.

Powierzchnia śrubowa ślimaka jest obwiednią przemieszczającej się względem niej powierzchni czynnej ściernicy, dlatego od jej kształtu i jego zmiany podczas obróbki, zależy dokładność wykonania przekładni i jej właściwości eksploatacyjne. Zmiana krzywizny zarysu ma istotny wpływ na stan zazębienia przekładni. Zmniejszenie krzywizny zarysu względem zarysu nominalnego przyczynia się do niekorzystnego lokalnego wzrostu nacisków w strefie zazębienia, co może być powodem znacznego obniżenia obciążalności i trwałości przekładni.

Modyfikacja zarysu powierzchni śrubowej powinna być poprzedzona analizą cech stereometrycznych i skutków eksploatacyjnych, a ponadto trzeba uwzględnić również wpływ nieuniknionych odchyłek zarysu powodowanych odchyłkami położenia ściernicy i jej zużyciem kształtowym. W tym celu przeprowadzono modelowanie i analizy kształtowania powierzchni śrubowych ślimaków z wykorzystaniem oprogramowania CAD/CAE.

Metodyka modelowania i analizy

Analizy dokładności szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka przeprowadzono według metodyki przedstawionej na rys. 2.



Rys. 2. Schemat blokowy komputerowego wspomaganie i analiz szlifowania powierzchni śrubowych z wykorzystaniem systemu CAD/CAE.

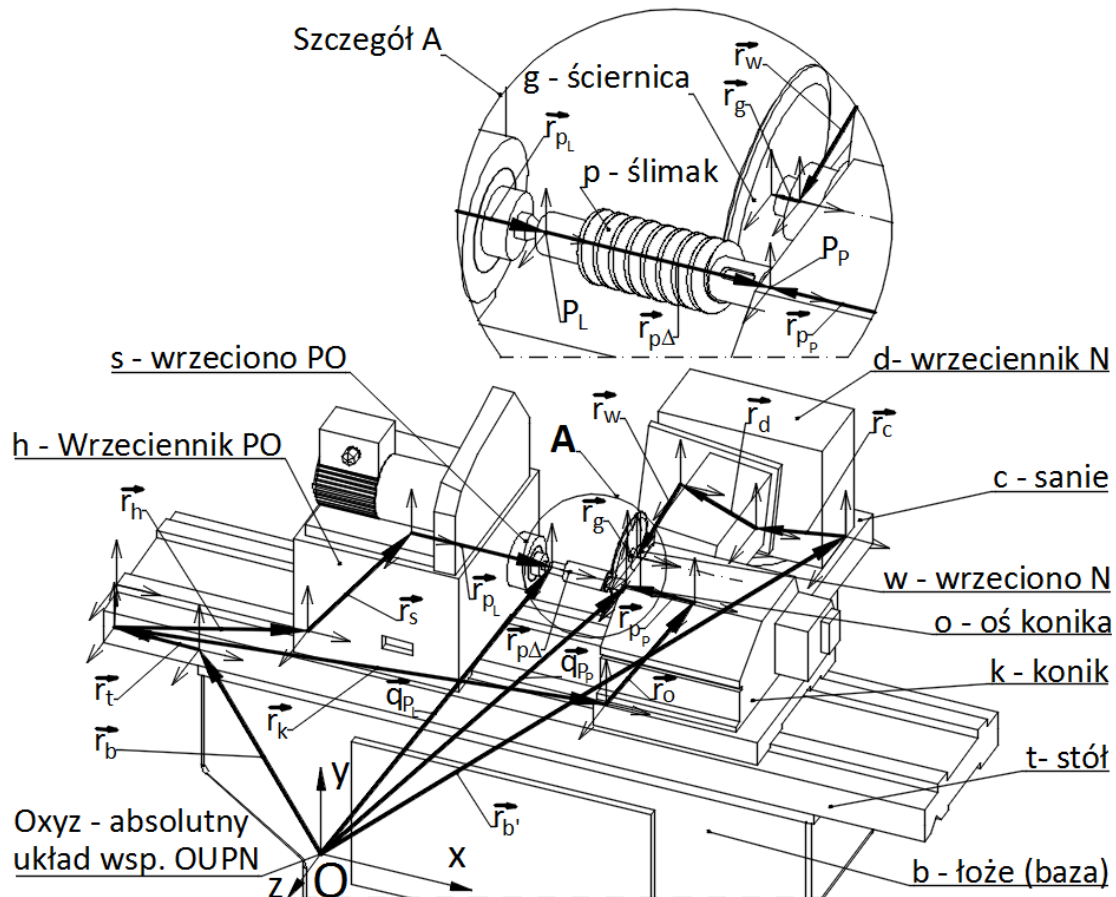
Kolejne etapy modelowania i analiz obejmowały:

- modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych:
 - opracowanie matematycznego modelu przestrzennego łańcucha wymiarowego w postaci zapisu macierzowego,
 - parametryzacja modelu przestrzennego łańcucha wymiarowego,
- modelowanie parametryczne cech geometrycznych narzędzia, przedmiotu oraz szlifierki,
- opracowanie modelu kinematycznego obróbki,
- badania symulacyjne kształtowania powierzchni śrubowej ślimaka stożkopochodnego dla różnych parametrów geometrycznych układu technologicznego.

Wyznaczenie powierzchni śrubowej ślimaka, jako obwiedni zbioru położeń narzędzia krążkowego podczas przemieszczania się przedmiotu ruchem śrubowym, umożliwiło wyznaczenie wpływu niedokładności układu technologicznego oraz odchyłek pozycjonowania na kształt obrabianej powierzchni.

Matematyczne modelowanie cech geometrycznych układu technologicznego OUPN

Model matematyczny układu obróbkowego ujmuje relacje parametrów zdefiniowanych w lokalnych układach współrzędnych, przedstawionych na rys. 3, który odzwierciedla wzajemne związki geometryczne i kinematyczne pomiędzy podstawowymi zespołami obrabiarki, rozpoczynając od bazy (łoża) b , stołu szlifierki t , wrzeciennika przedmiotu obrabianego h , wrzeciona przedmiotu obrabianego s , sań wrzeciennika narzędzia c , wrzeciennika ściernicy d , wrzeciona ściernicy w , ściernicy g , konika k , osi konika o , aż po przedmiot obrabiany p .



Rys. 3. Układ technologiczny OUPN

Położenie przedmiotu zamocowanego w kłach (punkty bazowe P_L i P_p), w absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$, jest określone wektorami \vec{q}_{P_L} oraz \vec{q}_{P_p} :

$$\vec{q}_{P_L} = \vec{r}_b + \vec{r}_t + \vec{r}_h + \vec{r}_s + \vec{r}_{P_L} \quad \vec{q}_{P_p} = \vec{r}_b + \vec{r}_t + \vec{r}_k + \vec{r}_o + \vec{r}_{P_p} \quad (1)$$

Z kolei położenie ściernicy (punkt G - początek lokalnego układu współrzędnych narzędzia), w absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$, określa wektor \vec{q}_G :

$$\vec{q}_G = \vec{r}_b + \vec{r}_c + \vec{r}_d + \vec{r}_w \quad (2)$$

W ogólnym przypadku wartość ogniwa zamykającego \vec{r}_{P_Δ} , przestrzennego łańcucha wymiarowego układu OUPN, określającego położenia obrabianego ślimaka, w absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$ oblicza się z wzoru:

$$\vec{r}_{P_\Delta} = \vec{q}_{P_L} - \vec{q}_{P_p} \quad (3)$$

gdzie: \vec{q}_{P_L} i $-\vec{q}_{P_P}$ - wektory określające położenie punktów P_L i P_P , ustalających położenie przedmiotu obrabianego p zamocowanego w kłach, względem globalnego układu współrzędnych $Oxyz$.

Odchyłka kątowego położenia osi przedmiotu obrabianego δ_{P_Δ} , spowodowana odchyłką położenia osi konika względem osi wrzeciona, jako ogniwa zamykającego przestrzenny kątowy łańcuch wymiarowy, może być obliczona z wzoru:

$$\delta_{P_\Delta} = \arccos \frac{\vec{r}_s \cdot \vec{r}_o}{|\vec{r}_s| \cdot |\vec{r}_o|} \quad (4)$$

gdzie: $\vec{r}_s \cdot \vec{r}_o$ - iloczyn skalarny wektorów \vec{r}_s i \vec{r}_o , $|\vec{r}_s|$ i $|\vec{r}_o|$ - długości wektorów \vec{r}_s i \vec{r}_o

Model matematyczny powierzchni śrubowej ślimaka

Stożkopochodna powierzchnia śrubowa powstaje w wyniku względnego ruchu obrotowego i postępowego kształtowanej powierzchni oraz ruchu obrotowego ściernicy o trapezowym zarysie osiowym. Podczas obróbki oś ściernicy jest pochylona względem osi ślimaka o kąt wzniosu linii śrubowej γ_N na walcu o określonej średnicy (zazwyczaj średnicy podziałowej). Poprzez wybór kąta pochylenia osi ściernicy γ_N można wpływać na wartości odchyłek od prostoliniowości zarysu osiowego ślimaka na wierzchołku i u podstawy zwoju. Powierzchnia śrubowa ślimaka jest obwiednią stożkowej powierzchni narzędzia w wyniku względnego ruchu śrubowego. Parametry opisujące powierzchnię narzędzia o kształcie stożka, przedstawione na rys. 4, w lokalnym układzie współrzędnych $O_g x_g y_g z_g$ będą następujące:

$$N' = \begin{bmatrix} x_{N'} \\ y_{N'} \\ z_{N'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u \cdot \cos \alpha_N \cdot \sin \zeta \\ u \cdot \cos \alpha_N \cdot \cos \zeta \\ a - u \cdot \sin \alpha_N \end{bmatrix} \quad (5)$$

gdzie: u - odległość punktu $N'(x_{N'} y_{N'} z_{N'})$ od wierzchołka stożka, α_N - kąt zarysu stożka, ζ - kąt obrotu względem osi z_g .

Wysokość stożka a powierzchni bocznej narzędzia można obliczyć ze wzoru:

$$a = \frac{d_N}{2} \cdot \tan \alpha_N + \frac{b_N}{2} \quad (6)$$

gdzie: d_N - średnica podziałowa narzędzia, b_N - szerokość ściernicy na średnicy odpowiadającej średnicy podziałowej ślimaka: $d_N / 2 - 2 \cdot m$.

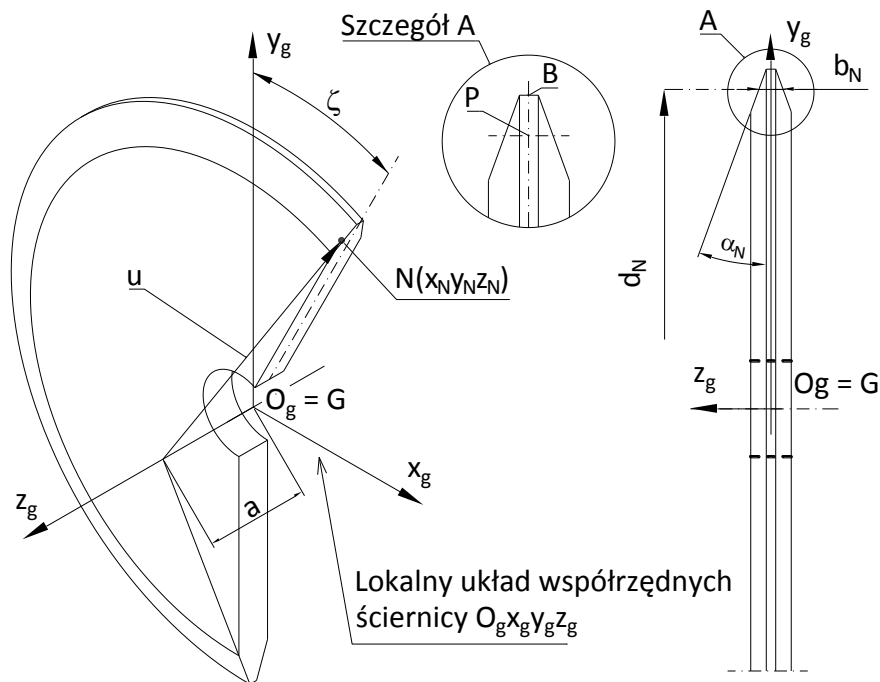
W absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$ - w części układu OUPN: podstawa szlifierki b , sianie wrzeciennika narzędzia c , wrzeciennik narzędzia d , wrzeciono ściernicy w oraz ściernica g - położenie punktu N jest opisane wektorem \vec{r}_N , który można obliczyć z wzoru:

$$N = \vec{r}_N = \vec{r}_b + \vec{r}_t + \vec{r}_c + \vec{r}_d + \vec{r}_w + \vec{r}_g \quad (7)$$

Przy czym w obliczeniach powyższej sumy wektorów występują macierze rotacji określające obrót lokalnych układów współrzędnych, związanych z podstawą szlifierki b , stołu szlifierki t , sań wrzeciennika narzędzia c , wrzeciennika narzędzia d oraz wrzeciona ściernicy w względem ich osi oraz macierze translacji, opisujące przemieszczenia liniowe lokalnych układów współrzędnych.

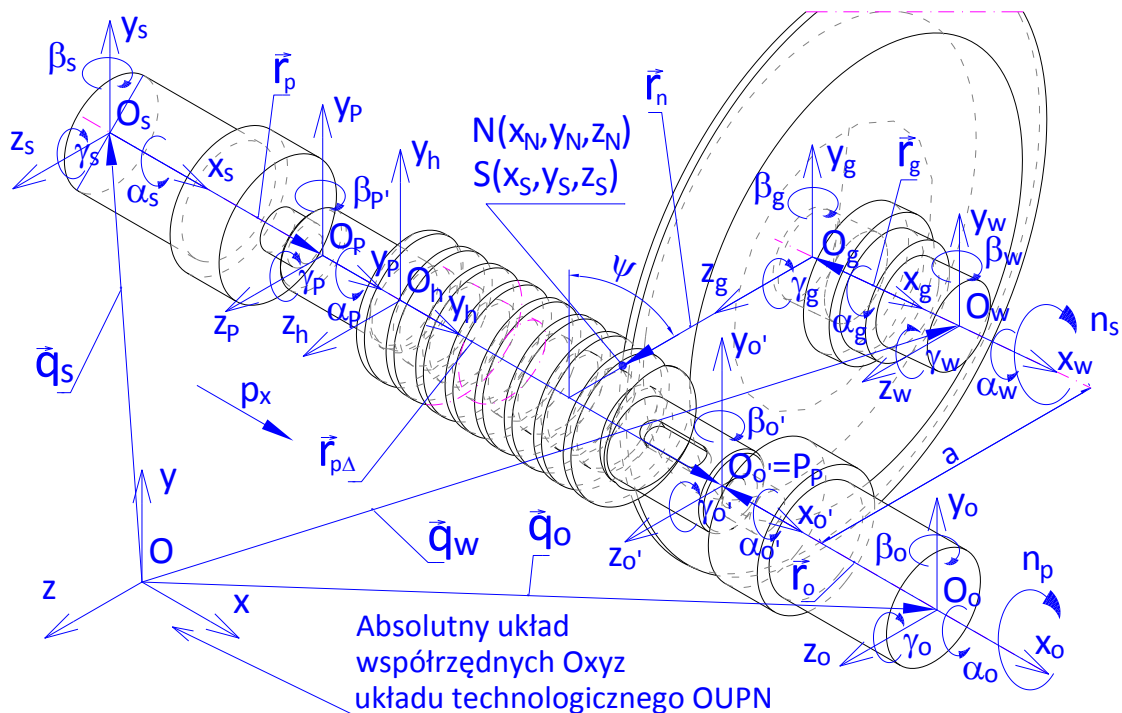
Powierzchnia śrubowa ślimaka obrabiana narzędziem krążkowym, będąca obwiednią czynnej powierzchni narzędzia, poruszającego się ruchem śrubowym, współśrodkowym z osią powierzchni śrubowej, w przypadku ogólnym nie jest prostokreślna. Dla jednoznacznego określenia takiej powierzchni śrubowej należy podać: zarys znamionowy i wymiary ściernicy oraz jej położenie względem powierzchni śrubowej. Do wyznaczenia ogólnego równania powierzchni

śrubowej obrabianej narzędziem krążkowym można wykorzystać teorię obwiedni, metodę podziału narzędzia krążkowego na nieskończoną ilość narzędzi elementarnych o nieskończenie małej szerokości lub też metodę wyznaczania rodziny linii styku powierzchni śrubowej i narzędzia.



Rys. 4. Schemat do obliczenia bocznej powierzchni ściernicy krążkowej

Do dalszych rozważań wykorzystano relacje, w przyjętym układzie współrzędnych $Oxyz$ oraz lokalnych układach współrzędnych, przedstawione w ujęciu szczegółowym na rys. 5.



Rys. 5. Stożkopochodna powierzchnia śrubowa ślimaka jednozwojnego

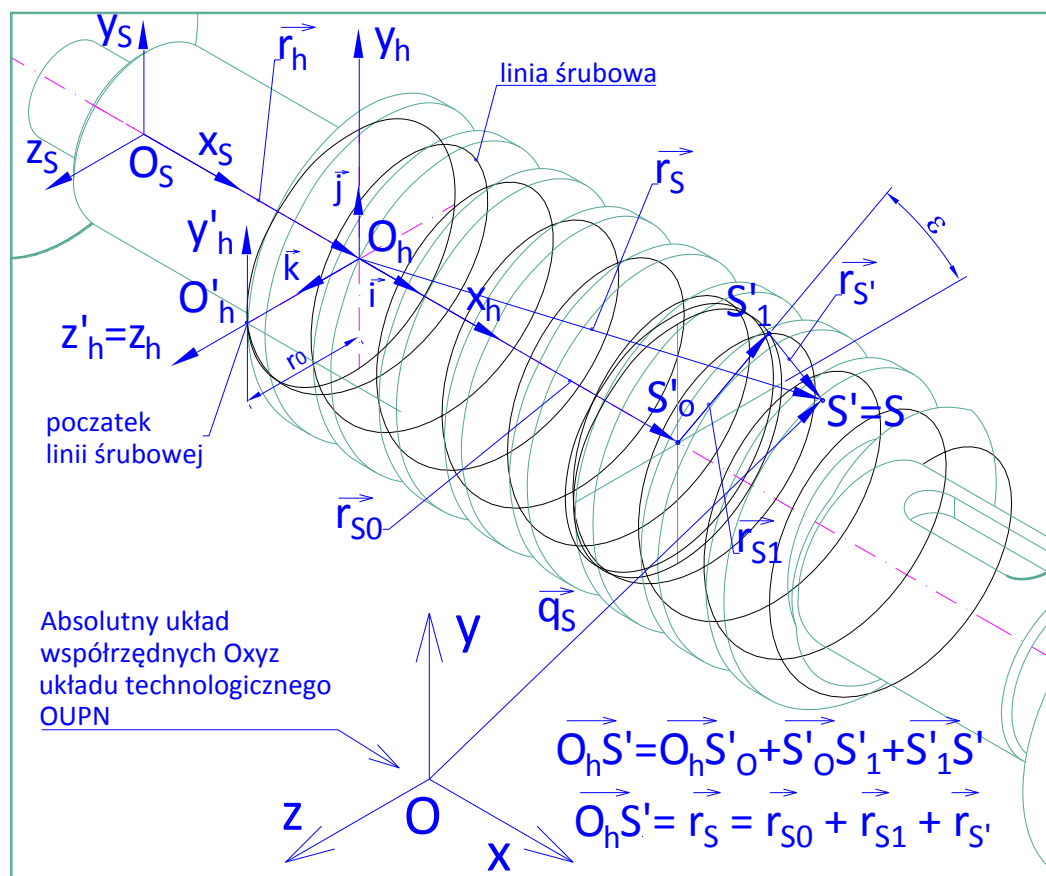
W układzie współrzędnych $Ox_s y_s z_s$ przedmiotu obrabianego, współrzędne linii styku narzędzia i powierzchni śrubowej ślimaka otrzymuje się, wychodząc z warunku prostopadłości wektora normalnego \vec{n}_n do stykających się powierzchni i wektora prędkości względnej \vec{v}_n w ruchu śrubowym.

$$\vec{n}_N \cdot \vec{v}_N = 0 \quad (8)$$

W zależności (8) składowe wektora normalnego można obliczyć na podstawie równań (5) opisujących powierzchnię narzędzia, jako odpowiednie wyznaczniki względem parametrów powierzchni stożkowej u i ζ . Składowe wektora stycznego obliczane są w oparciu o wektor prędkości względnej przemieszczenia narzędzia względem kształtowanego ślimaka. Wykonując obliczenia, uzyskuje się równania, które wspólnie z zależnościami (5) tworzą układ równań opisujących linię styku powierzchni narzędzia a ślimaka w układzie współrzędnym narzędzia $O_g x_g y_g z_g$. Powierzchnia śrubowa ślimaka tworzy się w wyniku obrotu o kąt ψ i odpowiadające mu przesunięcie $p \cdot \psi / 2 \cdot \pi$, gdzie p oznacza skok powierzchni śrubowej. Końcowa postać opisująca stożkopochodną powierzchnię śrubową zęba ślimaka w lokalnym układzie współrzędnych przedmiotu $O_s x_s y_s z_s$, w zapisie ogólnym, przedstawia się następująco:

$$S' = \begin{cases} x_{S'} = f_x(u, b_N, d_N, p, \alpha_N, \gamma, \Delta\gamma_N, \zeta, \psi, \Delta a_N) \\ y_{S'} = f_y(u, b_N, d_N, p, \alpha_N, \gamma, \Delta\gamma_N, \zeta, \psi, \Delta a_N) \\ z_{S'} = f_z(u, b_N, d_N, p, \alpha_N, \gamma, \Delta\gamma_N, \zeta, \psi, \Delta a_N) \end{cases} \quad (9)$$

W przypadku ogólnym, wyprowadzono równanie powierzchni śrubowej, obrabianej narzędziem krążkowym, w którym odchyłki parametrów geometrycznych występujących w równaniu (10) wynoszą zero.



Rys. 6. Stożkopochodna powierzchnia śrubowa ślimaka jednozwojowego

Wektor \vec{r}_S dowolnego punktu powierzchni śrubowej (rys. 6), jest sumą wektorów \vec{r}_{S_0} , \vec{r}_{S_1} , \vec{r}_{S_r} :

$$\vec{r}_S = \vec{r}_{S_0} + \vec{r}_{S_1} + \vec{r}_{S_r} \quad (10)$$

Wektor \vec{r}_{S_0} przesunięciem ruchomego układu $O'_h x'_h y'_h z'_h$ względem lokalnego układu współrzędnych $O_h x_h y_h z_h$ równoległe do osi śrubowej.

Wektor \vec{r}_{S_1} wynika z przesunięcia układu ruchomego $O'_h x'_h y'_h z'_h$ względem lokalnego układu współrzędnych $O_h x_h y_h z_h$ o wielkość przesunięcia r_0 i obrotu układu $O'_h x'_h y'_h z'_h$ względem układu $O_h x_h y_h z_h$ o kąt ε . Wektor \vec{r}_{S_r} jest wektorem wodzącym zarysu powierzchni śrubowej.

Dokładność szlifowania powierzchni śrubowej ślimaka

Dla właściwego przeprowadzenia procesu szlifowania powierzchni śrubowych, niezbędne jest rozwiązanie nie tylko problemów geometrycznych, ale także wielu problemów technologicznych.

Powierzchnia śrubowa kształtowana w procesie szlifowania ściernicą krążkową (rys. 6, 6) jest obwiednią powierzchni czynnej narzędzia poruszającego się względem niej ruchem śrubowym.

Dla jednoznacznego określenia cech geometrycznych powierzchni śrubowej obrabianej narzędziem krążkowym należy podać:

- rodzaj narzędzia,
- zarys znamionowy narzędzia,
- wymiary narzędzia,
- położenie narzędzia względem osi powierzchni śrubowej.

Na dokładność skoku szlifowanej powierzchni śrubowej gwintu wpływa szereg czynników, które mogą być sklasyfikowane w podany niżej sposób:

- przyczyny charakterystyczne dla szlifierek do gwintów: odchyłki skoku śruby pociągowej, nieprostoliniowość ruchu stołu, odchyłki kształtu i położenia niedokładności prowadnic, odchyłki kinematyczne napędów.
- przyczyny zmienne podczas obróbki, zależne od obrabiarki: ciepne odkształcenia łoża i stołu, ciepne odkształcenia śruby pociągowej, ciepne wydłużenie wrzeciona ściernicy, zużycie kształtowe ściernicy, sprężyste odkształcenia obrabiarki.
- przyczyny zmienne podczas szlifowania, zależne od przedmiotu: ciepne odkształcenia przedmiotu, sprężyste odkształcenia przedmiotu pod działaniem sił skrawania, odchyłki ustalenia przedmiotu.

Wykazano, że odchyłka odległości osi przedmiotu i osi ściernicy Δa_N oraz odchyłka odległości między ostrzami obciążaczy Δb_{Nobc} są przyczyną odchyłek wymiarowych szlifowanej powierzchni śrubowej. Natomiast odchyłka kąta pochylenia osi ściernicy $\Delta \gamma_N$, odchyłka kąta pochylenia głowicy do obciążania $\Delta \gamma_{obc} = \beta$ oraz odchyłka kąta zarysu ściernicy $\Delta \alpha_{Nobc}$ są przyczynami odchyłek kształtowych powierzchni śrubowej.

Odchyłki kształtu powierzchni czynnej ściernicy oraz odchyłki jej położenia względem szlifowania powierzchni śrubowej, mają decydujące znaczenie dla dokładności obróbki. Odchyłki te w znacznej mierze zależą od niedokładności nastawienia obrabiarki.

W oparciu o rozważania, opisane równaniami (9) i (10), wyprowadzono równanie powierzchni śrubowej (wektor \vec{r}_h w lokalnym układzie współrzędnych $O_h x_h y_h z_h$), obrabianej narzędziem krążkowym, którego odchyłki od położenia nominalnego wynoszą Δa_N i Δa_N .

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_h = & \left[x_N(u, \xi) \cdot \cos(\gamma_N + \Delta\gamma_N) + \gamma_N(u, \xi) \cdot \sin(\gamma_N + \Delta\gamma_N) - P \cdot \frac{\psi}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \vec{i} + \\ & + \left[-x_N(u, \xi) \cdot \cos \psi \cdot \sin(\gamma_N + \Delta\gamma_N) + \gamma_N(u, \xi) \cdot \cos \psi \cdot \cos(\gamma_N + \Delta\gamma_N) + \right. \\ & \quad \left. - z_N(u, \xi) \cdot \sin \psi - (a_N + \Delta a_N) \cdot \sin \psi \right] \cdot \vec{j} + \\ & + \left[-x_N(u, \xi) \cdot \sin \psi \cdot \sin(\gamma_N + \Delta\gamma_N) + \gamma_N(u, \xi) \cdot \sin \psi \cdot \cos(\gamma_N + \Delta\gamma_N) + \right. \\ & \quad \left. + z_N(u, \xi) \cdot \cos \psi + (a_N + \Delta a_N) \cdot \cos \psi \right] \cdot \vec{k} \end{aligned} \right\} (11)$$

$$\vec{n}_N \cdot \vec{\vartheta}_N = 0$$

przy czym:

$$\vec{\vartheta}_N = \vec{\omega}_N \cdot \vec{r}_N + \vec{R} \cdot \vec{\omega} + P \cdot \frac{\vec{\omega}}{2 \cdot \pi} \quad (12)$$

$$\vec{n}_N = \begin{vmatrix} \vec{i}_N & \vec{j}_N & \vec{k}_N \\ \frac{\delta x_N}{\delta u} & \frac{\delta y_N}{\delta u} & \frac{\delta z_N}{\delta u} \\ \frac{\delta x_N}{\delta \xi} & \frac{\delta y_N}{\delta \xi} & \frac{\delta z_N}{\delta \xi} \end{vmatrix} \quad (13)$$

$$\vec{\omega} = -\omega \cdot \cos(\gamma_N + \Delta\gamma_N) \cdot \vec{i}_N + \omega \cdot \sin(\gamma_N + \Delta\gamma_N) \cdot \vec{j}_N \quad (14)$$

$$\vec{R} = -(a_N + \Delta a_N) \cdot \vec{k}_N \quad (15)$$

W przypadku szczególnym - stożkopochodnej powierzchni śrubowej otrzymano następujący zespół równań:

$$\left. \begin{aligned} x_{S'} &= u \cdot (\sin \alpha'_N \cdot \cos \gamma'_N + \cos \alpha'_N \cdot \sin \gamma'_N \cdot \sin \xi) - \frac{p_x \cdot \psi}{2 \cdot \pi} - a' \cdot \cos \psi \\ y_{S'} &= u \cdot (-\cos \alpha'_N \cos \xi \sin \psi + \cos \alpha'_N \cos \gamma'_N \sin \xi \cos \psi - \sin \alpha'_N \sin \gamma'_N \cos \psi) + \\ & \quad + a' \cdot \cos \gamma'_N - a'_N \cdot \sin \psi \\ z_{S'} &= u \cdot (\cos \alpha'_N \cdot \cos \xi \cdot \cos \psi + \cos \alpha'_N \cdot \cos \gamma'_N \cdot \sin \xi \cdot \sin \psi) + \\ & \quad + a'_N \cdot \sin \gamma'_N + a'_N \cdot \cos \psi \\ u &= a' \cdot \sin \alpha'_N - \left(a'_N \cdot \sin \alpha'_N \cdot \tan \gamma'_N + \frac{p_x}{2 \cdot \pi} \cdot \sin \alpha'_N \right) \cdot \tan \xi + \\ & \quad - \frac{(a'_N - \frac{p_x}{2 \cdot \pi} \cot \gamma'_N)}{\cos \xi} \cdot \cos \alpha'_N \end{aligned} \right\} (16)$$

w którym :

$$a' = d_N \cdot \operatorname{tg} \alpha'_N + \frac{b_N + \Delta b_N}{2} \quad (17)$$

$$\alpha'_N = \alpha_N + \Delta \alpha_N ; \gamma'_N = \gamma_N + \Delta \gamma_N ; a'_N = a_N + \Delta a_N \quad (18)$$

$\Delta \alpha_N, \Delta \gamma_N, \Delta a_N, \Delta b_N$ - odchyłki odpowiednio: kąta zarysu osiowego ściernicy, kąta pochylenia osi ściernicy, odległości osi ściernicy od osi powierzchni śrubowej oraz szerokości ściernicy na średnicy podziałowej.

Ta sama powierzchnia jest opisana wektorem S określającym jego położenie w układzie absolutnym Oxyz układu technologicznego OUPN:

$$S = f(R_S, T_S, S') = \begin{bmatrix} x_S = f_{x_S}(R_S, T_S, S') \\ y_S = f_{y_S}(R_S, T_S, S') \\ z_S = f_{z_S}(R_S, T_S, S') \end{bmatrix} \quad (19)$$

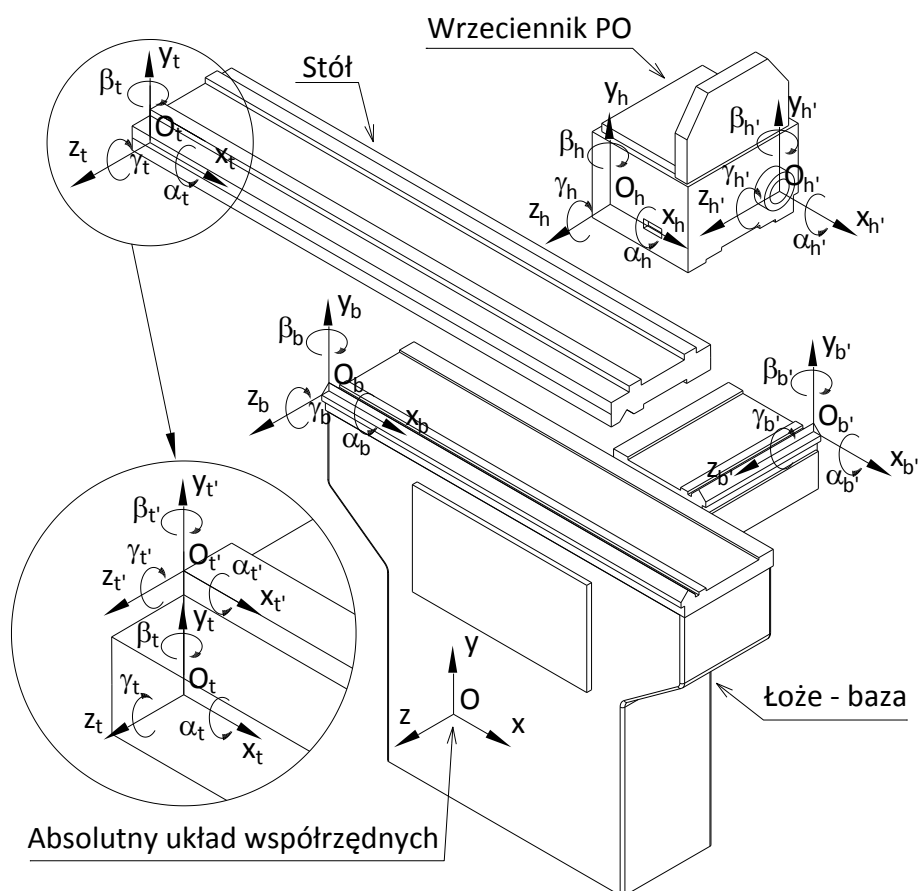
gdzie: $R_S (R_b, R_t, R_c, R_d, R_w, R_h, R_s, R_k, R_o, R_p)$ – macierze rotacji określające obrót lokalnych układów współrzędnych związanych z podstawą b , stołem szlifierki t , saniami wrzeciennika narzędzia c , wrzeciennika narzędzia d , wrzeciona ściernicy w , wrzeciennika PO h , wrzeciona PO s , konika k oraz jego osi o .

$T_N (T_b, T_v, T_c, T_d, T_w, R_h, R_s, R_k, R_o, R_p)$ – macierze translacji opisujące przemieszczenia liniowe lokalnych układów współrzędnych elementów układu technologicznego.

Opis analityczny konfiguracji układu kinematycznego OUPN sprowadza się do przekształceń równań (1÷20), aż do uzyskania zależności określających parametry kątowe i liniowe. Trzeba jednak podkreślić, że dla przedstawionego układu technologicznego OUPN uzyskuje się zależności uwikłane, z których można współrzędne powierzchni lub tylko zarysu np. osiowego wyznaczyć metodami numerycznymi. Współrzędne powierzchni śrubowej można wyznaczyć poprzez operacje logiczne na zbiorze brył w środowisku CAD.

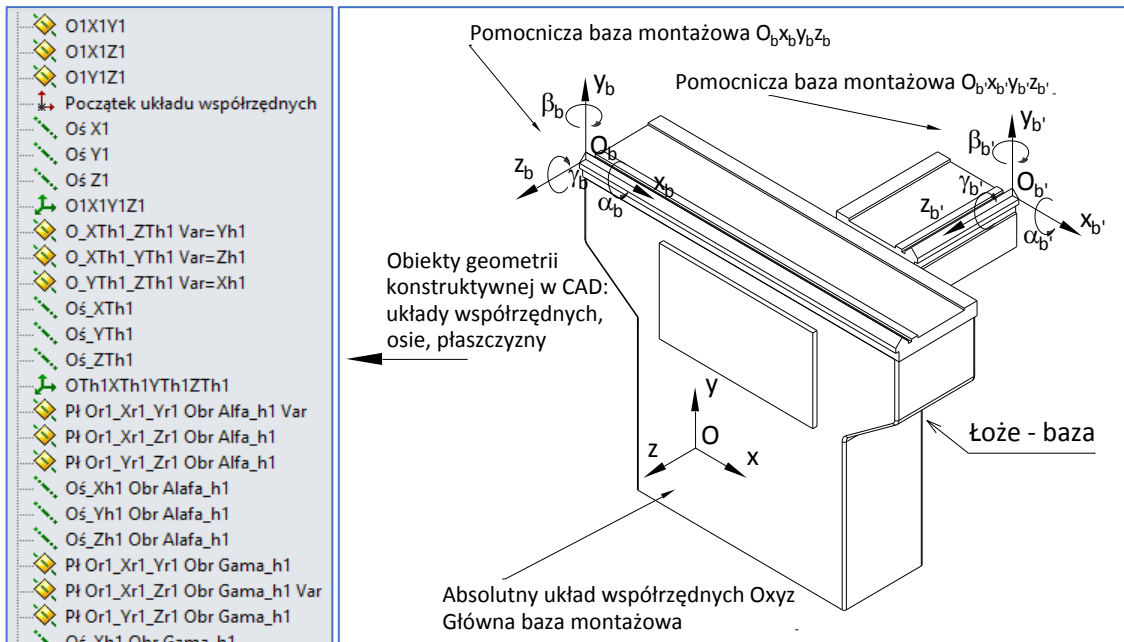
Modelowanie parametrycznego układu OUPN

Pierwszym etapem budowania modelu układu OUPN było utworzenie modeli zawierających konstruktywną geometrię poszczególnych jego części. Na rys. 7 pokazano przykładowy widok podstawy szlifierki wraz ze strukturą elementów składowych i przypisanymi im właściwościami, widocznych w oknie *FeatureManager* programu *SolidWorks*.



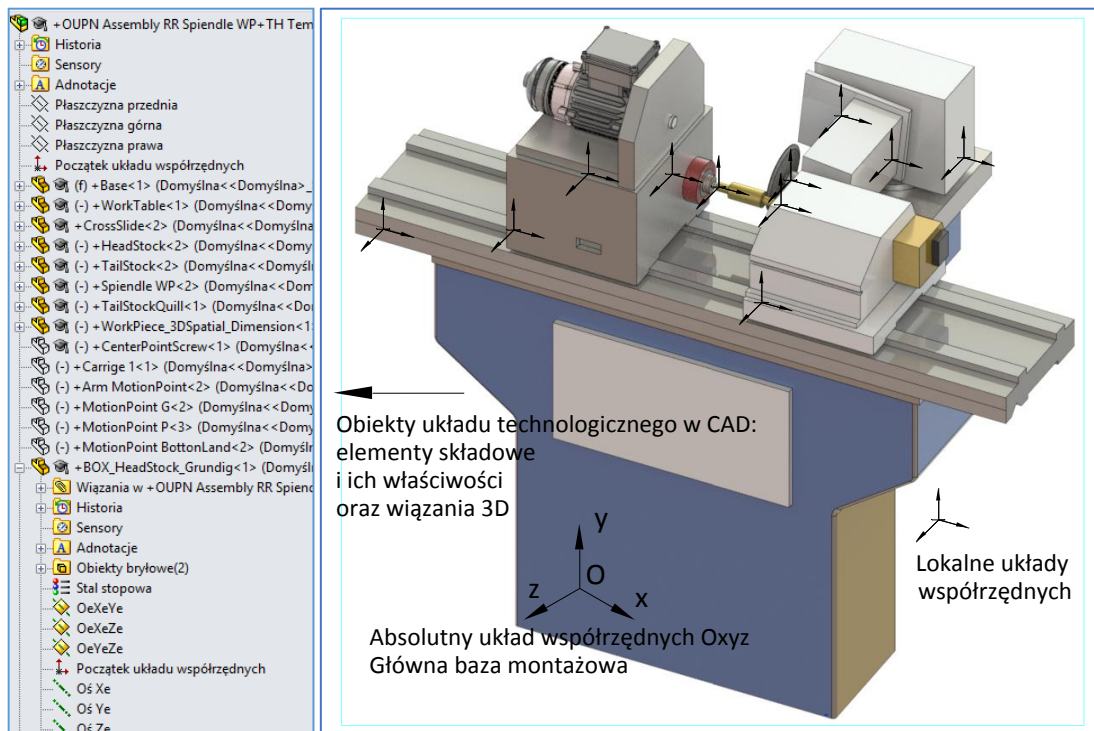
Rys. 7. Wybrane elementy układu technologicznego wraz z lokalnymi układami współrzędnych sprzężonych z bazami montażowymi.

Parametry geometrii konstruktywnej (rys. 8), określające położenia lokalnych układów współrzędnych, ich osi oraz punktów, zapisano w postaci zmiennych modelowania. Wartości tych zmiennych odpowiadają elementom macierzy rotacji i transformacji oraz wektorów opisanych w równaniach (1-19).



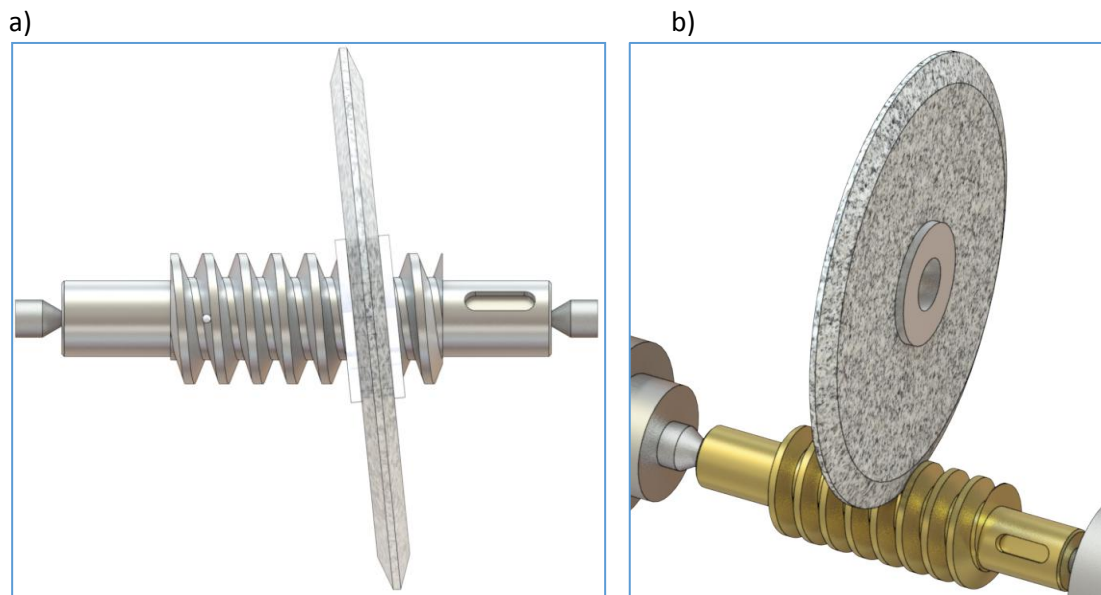
Rys. 8. Parametryczny model bryłowy bazy (łoża) szlifierki

Widok końcowy modelu bryłowego układu technologicznego, z zaznaczonymi lokalnymi układami współrzędnych, przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Parametryczny model bryłowy układu technologicznego OUPN wraz z geometrią konstruktywną.

Z kolei na rys. 10 pokazano widok ślimaka oraz ściernicy stożkowej w widoku z przodu oraz w widoku izometrycznym.



Rys. 10. Widok ślimaka oraz ściernicy stożkowej w widoku z przodu (a) oraz w widoku izometrycznym (b).

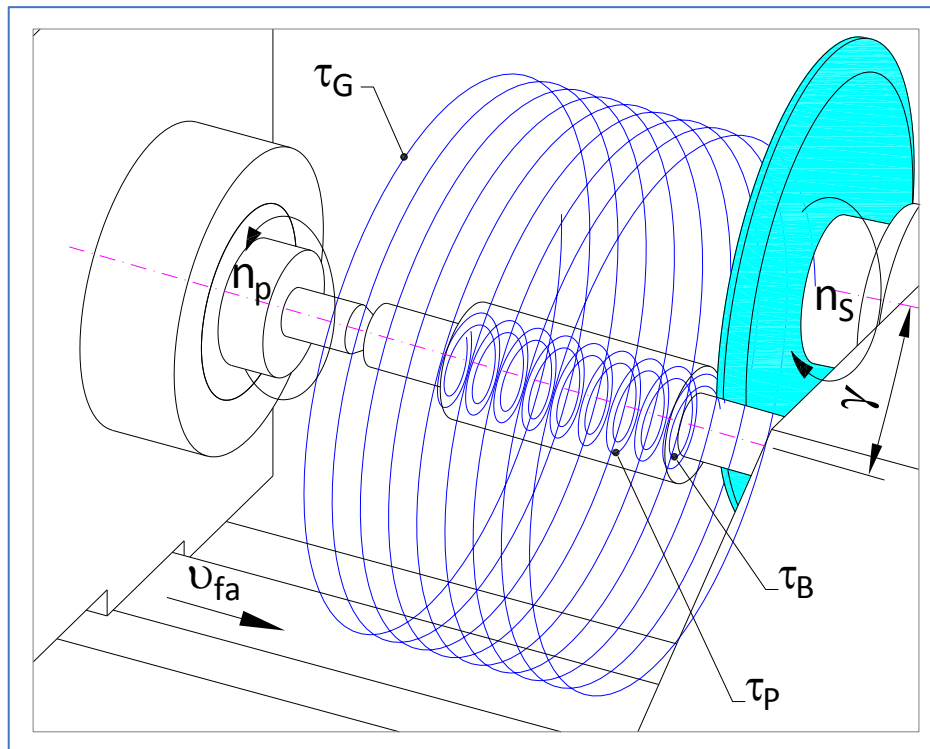
Modelowanie powierzchni śrubowej ślimaka w CAD/CAE

Model do symulacji szlifowania powierzchni śrubowej ślimaka zbudowano w zintegrowanym środowisku CAD/CAE. Metoda symulacji obróbki odzwierciedla przebieg rzeczywistego procesu dzięki odwzorowaniu jego geometrii i kinematyki w środowisku CAD/CAE. Powstające w jej wyniku modele brytowe ślimaka o stożkopochodnej powierzchni śrubowej umożliwiają weryfikację rezultatów uzyskanych na podstawie modelu matematycznego.

Parametryczne bryły, reprezentujące elementy układu technologicznego OUPN, zmieniają swoje położenie od położenia początkowego do położenia końcowego. Z kolei poszczególne punkty charakterystyczne narzędzia i przedmiotu obrabianego określają trajektorie τ_P , τ_G , τ_B (rys. 11). Wartości współrzędnych punktów poszczególnych trajektorii wyeksportowano z programu SolidWorks do pliku danych, a następnie wykorzystano je do modelowania powierzchni śrubowej ślimaka.

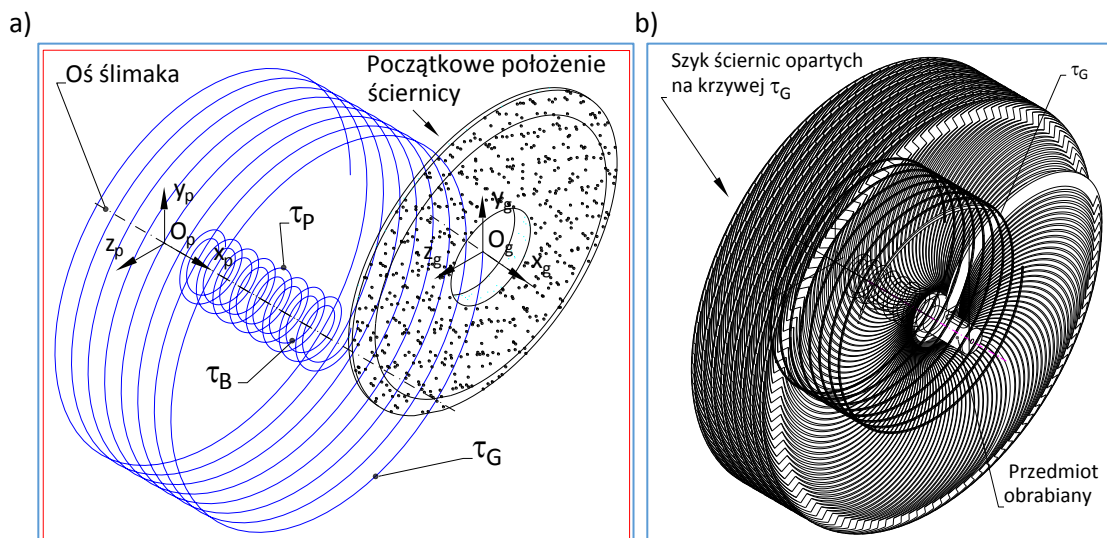
W opracowanym modelu symulacyjnym, obróbki ściernicą krążkową powierzchni śrubowej ślimaka zamocowanego w kłach, przyjęto następujące założenia:

- $n_p = 6 \text{ min}^{-1}$ – prędkość obrotowa ślimaka, $v_p = 0.24\pi \text{ m/min}$ - prędkość obwodowa przedmiotu,
- $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$ – prędkość obrotowa ściernicy, $v_s = 15,7 \text{ m/s}$ - prędkość szlifowania,
- $v_{fa} = 1,25664 \text{ mm/s}$ – prędkość posuwu wzdłużnego – w opracowanym modelu kinematycznym jest to prędkość posuwu stołu szlifierki,
- $p_x = 12,5664 \text{ mm}$ – wartość podziałki osiowej ślimaka,
- $\gamma = 5,71060 \text{ deg}$ – kąt wzniosu linii śrubowej na walcu podziałowym, jednocześnie jest to kąt pochylenia osi ściernicy krążkowej względem osi obrabianego ślimaka,
- $d = 40 \text{ mm}$ - średnica podziałowa ślimaka,
- $m = 4 \text{ mm}$ – moduł zęba ślimaka,
- $D = 200 \text{ mm}$ – średnica ściernicy.



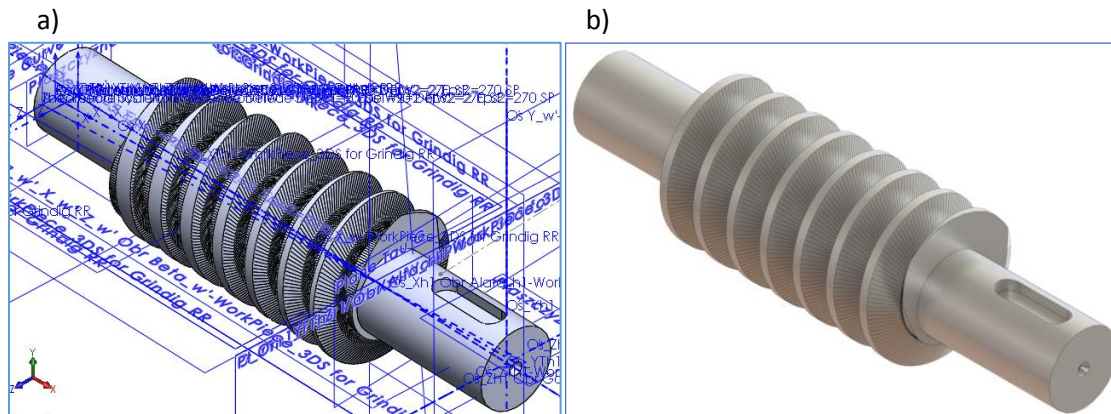
Rys. 11. Model kinematyczny układu OUPN: τ_P , τ_B , τ_G – trajektorie punktów P, B i G ściernicy.

Procedura modelowania powierzchni śrubowej ślimaka przebiegała następująco: wygenerowane trajektorie τ_G , τ_B (rys. 12a), w badaniach symulacyjnych obróbki, zapisano w pliku, a następnie wykorzystano do operacji "szyku opartego na krzywej τ_G " (rys. 12b) i operacji logicznych sumowania brył z kolejnych położeń ściernicy.

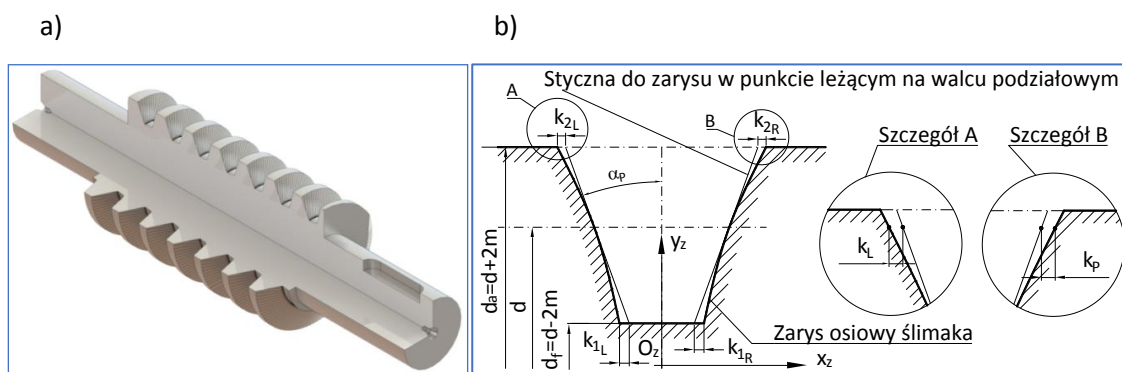


Rys. 12. Operacja szyku opartego na krzywej 3D τ_G : a) trajektorie τ_B , τ_G wraz ze ściernicą krążkową ustawioną w położeniu początkowym obróbki, b) wynik operacji kształtującej "szyku ściernicy opartego na krzywej" τ_G oraz operacji logicznego dodawania brył.

Wynikiem przeprowadzonej operacji logicznej odejmowania brył narzędzia od przedmiotu obrabianego jest ślimak z ukształtowaną powierzchnią śrubową, pokazaną na rys. 13.



Rys. 13. Wynik operacji logicznej odejmowania, gdzie: a) widok ślimaka wraz z geometrią konstruktywną w programie CAD, b) fotorealistyczny widok końcowy ślimaka.



Rys. 14. Zarys osiowy ślimaka: a) wycięcie ćwiartkowe, b) odchylenia od prostoliniowości zarysu.

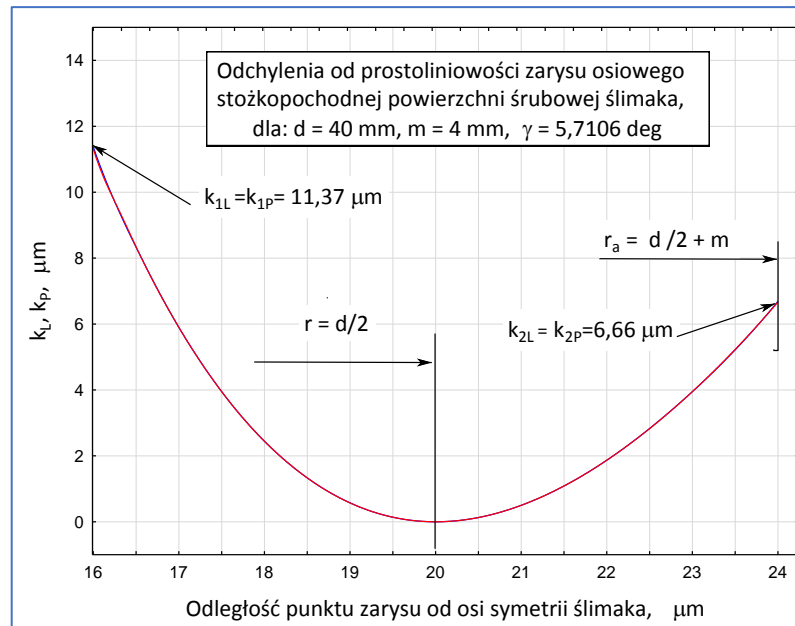
W celu przeprowadzenia analizy geometrycznej zarysu osiowego ślimaka wykonano wycięcie ćwiartkowe wzdłuż jego osi (rys. 14a), a następnie utworzono rysunek tego przekroju (rys. 14b). Wadą otrzymanego modelu jest występowanie graniastości powierzchni śrubowej ślimaka, wynikającej z dyskretyzacji procesu symulacji obróbki. Wygładzenie zarysu osiągnięto przez utworzenie aproksymowanego splajnu przechodzącego przez punkty węzłowe.

Na podstawie zbudowanego modelu szlifowania powierzchni śrubowej ślimaka można przeanalizować wpływ bicia osiowego i promieniowego wrzeciona przedmiotu obrabianego oraz narzędzia, odchyłek dokładności wykonania i położenia elementów układu technologicznego, odchyłek zarysu ściernicy oraz odchyłek położenia narzędzia.

Wyniki badań symulacyjnych

Dla pełniejszego określenia niedokładności zarysu osiowego istotne mogą być odchylenia od prostoliniowości k_L oraz k_P , których wartości zmieniają się w zależności od położenia punktu zarysu w lokalnym układzie współrzędnych $O_z x_z y_z$ (rys. 14). Odchylenia k_L i k_P , występujące u podstawy ślimaka, oznaczono jako k_{1L} i k_{1P} , natomiast na powierzchni jego wierzchołków k_{2L} i k_{2P} , przy czym wartości $k_L = k_P$.

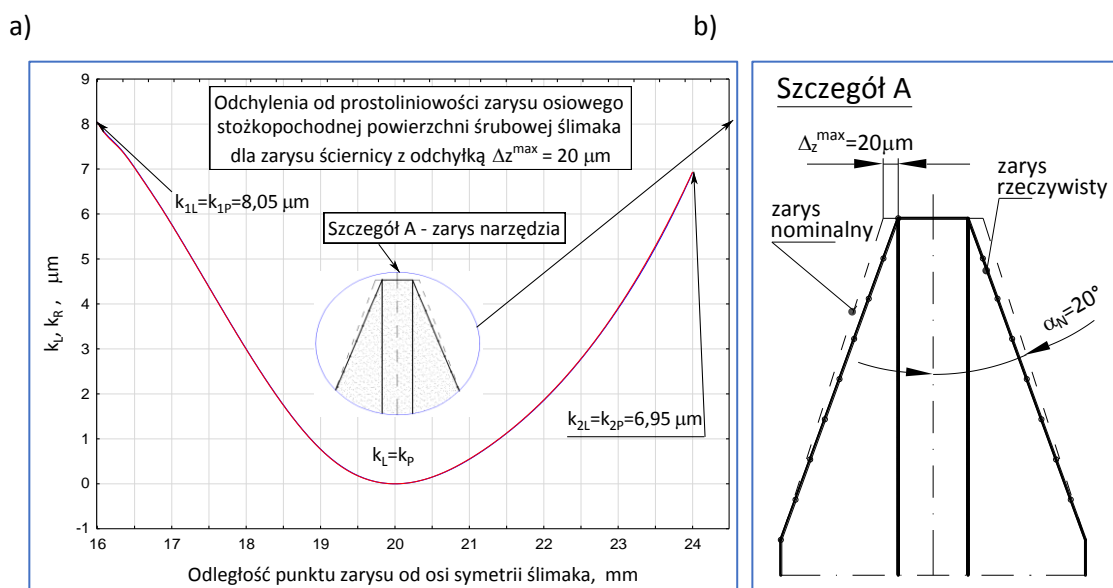
Wartości odchyłek od prostoliniowości, pokazane na rys. 15, nie uwzględniają niedokładności geometrycznej i kinematycznej oraz odkształceń sprężystych układu technologicznego OUPN, a także niedokładności nastaw. Można zatem przyjąć, że zarys osiowy ślimaka został określony dla nominalnego układu technologicznego i może stanowić odniesienie do analizy porównawczej.



Rys. 15. Odchylenia od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka.

W dalszej części opisano przykładowe wyniki badań wpływu odchyłki zarysu ściernicy na wartość odchylenia od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka (rys. 16).

Analiza wyników wskazuje, że odchyłka zarysu narzędzia posiada duży wpływ na odchylenia od prostoliniowości. W omawianym przypadku odchyłka zarysu ściernicy (rys. 15b) powoduje zmniejszenie odchyłki k_1 z wartości 11,37 μm do wartości 8,05 μm . Zmniejszeniu ulega również wartość osiowego kąta zarysu powierzchni śrubowej. Odchyłki zarysu ściernicy mogą wystąpić po jej obciążeniu, jako skutek niedokładności technologicznej urządzenia do obciążania i odchyłek jego ustawienia. Odchyłka zarysu ściernicy może być również spowodowana jej zmianą kształtu w wyniku zużycia.



Rys. 16. Odchylenia od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka jednozwojnego z uwzględnieniem odchyłek zarysu ściernicy (a), profil zarysu narzędzia (b).

Uzyskane efekty modelowania i analizy procesu kształtowania stożkopochodnych powierzchni śrubowych w zintegrowanym środowisku CAD/CAE:

- Opracowano metodykę modelowania i analizy dokładności szlifowania stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka w zintegrowanym środowisku CAD/CAE obejmującą: modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych; modelowanie parametryczne cech geometrycznych narzędzia, przedmiotu oraz szlifierki; opracowanie modelu kinematycznego obróbki.
- Opracowano model matematyczny cech geometrycznych układu technologicznego OUPN szlifowania powierzchni śrubowej ślimaka przy pomocy równań wektorowych opisujących relacje dotyczące położenia i przemieszczeń pomiędzy zespołami obrabiarki, narzędzia i przedmiotu obrabianego.
- Opracowano model matematyczny stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka z uwzględnieniem odchyłek: kąta zarysu osiowego ściernicy, kąta pochylenia osi ściernicy, odległości osi ściernicy od osi powierzchni śrubowej oraz szerokości ściernicy na średnicy podziałowej.
- Opracowana metodyka umożliwia między innymi:
 - modelowanie powierzchni śrubowej ślimaka oraz gwintów modułowych z uwzględnieniem wpływu niedokładności geometrycznej i kinematycznej obrabiarki, oraz odchyłek zarysu ściernicy i odchyłek nastaw,
 - analizę odchyłek zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka.
- Korzyści wynikające z przedłożonego modelu analitycznego mogą być duże, gdyż pozwalają na dokonanie bardzo wnikliwej oceny procesu kształtowania powierzchni śrubowych ściernicami krążkowymi już na etapie projektowania układu technologicznego OUPN.

Obliczenia numeryczne cech geometrycznych szlifowanej powierzchni śrubowej

Modyfikacja zarysu powierzchni śrubowej powinna być poprzedzona analizą cech stereometrycznych i skutków eksploatacyjnych, a ponadto trzeba uwzględniać również wpływ nieuniknionych odchyłek zarysu powodowanych odchyłkami położenia i zużyciem kształtowym ściernicy.

W tym celu opracowano model obliczeniowy w systemie Matlab, wprowadzając zależności matematyczne opisane równaniami (1-19). Kody programu „PS+” zawierającego przykładową procedurę aplikacji, z zestawem instrukcji do wyznaczania odchyłek od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej, pokazano na rys. 17.

Opracowana aplikacja pozwala na przeprowadzanie obliczeń cech geometrycznych szlifowanej powierzchni śrubowej, w tym współrzędnych zarysów osiowych i dowolnych innych, dla powierzchni będących obwiednią położenia narzędzia – stożkopochodnych, torusopochodnych oraz o dowolnych (dopuszczalnych) zarysach.

Wyniki obliczeń numerycznych można przedstawić w postaci wykresów jak również ilustracji graficznych. Na rys. 18a pokazano widok stref szlifowania dla stożkopochodnych powierzchni śrubowych w układzie współrzędnych $Oxyz$ przedmiotu obrabianego.

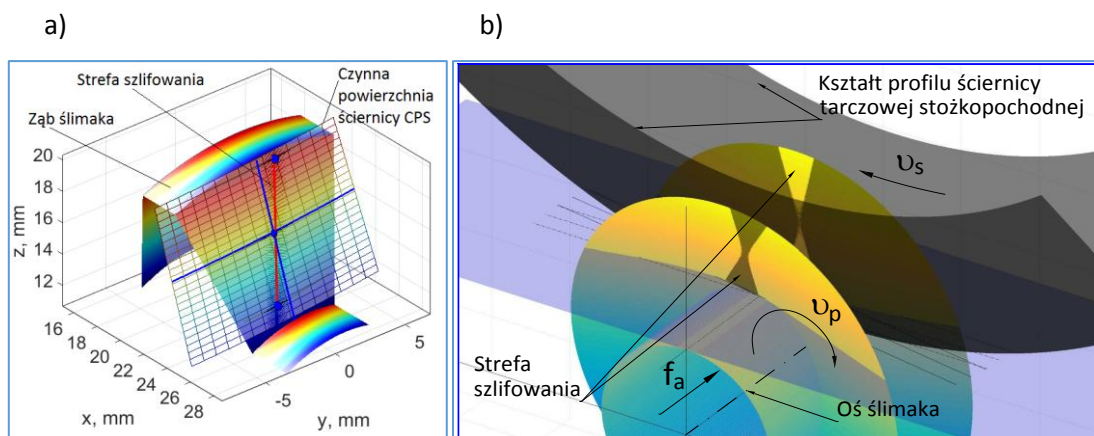
Zarys osiowy takich powierzchni jest wypukły i w żadnym jej przekroju nie jest prostoliniowy. Obróbka wstępna powierzchni śrubowych, (na przykład po toczeniu) tworzy powierzchnię o prostoliniowym zarysie osiowym lub prostoliniowym zarysie w przekroju normalnym do określonej linii śrubowej na walcu o ustalonej średnicy.


```

[xD, yD, kkD] = prepareSurfaceData(imD, jdD, k1o' );
ft = fitype( 'A*xD^n1*yD^n2*(tanh(4)+0.015)^n3', 'independent',
{'xD','yD'}, 'coefficients', {'A','n1','n2','n3'} );
opts = fitoptions(ft); opts.Display = 'Final';
opts.Lower = [7.25 4.15 -3.35 0.9]; opts.StartPoint = [1 1 1 1];
opts.Upper = [Inf Inf Inf inf];
                                % parametry modelu
f = fit([xD,yD], kkD, ft, opts );
w=coeffvalues(f);
figure(5); plot(f,[xD,yD],kkD);
%%
[xD, yD, kkD] = prepareSurfaceData(imD, jdD, k2o' );
ft = fitype( 'A*xD^n1*yD^n2*(tanh(4)+0.015)^n3', 'independent',
{'xD','yD'}, 'coefficients', {'A','n1','n2','n3'} );
opts = fitoptions( ft ); opts.Display = 'Final';
opts.Lower = [2.646 3.588 -2.935 0.826 ]; opts.StartPoint = [1 1 1 1];
opts.Upper = [Inf Inf Inf inf];
                                % parametry modelu
f = fit([xD,yD], kkD, ft, opts );
w=coeffvalues(f);
figure(6); plot(f,[xD,yD],kkD);

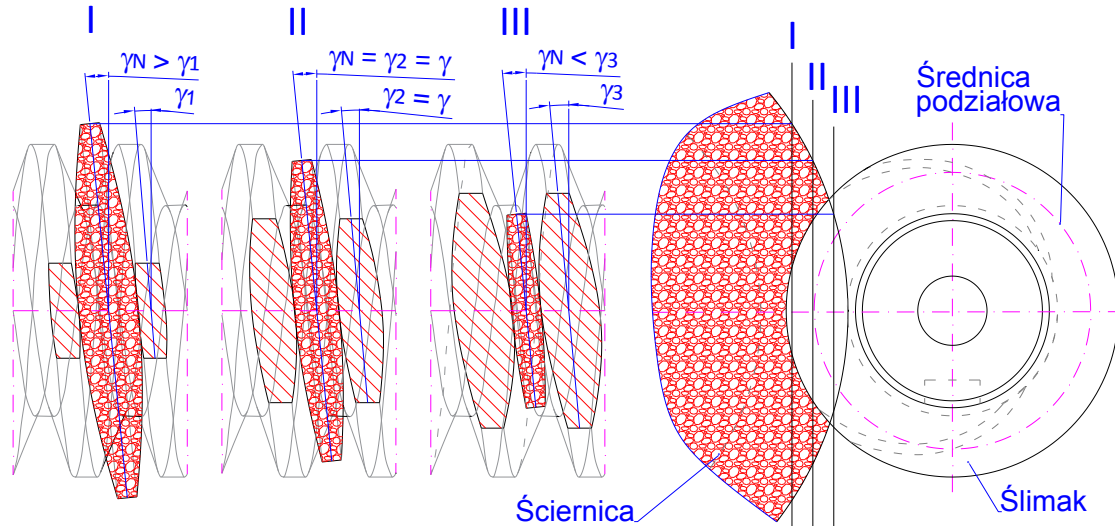
```

Rys. 17. Procedura aplikacji, z zestawem instrukcji do wyznaczenia modeli obliczonych odchyleń od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej.



Rys. 18. Model strefy szlifowania powierzchni śrubowej (a), widok stref szlifowania dla stożkopochodnych powierzchni śrubowych, gdzie: v_s - prędkość obwodowa ściernicy, v_p - prędkość przedmiotu obrabianego, f_a - prędkość posuwu wzdłużnego ślimaka.

Na rys.19 przedstawiono zarys osiowy stożkopochodnych powierzchni śrubowych, szlifowanych ściernicami krążkowymi o zarysie trapezowym. Zarys ten nie jest prostoliniowy, a obrobiona powierzchnia śrubowa nie jest prostokreślna.



Rys. 19. Przekrój powierzchni śrubowej i narzędzia płaszczyznami równoległymi do ich osi.

Odchylenia od prostoliniowości wyznaczono względem prostej stycznej do zarysu osiowego w punkcie leżącym na średnicy podziałowej (rys. 14). W aplikacji, wartości odchyłek k_1 i k_2 dla przypadku, gdy kąt pochylenia osi narzędzia γ_N jest równy kątowi pochylenia linii śrubowej na walcu podziałowym, obliczono z wzorów:

$$k_1 = m \cdot \tan \alpha_0 - \left[(u_1 - u_0) \cdot \sin \alpha_N \cdot \cos \left(\arctan \frac{m \cdot z_1}{d} \right) + (u_1 \cdot \sin \xi_1 - u_0 \cdot \sin \xi_0) \cdot \cos \alpha_N \cdot \sin \left(\arctan \frac{m \cdot z_1}{d} \right) + (\psi_0 - \psi_1) \cdot \frac{m \cdot z_1}{2} \right] \quad (20)$$

$$k_2 = m \cdot \tan \alpha_0 - \left[(u_2 - u_0) \cdot \sin \alpha_N \cdot \cos \left(\arctan \frac{m \cdot z_1}{d} \right) + (u_2 \cdot \sin \xi_2 - u_0 \cdot \sin \xi_0) \cdot \cos \alpha_N \cdot \sin \left(\arctan \frac{m \cdot z_1}{d} \right) + (\psi_0 - \psi_2) \cdot \frac{m \cdot z_1}{2} \right] \quad (21)$$

gdzie: z_1 - liczba zwojów powierzchni śrubowej.

$$u_i = \left[d_N \cdot \tan \alpha_N + \frac{\pi \cdot m}{4} \cdot \cos \left(\arctg \frac{m \cdot z_1}{d} \right) \right] \cdot \sin \alpha_N - \left[\left(\frac{d_N}{2} + \frac{d}{2} \right) \cdot \sin \alpha_N + \frac{m \cdot z_1}{2} \right] \cdot \tan \xi_i + -d_N z_1 + d z_2 - m \cdot z_1 z_2 \cdot \cos \alpha_N \cos \xi_i ,$$

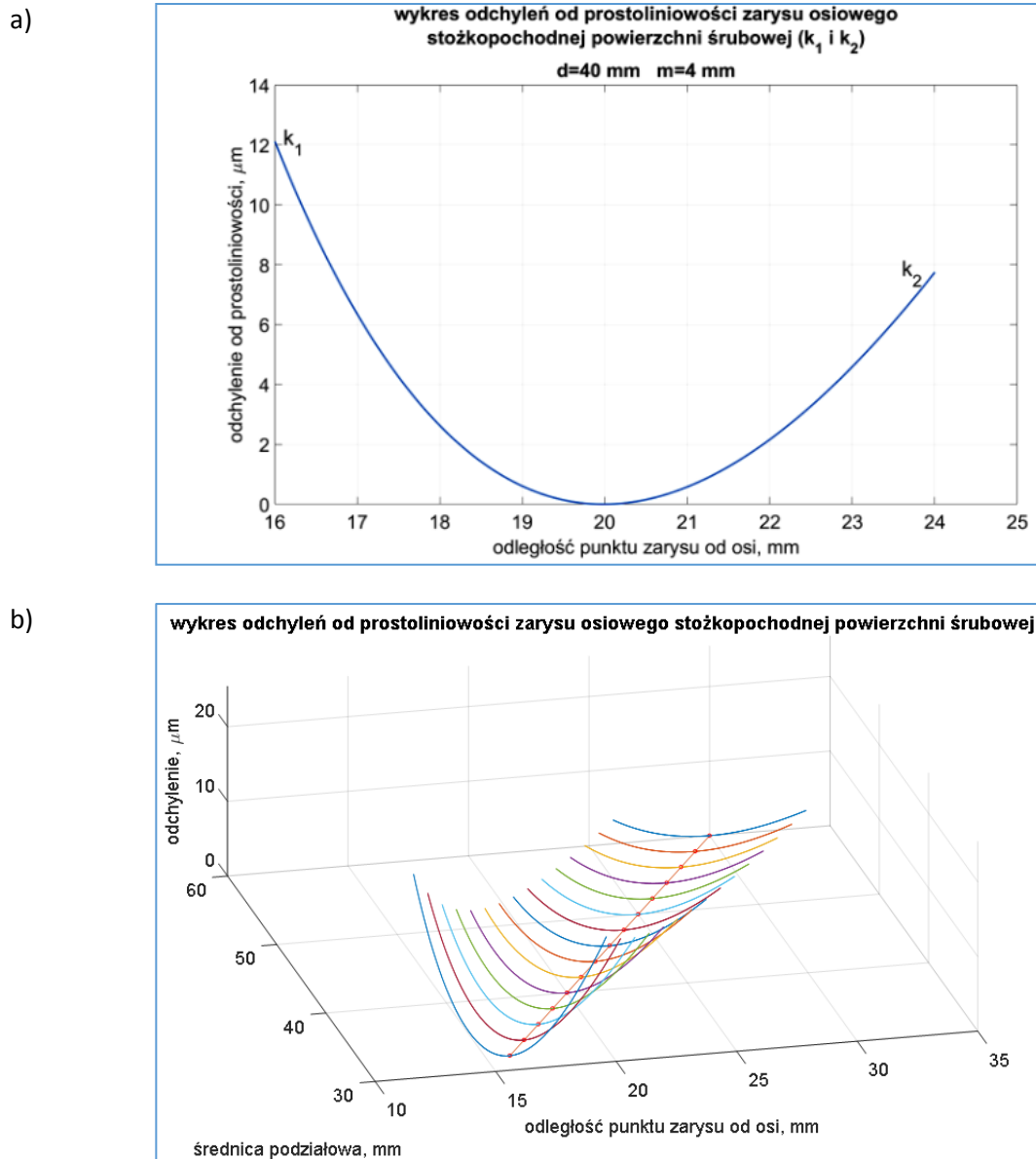
$$\cos \xi_i = \frac{\left(\frac{d}{2} + A_m \cdot m \right) \cdot \cos \psi_i - \left(\frac{d_N}{2} + \frac{d}{2} \right)}{u_i \cdot \cos \alpha_N} ,$$

$$\psi_i = \arctg \left\{ \frac{u_i \cdot \left[\cos \alpha_N \cdot \sin \xi_i \cdot \cos \left(\arctg \frac{m \cdot z_1}{d} \right) - \sin \alpha_N \cdot \sin \left(\arctg \frac{m \cdot z_1}{d} \right) \right]}{u_i \cdot \cos \alpha_N \cdot \cos \xi_i + \frac{d_N}{2} + \frac{d}{2}} + \frac{\left[d_N \cdot \tan \alpha_N + \frac{\pi \cdot m}{4} \cdot \cos \left(\arctg \frac{m \cdot z_1}{d} \right) \right] \cdot \sin \left(\arctg \frac{m \cdot z_1}{d} \right)}{u_i \cdot \cos \alpha_N \cdot \cos \xi_i + \frac{d_N}{2} + \frac{d}{2}} \right\}$$

gdzie:

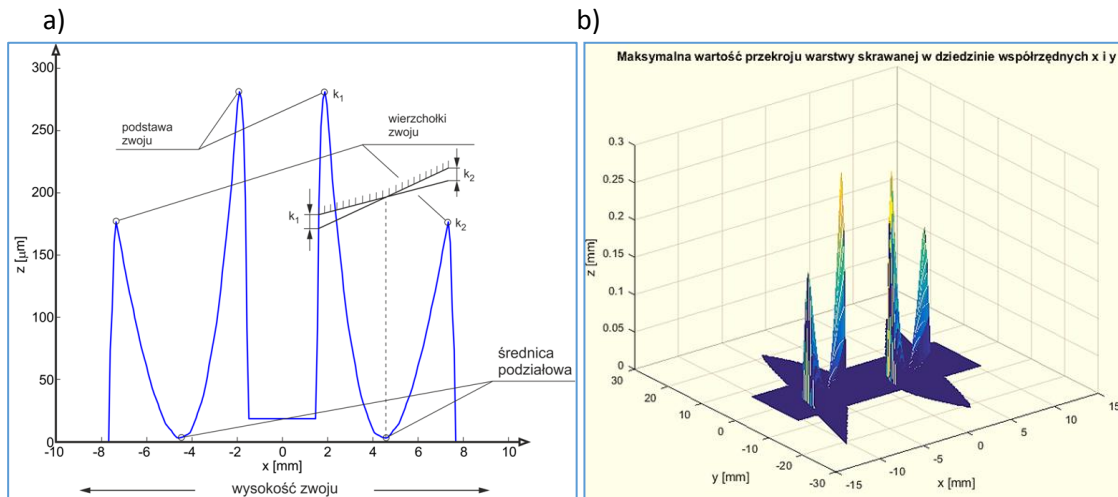
$$i = 0, 1, 2 \quad A_m = \begin{cases} 0 & \text{dla } i = 0 \\ -1 & \text{dla } i = 1 \\ 1 & \text{dla } i = 2 \end{cases}$$

Wykresy pokazujące wartości odchylenia od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka, dla narzędzia o średnicy $d_N = 400$ mm i kącie zarysu $\alpha_N = 20^\circ$ oraz dla różnych średnic d i modułów m , pokazano na rys. 20.



Rys. 20. Odchylenia od prostoliniowości zarysu osiowego stożkopochodnej powierzchni śrubowej ślimaka, dla: a) $d = 40$ mm i $m = 4$ mm, b) różnych wartości modułu m .

Opracowana aplikacja umożliwia także przeprowadzanie analiz: wpływu odchyłek położenia względnego narzędzia i szlifowanej powierzchni śrubowej na cechy geometryczne obrabianej powierzchni, wpływu zmiany grubości nadatku na szlifowanie wzdłuż wysokości zarysu powierzchni (rys. 21a), wartości przekroju warstwy skrawanej (rys. 21b).



Rys. 21. Wartości naddatku, w przekroju osiowym Oxz , na szlifowanie ściernicą krążkową o zarysie trapezowym powierzchni śrubowej przed operacją szlifowania (a), maksymalna wartość przekroju warstwy skrawanej w przekroju osiowym Oxy (b).

Wyniki modelowania i analiz kształtowania stożkopochodnych powierzchni śrubowych z wykorzystaniem programu MATLAB są następujące:

- Opracowana aplikacja pozwala na przeprowadzanie obliczeń cech geometrycznych szlifowanej powierzchni śrubowej, w tym współrzędnych zarysów osiowych i dowolnych innych, dla powierzchni będących obwiednią położenia narzędzia – stożkopochodnych, torusopochodnych oraz o dowolnych (dopuszczalnych) zarysach.
- Stosując przedstawioną metodykę analiz oraz wykorzystując wyniki obliczeń z wykorzystaniem opracowanej aplikacji, można unikając długotrwałych i kosztownych badań właściwie planować procesy szlifowania powierzchni śrubowych w warunkach produkcji jednostkowej i małoseryjnej lub też optymalizować parametry procesu w warunkach produkcji seryjnej.

Szczegółową analizę powyżej opisanych zagadnień zawarto w zbiorze publikacji:

1. **Budniak Z.**, *Modelling and Numerical Analysis Of Assembly System*. Acta Mechanica et Automatica, 2015, 9 (3), str. 145-150.
2. Kacalak W., **Budniak Z.**, Szafraniec F., *Analysis of the forming process of conical-like helical surfaces with roller tools*, International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 22(1), 2017, str. 101-110.
3. Kacalak W., **Budniak Z.**, Szafraniec F., *Analiza kształtowania powierzchni śrubowych w procesie szlifowania ściernicami krążkowymi z wykorzystaniem systemów CAD/CAE*. Mechanik, 2016, 89 (10), str.1368-1369.
4. Kacalak W., **Budniak Z.**, *Modelowanie i analizy szlifowania powierzchni śrubowych w zintegrowanym środowisku CAD/CAE*, Inżynieria Maszyn, 20 (1), 2015, str. 19-32.
5. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym*. Miesięcznik Naukowo-Techniczny Mechanik, SIMP 2014, 87 (7), str. 526-533.
6. **Budniak Z.**, *Modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych układów montażowych z zastosowaniem technik CAD/CAE*, Pomiary Automatyka Kontrola, 59 (7), 2013, s. 652÷655.

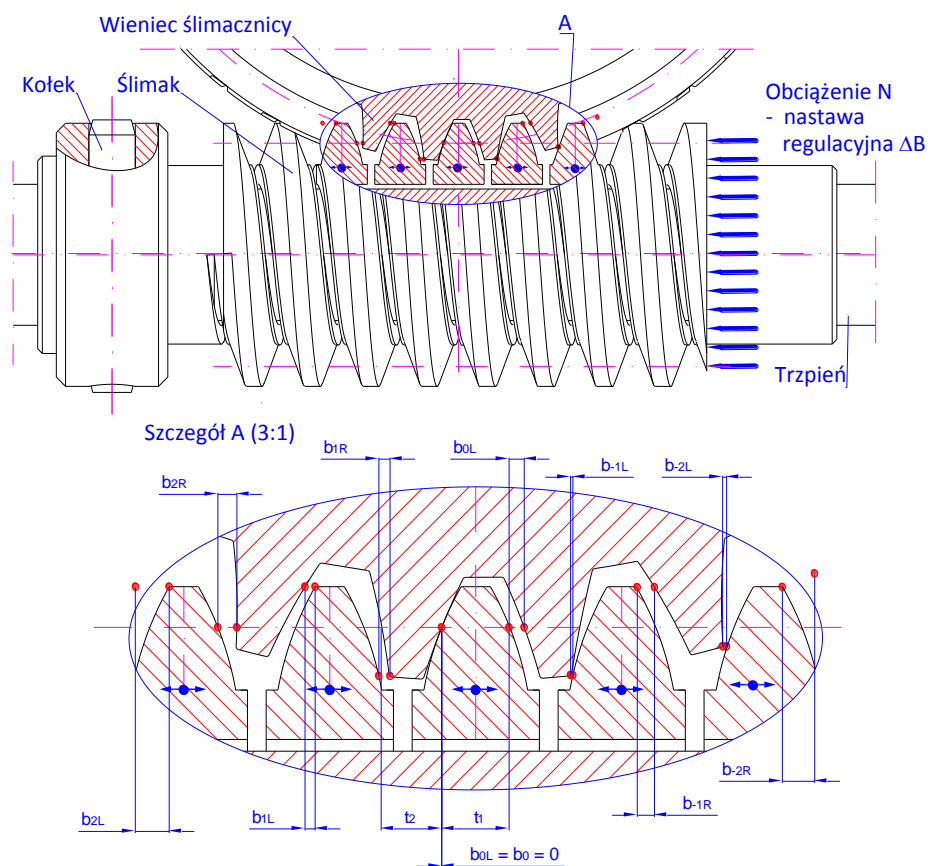
7. **Budniak Z.**, *Modelowanie i analizy układów montażowych za pomocą systemów CAD/CAE. Pomiary Automatyka Kontrola*, 60 (10), 2014, str. 924-928.

3.2. Badania przekładni ślimakowej ze ślimakiem lokalnie podatnym w kierunku osiowym

3.2.1 Analiza zmian stanu zazębienia

Wielkościami wymaganymi do wyznaczenia luzu bocznego przekładni jest grubość zwoju ślimaka t_1 i zębów koła ślimakowego t_2 oraz odchyłki podziałki czołowej uzębienia koła ślimakowego i odchyłki podziałki osiowej zwoju ślimaka mierzone dla obu boków zębów.

Efektom wprowadzenia nastawy regulacyjnej Δ_B , czyli ściśnięcia osiowego ślimaka są zmiany w strefie zazębienia (rys. 22 i rys. 23).

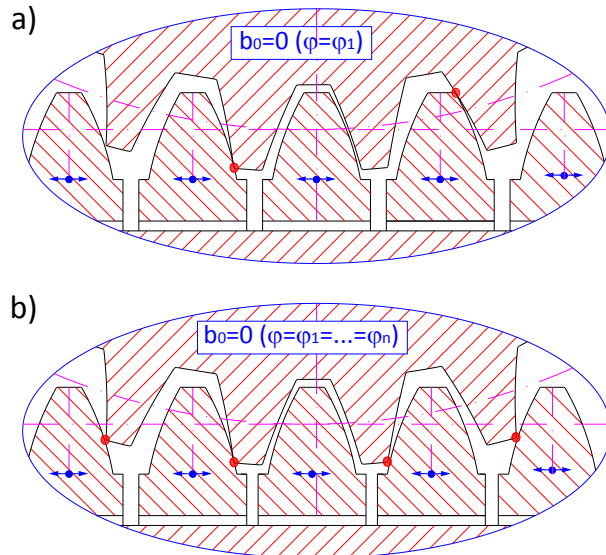


Rys. 22. Schemat ilustrujący zmniejszanie luzu bocznego przyjęty w początkowym stanie przekładni w wyniku osiowego ściśnięcia ślimaka w przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem (φ - położenie kątowe ślimaka).

Najpierw następuje zmniejszenie luzu bocznego przekładni, aż do osiągnięcia bezluzowego stanu współpracy w jednym tylko położeniu kątowym φ . W zależności od położenia par pozostających w zazębieniu można wyróżnić następujące fazy:

- faza ściśnięcia ślimaka do uzyskania stanu bezluzowego (rys. 22) dla jednego położenia kąтового ślimaka,

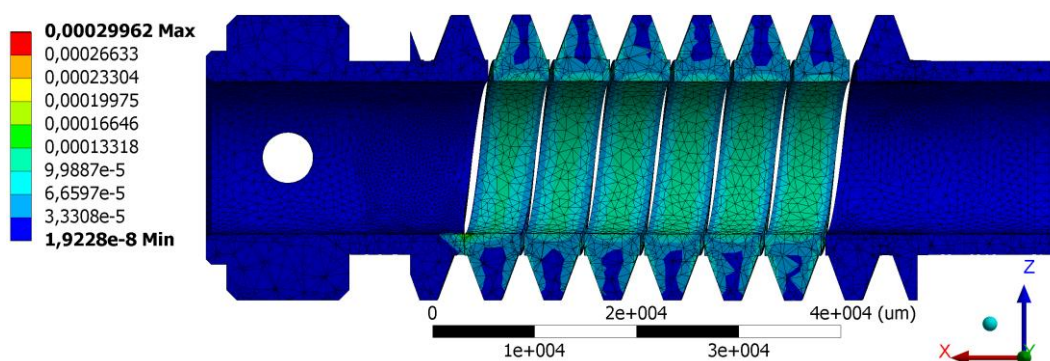
- zwiększenie zakresu kątów obrotu ślimaka do osiągnięcia stanu ściśnięcia granicznego (rys. 23a), w którym luz boczny $b_0 = 0$ (dla $\varphi = \varphi_1$), co jest zjawiskiem dopuszczalnym tylko podczas docierania przekładni,
- stan zacisku (rys. 23b) - współpraca dwóch odległych par znajdujących się poza środkiem zazębienia.



Rys. 23. Schemat zmniejszania luzu bocznego w wyniku osiowego ściskania ślimaka w przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo, gdzie: a) stan ściśnięcia granicznego, b) stan zacisku.

W autoreferacie rozpatrzono stany zazębienia przekładni, w którym ząb ślimacznicy znajdujący się w środku strefy zazębienia jest w stanie przyporu z zębem ślimaka, tak jak to przedstawiono na rys. 22. W miarę zmniejszania luzu, poprzez osiowe ściskanie ślimaka, zmniejsza się podziałka osiowa. Zwój ślimaka w środkowej strefie zazębienia posiada największą podatność i w tej strefie następuje zmniejszenie luzu do zera dla pewnego położenia kąтового ślimaka $\varphi = \varphi_1$ (rys. 23a). Dzieje się tak, ponieważ ślimak z przeciętym dnem wrębu staje się specyficzną sprężyną o małej długości i utwierdzonych końcach.

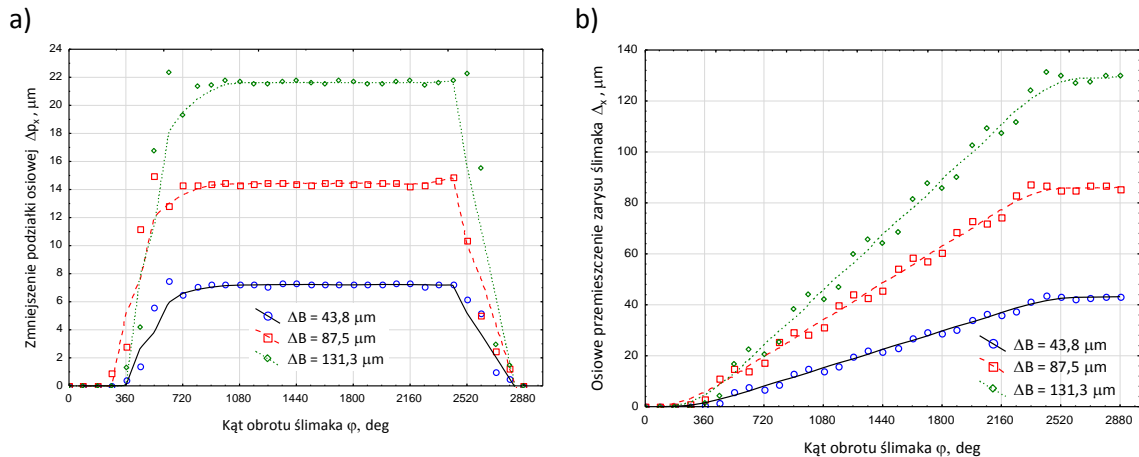
Obliczenia numeryczne, pozwalające określić wielkość przemieszczeń oraz odkształceń zwojów ślimaka, przeprowadzono w programie ANSYS. Na rys. 24 pokazano odkształcenia ślimaka dla ściśnięcia osiowego $\Delta B = 131.1 \mu\text{m}$.



Rys. 24. Wizualizacja odkształceń ślimaka dla ściśnięcia osiowego $\Delta B = 131.1 \mu\text{m}$

Charakterystyka podatności zwojów, wzdłuż wykonanego przecięcia, jest nieliniowa, a maksymalna wartość zmniejszenia podziałki odpowiada środkowi podatnej części ślimaka (rys. 25).

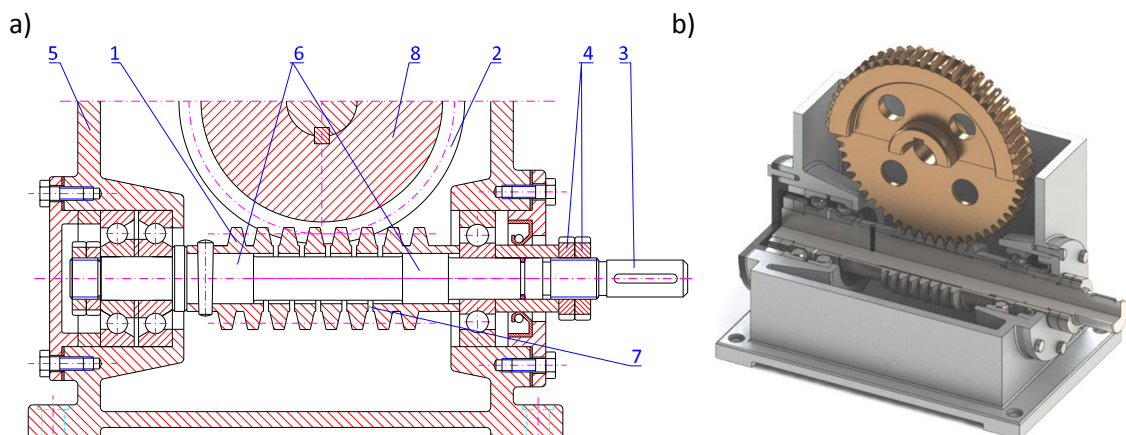
W przypadku dużych odchyłek parametrów geometrycznych zazębienia może wystąpić sytuacja, w której dojdzie do współpracy dwóch par odległych od siebie – poza środkiem strefy zazębienia (rys.23a, 23b). Jednoczesny kontakt dwóch współpracujących par zębów powoduje zmianę sztywności ślimaka. Od tego momentu można go traktować jako złożony z co najmniej dwóch sprężystych układów, które charakteryzują się większą sztywnością. Taki stan ściśnięcia osiowego jest stanem granicznym poprawnej pracy przekładni. Dalsze zwiększenie ściśnięcia ślimaka musiałoby przełożyć się na wzrost nacisków powierzchniowych już współpracujących par zębów.



Rys. 25. Zmiany podziałki osiowej ślimaka (a) oraz osiowego przemieszczenia zarysu ślimaka (b) dla różnych wartości ściśnięcia osiowego ΔB .

3.2.2 Analiza numeryczna przekładni ślimakowej

Badania numeryczne przeprowadzono dla przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem (rys. 26). Celem analiz było określenie przemieszczenia poszczególnych punktów zwoju podatnej części ślimaka oraz wyznaczenia jego stanu naprężeń wywołanych nastawą regulacyjną.

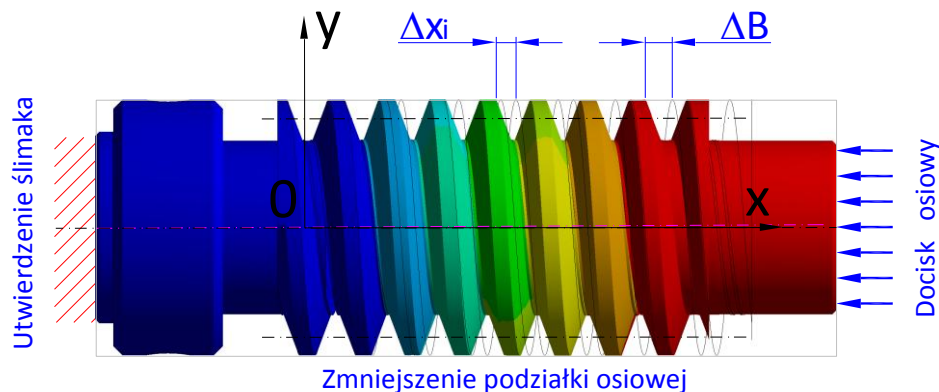


Rys. 26. Przekładnia ślimakowa ze ślimakiem strofo podatnym osiowo: 1-ślimak, 2-wieniec ślimacznicy, 3-trzpień, 4- nakrętki dociskowe, 5-korpus, 6-pasowana powierzchnia osadzenia ślimaka, 7-przecięcia śrubowe, 8-ślimacznica; a) przekrój przekładni, b) widok izometryczny 3D.

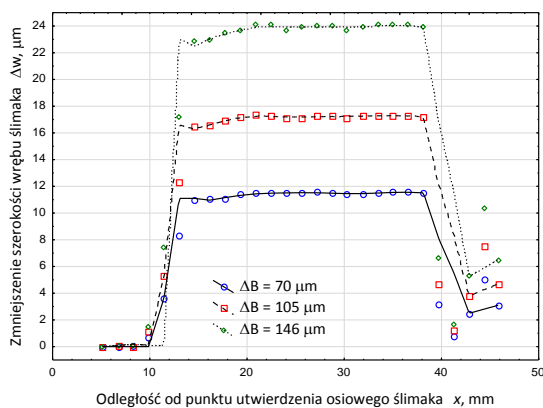
Obliczenia numeryczne przeprowadzono metodą elementów skończonych MES w środowisku ASYS. Do opracowania wyników badań symulacyjnych, umożliwiających obliczenie przemieszczenia poszczególnych punktów zwoju podatnej części ślimaka oraz wyznaczenia jego stanu naprężeń dla zadawanych parametrów, opracowano aplikacje w języku APDL (Ansys Parametric Design Language).

Wyniki obliczeń potwierdziły słuszność założenia, że podatny ślimak powinien być traktowany jako specyficzna sprężyna o utwierdzonych końcach. Wyniki zmian szerokości wrębu oraz jego osiowego przemieszczenia pokazano na rys. 27.

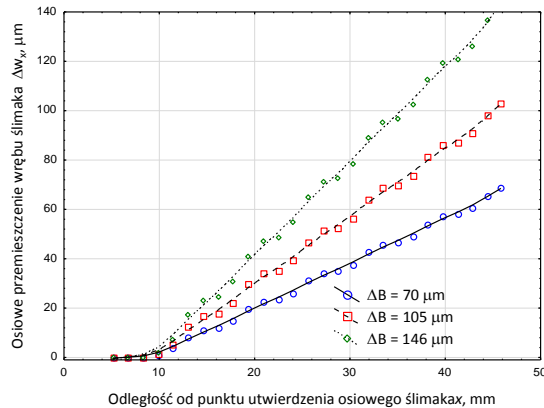
a)



b)



c)

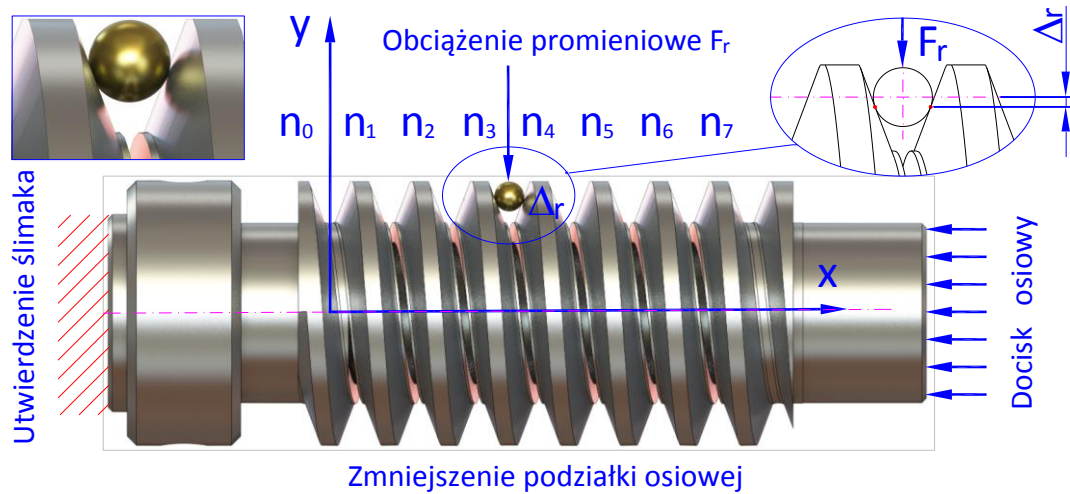


Rys. 27. Zmiany szerokości wrębu ślimaka z rozciętym dnem zwoju i z utwierdzonymi końcami, a) wizualizacja przemieszczeń dla ściśnięcia $\Delta B = 146 \mu\text{m}$, b) zmiana szerokości wrębu Δw , c) zmiana odległości wrębu Δw_x od punktu utwierdzenia osiowego ślimaka.

Dalsze badania polegały na symulacji odkształceń przekładni w stanie kontaktu ślimaka z elementem odpowiadającym zębowi ślimacznicy. Ślimak został zamodelowany, jako sprężyna o utwierdzonych końcach o parametrach zgodnych z obiektem rzeczywistym – rys. 28. Jeden koniec n_1 ślimaka został utwierdzony w początku układu współrzędnych Oxy , natomiast drugi był przemieszczany osiowo o różne wartości nastawy ΔB .

Ząb koła ślimakowego został uproszczony do elementu kuli, uniemożliwiającej osiowe przemieszczenie zwoju, blokując go w środkowej części (w symetrycznym stanie zazębienia kula znajduje w środkowej części zwoju (n_3-n_4) lub poza nią (niesymetryczny stan zazębienia). Koło ślimakowe ma możliwość obrotu, więc element blokujący zwój, może przemieszczać się osiowo.

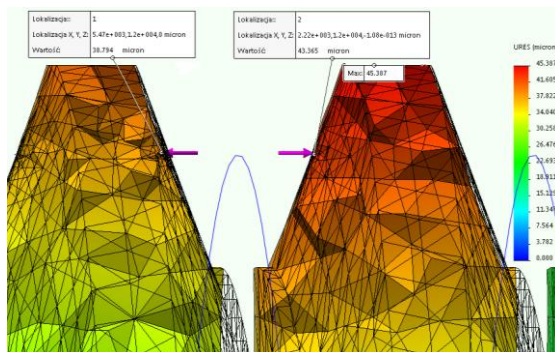
Ostatnim etapem analiz numerycznych było określenie stosunku odkształcenia osiowego do odkształcenia promieniowego dla symetrycznego i niesymetrycznego stanu zazębienia przekładni. Efekt odkształceń zwoju ślimaka w strefie zazębienia wywołano poprzez zwiększenie zagłębienia elementu kontaktowego, co może być skutkiem wzrostu odchyłki grubości zęba ślimacznicy.



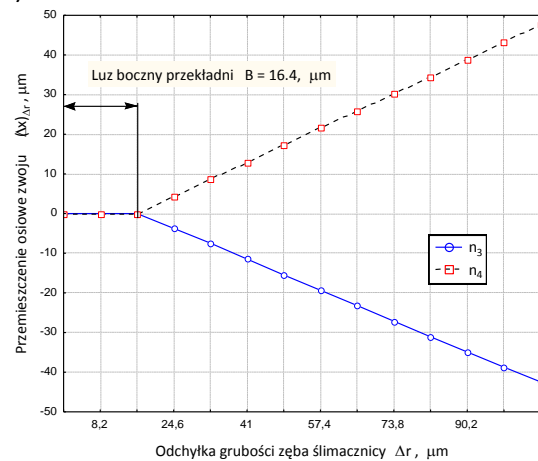
Rys. 28. Model ślimaka z elementem blokującym w postaci kulki.

Wyniki analiz numerycznych wykazały, że przemieszczenia osiowe $(\Delta x)_{\Delta r}$ zwoju n_3 i n_3 , wywołane wystąpieniem odchyłki grubości zęba ślimacznicy Δr dla symetrycznego stanu zazębienia, powodują lokalne przemieszczenia zwoju, które są porównywalne (symetryczne) dla obu podzielonych części zwoju (rys. 29b).

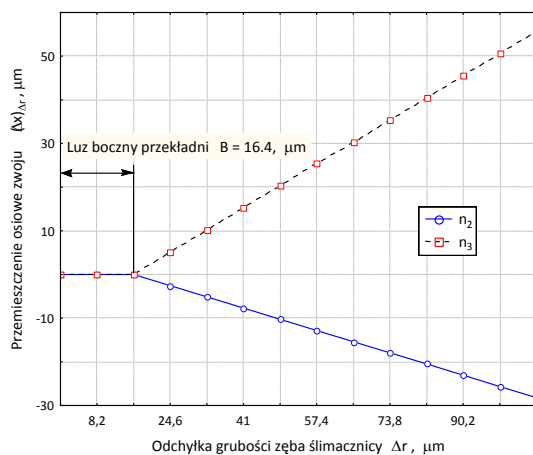
a)



b)



c)



Rys. 29. Przemieszczenie osiowe $(\Delta x)_{\Delta r}$ zwoju ślimaka wywołane odchyłką grubości zęba ślimacznicy; a) wizualizacja wyników nadań symulacyjnych MES, b) dla środkowej części zwoju ślimaka (n_3 , n_4), c) dla fragmentu zwoju po lewej stronie od części środkowej (n_2 , n_3), gdzie: $k_x = 0,17 \text{ N}/\mu\text{m}$ – współczynnik sprężystości osiowej ślimaka, $k_r = 1,61 \text{ N}/\mu\text{m}$ – współczynnik sprężystości promieniowej ślimaka.

Wzrost przemieszczeń osiowych $(\Delta x)_{\Delta r}$ występuje dopiero od pewnej wartości przemieszczenia pionowego powierzchni zęba ślimacznicy względem powierzchni zwoju ślimaka, dla której luz boczny zmniejszył się do wartości zerowej.

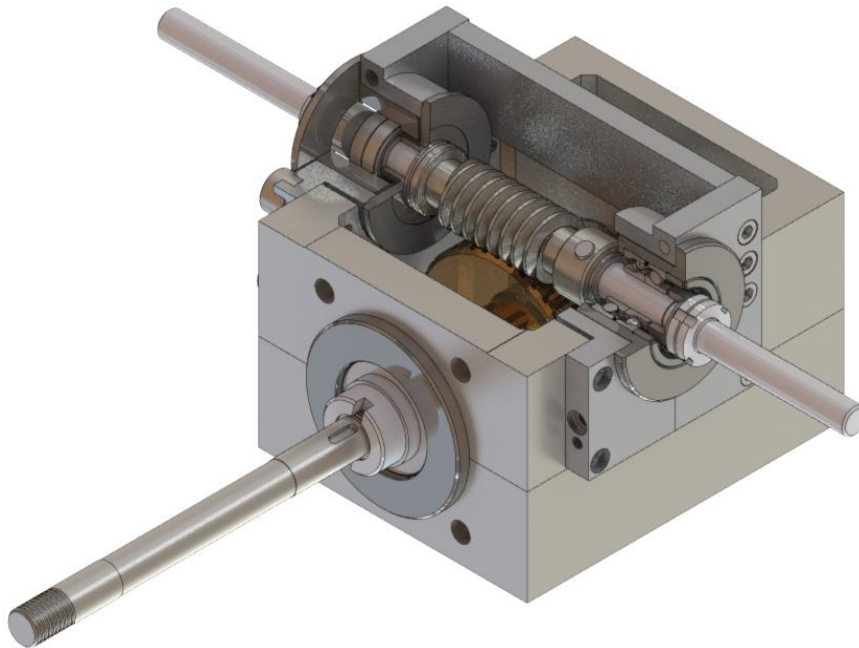
3.2.3 Eksperymentalna weryfikacja nowych rozwiązań

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie możliwości minimalizacji luzu oraz dokładności kinematycznej w nowych przekładniach ślimakowych z regulowanym luzem bocznym.

Zakres badań obejmował:

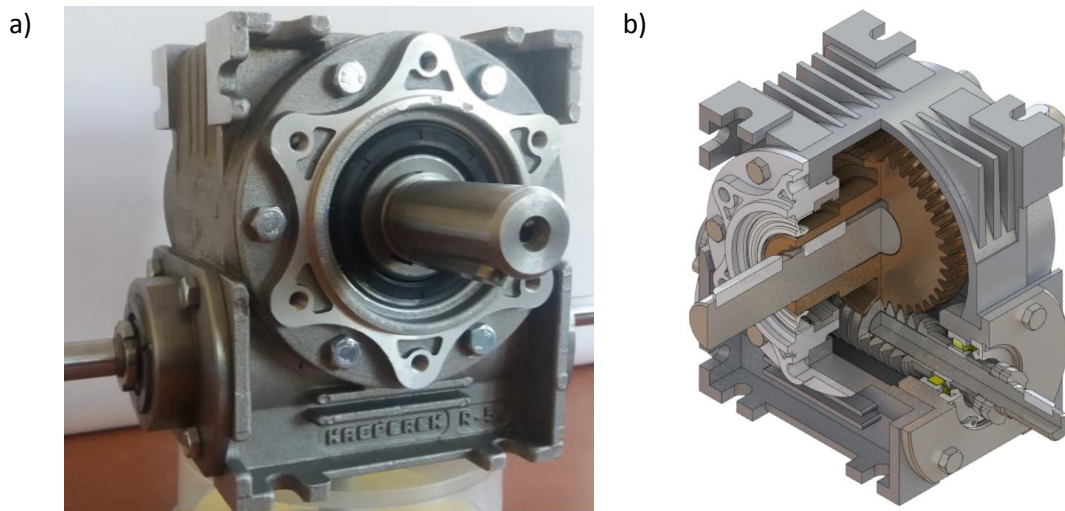
- określenie możliwości zmniejszania, a nawet całkowitego wyeliminowania luzu bocznego poprzez zmianę stopnia odkształcenia elementów podatnych w układzie ślimak-ślimacznica;
- badania wpływu obciążenia przekładni na sumaryczną wartość luzu i odkształcenia przekładni, dla oceny niedokładności kinematycznej w cyklach pracy z nawrotami, a więc w warunkach typowych dla zastosowań przekładni w mechanizmach pozycjonujących.

Obiektem badań były dwie bezluzowe przekładnie ślimakowe z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem. Pierwszą przekładnię skonstruowano i wykonano w Katedrze Mechaniki Precyzyjnej na Politechnice Koszalińskiej oznaczonej (PA) - rys. 30.



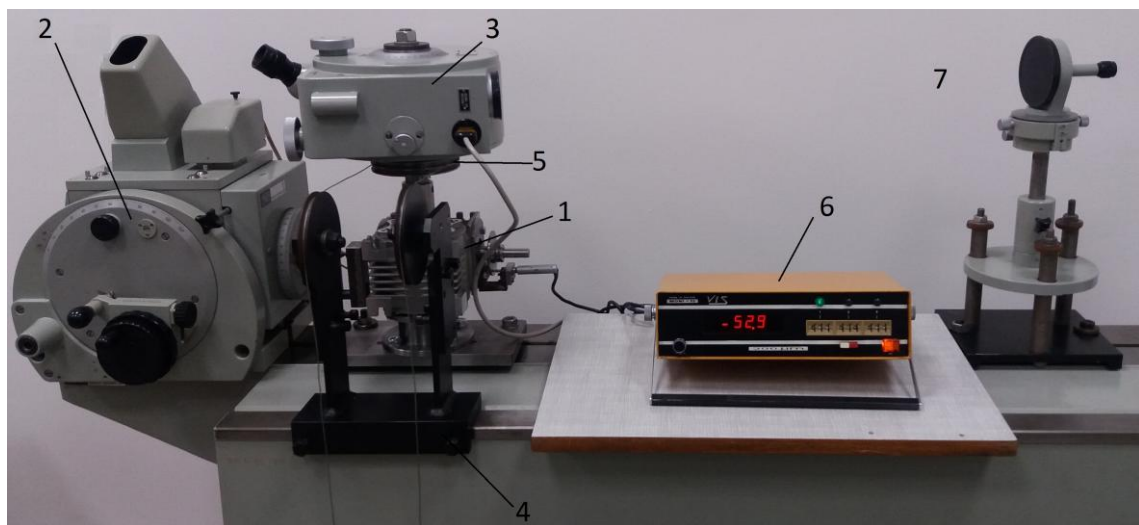
Rys. 30. Przekładnia ślimakowa (PA) z regulowanym luzem bocznym, wirtualny model opracowany w programie CAD - SolidWorks.

Druga przekładnia ślimakowa, oznaczona (PB) - rys. 31a, została wykonana przez firmę KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA, według opracowanej przez autora dokumentacji technicznej 2D. Firma ta specjalizuje się w produkcji napędów, w tym przede wszystkim przekładni ślimakowych, zębatych oraz siłowników śrubowych. Widok wirtualnego modelu tej przekładni, opracowany w programie CAD pokazano na rys. 31b.



Rys. 31. Przekładnia ślimakowa (PB) ze ślimakiem strefowo podatnym osiowo: a) wykonana przez firmę KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA, b) wirtualny model zbudowany w programie CAD - SolidWorks.

W skład stanowiska badawczego (rys. 32) wchodzi: przekładnia ślimakowa, optyczna super dokładna głowica pomiarowa P3, autokolimator, zwierciadło autokolimacyjne, czujniki indukcyjne z miernikiem przemieszczenia oraz mechanizm obciążenia momentem na wyjściu przekładni, a ponadto laboratoryjny zestaw komputerowy do przetwarzania wyników pomiaru, zestaw do analizy wyników z systemem statystycznym CSS Statistica oraz modulem do projekcji i graficznej prezentacji danych.



Rys. 32. Widok ogólny stanowiska badawczego: 1 - przekładnia ślimakowa (PB), 2 - głowica optyczna, 3 - autokolimator, 4 - mechanizm obciążeni ślimacznicy, 5 - koło obciążające, 6 - czujnik indukcyjny z miernikiem przemieszczenia, 7 - zwierciadło autokolimacyjne.

Badania doświadczalne przekładni bezłuzowej (PA)

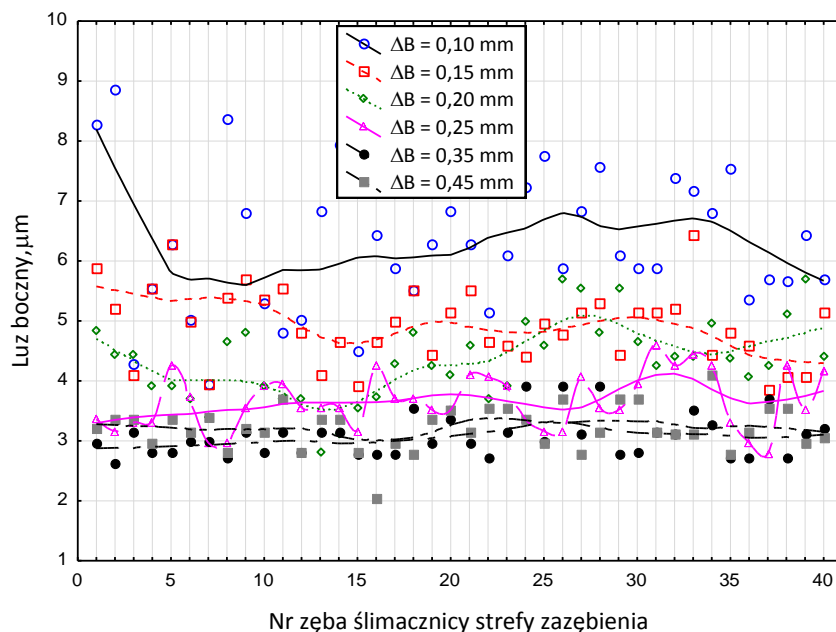
Badaniu poddano przekładnię ślimakową (PA), skonstruowaną i wykonaną w Politechnice Koszalińskiej (rys. 30). Wartości parametrów charakteryzujących ślimak były następujące: ślimak o stożkopochodnej powierzchni śrubowej szlifowany ściernicą krążkową o prostoliniowym zarysie powierzchni czynnej w przekroju osiowym; kąt zarysu $\alpha = 20^\circ$; liczba zwojów ślimaka $z_1 = 1$; kierunek zwojów prawy; średnica podziałowa $dp_1 = 24$ mm; średnica wierzchołków zwojów $dw_1 = 28$ mm; średnica rdzenia $dr_1 = 19.2$ mm; kąt wzniosu linii śrubowej zwoju

$\gamma = 4^{\circ}45'49''$; wskaźnik średnicowy $q = dp_1/m = 12$; skok $s = \pi m = 6.283$ mm; podziałka osiowa $p_x = 6.28$ mm; podziałka normalna $p_n = 6.258$ mm; moduł osiowy $m_o = 2$ mm; moduł normalny $m_n = 1.993$ mm, materiał ślimaka: stał 55 ulepszana do twardości 46-48 HRC.

Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących ślimacznice użyte do eksperymentalnej weryfikacji nowych rozwiązań wymieniono poniżej: liczba zębów $z_2 = 40$; średnica podziałowa $dp_2 = 80$ mm; średnica wierzchołkowa $dw_2 = 84$ mm, średnica dna wrębu $dr_2 = 75.2$ mm; szerokość wieńca $b = 22$ mm; materiał ślimacznicy: brąz BA 93.

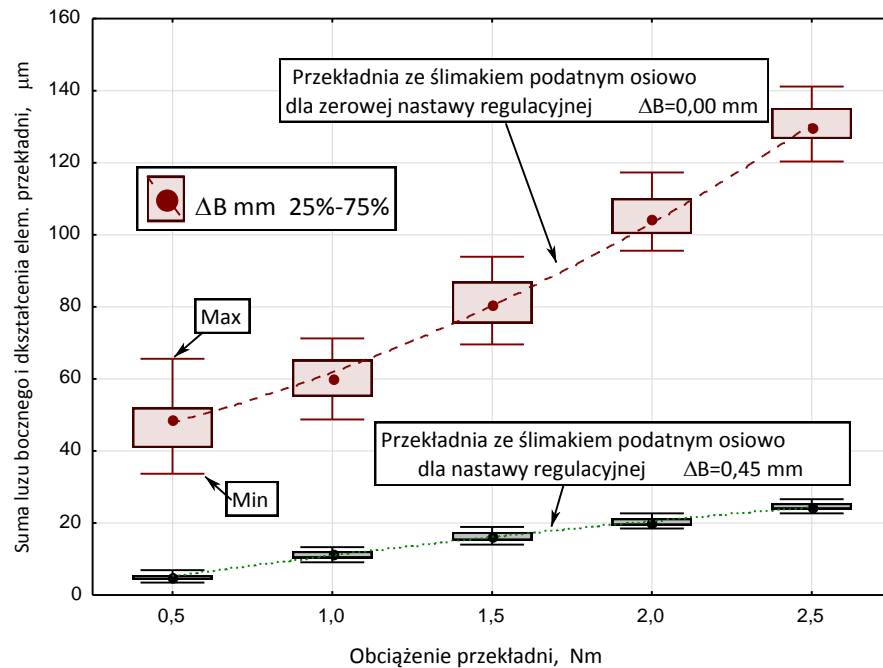
Badania wpływu nastaw regulacyjnych ΔB na wartość luzu bocznego zostały przeprowadzone dla różnych obciążeń momentami 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5 Nm w przekładniach o różnych stopniach ściśnięcia ślimaka ΔB : 0.0, 0.1, 0.15, 0.20, 0.25, 0.35, 0.45 mm. W pomiarach dokładności współpracujących elementów przekładni (pomiar: bicia zębów ślimaka, skoku ślimaka, grubości zębów ślimaka, średnicy wierzchołków ślimaka, bicia zębów ślimacznicy i nierównomierności podziałki ślimacznicy), wykorzystano przyrządy do dokładnego pomiaru kół zębatych.

Wyniki badań doświadczalnych wykazały, że istnieje zależność między wartością luzu bocznego b_o , w przekładni z osiowo podatnym ślimakiem, od kąтового położenia ślimacznicy φ , w zależności od momentu obciążającego oraz wielkości nastawy regulacyjnej ΔB . Ze wzrostem ściśnięcia osiowego (zwiększenia ΔB) następuje zmniejszanie luzu bocznego aż do stanu, w którym w jednym położeniu kątowym ślimacznicy i ślimaka luz już nie występuje, a w innych położeniach ma wartość wynikającą z niedokładności położenia i ukształtowania powierzchni zębów. Uwidoczniono to na wykresie luzu bocznego dla różnych wartości nastaw regulacyjnych (rys. 33).



Rys. 33. Zależność luzu bocznego w przekładni ze ślimakiem podatnym osiowo od nr zęba ślimacznicy w środku strefy zazębienia dla różnych nastaw regulacyjnych (ściśnień osiowych ślimaka) w zakresie od 0,10 do 0,45 mm - autorska analiza danych z pracy W. Kacalaka, Wybrane problemy konstrukcji i technologii precyzyjnych przekładni ślimakowych, Monografia Wydziału Mechanicznego nr 1, Koszalin 1995.

Analiza teoretyczna oraz wyniki badań weryfikacyjnych wykazały, że wzrost nastawy regulacyjnej powoduje znaczny wzrost sztywności układu. Zgodnie z przedstawionymi danymi na rys. 34, zwiększenie nastawy regulacyjnej do wartości 0,45 mm spowodowało prawie ośmiokrotne zmniejszenie luzu bocznego.



Rys. 34. Porównanie parametrów położenia zbiorów wartości sumy luzu bocznego i odkształcenia elementów przekładni z podatnym ślimakiem dla zerowej ($\Delta B = 0$ mm) i największej nastawy regulacyjnej ($\Delta B = 0,45$ mm) - autorska analiza danych z pracy W. Kacalaka, Wybrane problemy konstrukcji i technologii precyzyjnych przekładni ślimakowych, Monografia Wydziału Mechanicznego nr 1, Koszalin 1995.

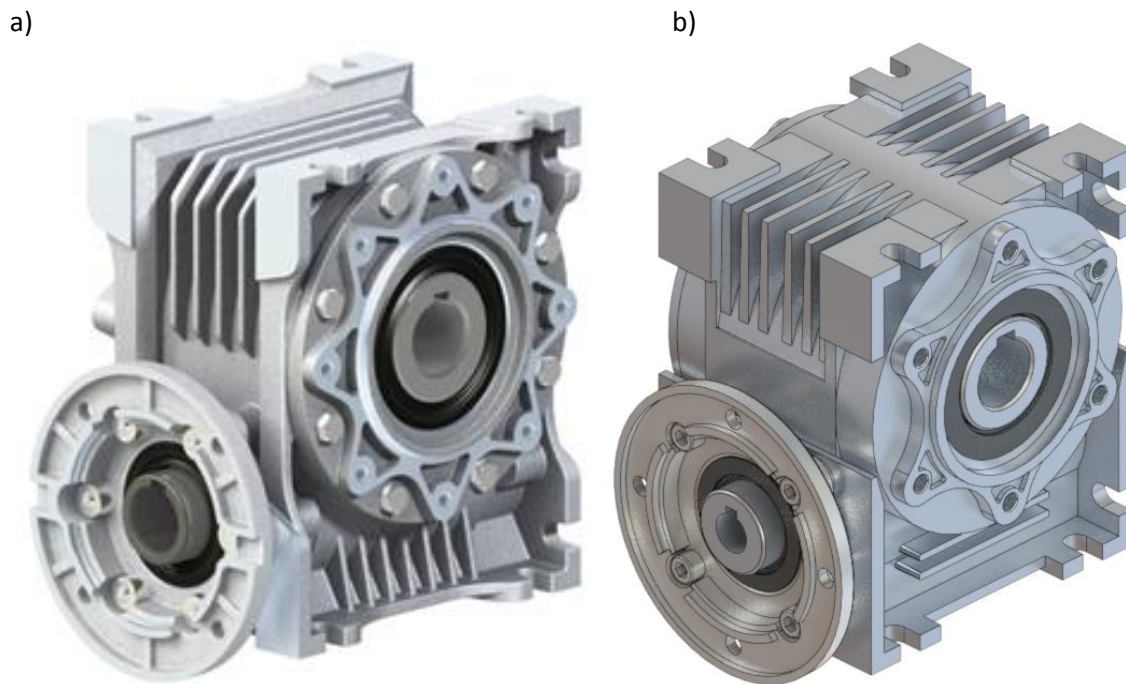
Nawet dla obciążenia 2.5 Nm suma luzu bocznego i odkształcenia nie przekraczała 25 μm . Budując przekładnię o większej sztywności, dla zastosowań w warunkach większych obciążeń, można znacznie zmniejszyć niekorzystny wpływ odkształcenia na dokładność pracy przekładni. Dla nastaw regulacyjnych, powodujących zmniejszenie najmniejszej wartości luzu bocznego do zera, siły między współpracującymi zębami nie zależą od sztywności przekładni.

Dobór podatności osiowej, w strefie o zwiększonej podatności, jest istotnym elementem optymalizacji parametrów geometrycznych przekładni. Warto jednak przy tym zauważyć, iż w zakresie nastaw regulacyjnych nie wywołujących sublokalnych odkształceń zębów, czyli w zakresie nastaw zmniejszających do zera luz w położeniu, w którym był najmniejszy, zwiększanie sztywności strefy o lokalnie większej podatności, nie wywołuje żadnych negatywnych skutków dla przebiegu współpracy zębów, a jedynie powiększa wartość sił regulacyjnych, lecz są to siły wewnętrzne w zespole ślimak-zespół regulacyjny.

Badania doświadczalne przekładni bezluzowej (PB)

Badaniu poddano, zmodernizowaną przez Autora, przekładnię ślimakową (PB) - rys. 31, wykonaną przez firmę KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA. Przekładnia jest innowacyjną modyfikacją produkowanej przekładni standardowej MR-50, pokazanej na rys. 35, o następujących parametrach: przełożenie przekładni $i = 38$, liczba zwojów ślimaka $z_1 = 1$, moduł osiowy $m_o = 2$ mm, kąt wzniosu linii śrubowej zwoju $\gamma = 4^\circ 46'$.

Modernizacja standardowej przekładni ślimakowej MR-50, pokazanej na rys. 35, polegała na zaprojektowaniu: węzłów łożyskowych wraz z oprawami do osadzenia obracającego się trzpienia; drążonego ślimaka osadzonego suwliwie na trzpieniu, mechanizmu przesuwne do wywołania sprężystego odkształcenia bezrdzeniowej części ślimaka i kasowania w ten sposób luzu pomiędzy zębami ślimaka i ślimacznicy. Pozostałe części i podzespoły wykonano według standardowej konstrukcji producenta przekładni ślimakowej MR-50.



Rys. 35. Standardowa przekładnia ślimakowa MR-50 firmy KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA - źródło: <https://KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA.com.pl/katalog/przekladnie/slimakowe-mr/mr/przekladnie-slimakowe-katowe-mr-50/>; gdzie: a) model fizyczny, b) model 3D CAD.

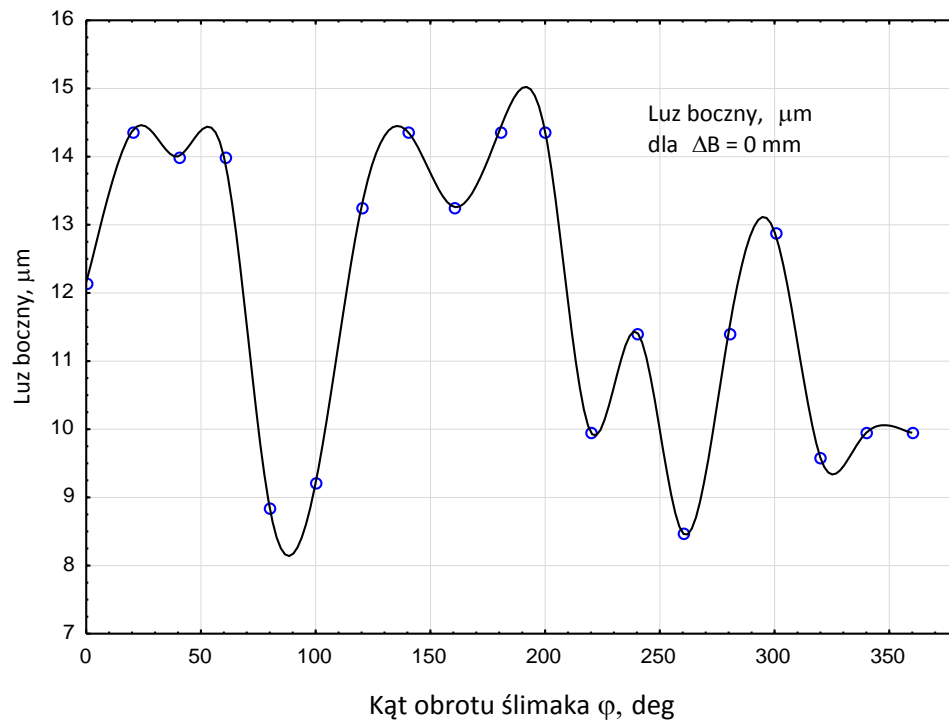
Wartości parametrów charakteryzujących ślimak były następujące: ślimak o stożkopochodnej powierzchni śrubowej szlifowany ściernicą krążkową o prostoliniowym zarysie powierzchni czynnej w przekroju osiowym; kąt zarysu $\alpha = 20^\circ$; kierunek zwojów prawy; średnica podziałowa $dp_1 = 24$ mm; średnica wierzchołków zwojów $dw_1 = 28$ mm; średnica rdzenia $dr_1 = 19.2$ mm; kąt wzniosu linii śrubowej zwoju $\gamma = 4^\circ 46'$; wskaźnik średnicowy $q = dp_1/m = 12$; skok $s = \pi m = 6.283$ mm; podziałka osiowa $p_x = 6.28$ mm; podziałka normalna $p_n = 6.258$ mm; moduł osiowy $m_o = 2$ mm; moduł normalny $m_n = 1.993$ mm.

Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących ślimacznice użyte do eksperymentalnej weryfikacji nowych rozwiązań wymieniono poniżej: liczba zębów $z_2 = 38$; średnica podziałowa $dp_2 = 76$ mm; średnica wierzchołkowa $dw_2 = 80$ mm, średnica dna wrębu $dr_2 = 71.2$ mm; szerokość wieńca $b = 22$ mm.

Badania wpływu nastaw regulacyjnych ΔB na wartość luzu bocznego zostały przeprowadzone dla obciążeń momentami 0.7 i 2.15 Nm w przekładniach o różnych stopniach ściśnięcia ślimaka ΔB : 0.0, 0.14, 0.242, 0.292 mm.

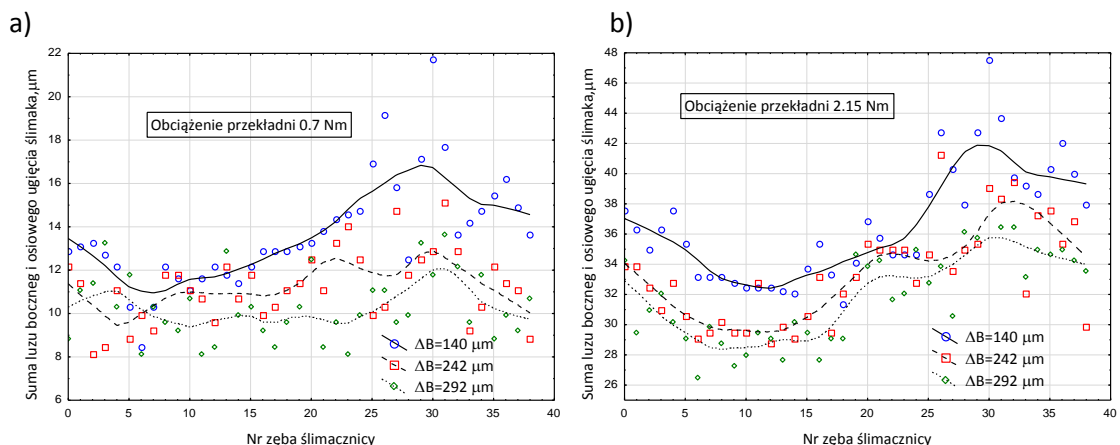
W celu wyznaczenia możliwości kasowania luzu bocznego, w przekładni ślimakowej ze ślimakiem o uzwojeniu strefowo podatnym w kierunku osiowym, wykonano wiele serii pomiarowych dla określenia wszystkich stanów wzajemnego położenia względem siebie powierzchni współpracujących w strefie zazębienia.

Zmienności wartości luzu dla jednego obrotu ślimaka dla zerowej nastawy regulacyjnej (rys. 36), dla losowo wybranej pary zęba ślimaka i ślimacznicy, wynosi około 7-8 μm . Główną przyczyną tego jest bicie promieniowe zwoju ślimaka oraz zmiana stanu zazębienia wywołana wyjściem jednego zęba koła ślimakowego ze strefy zazębienia i wejściem kolejnych o innych odchyłkach grubości zębów ślimacznicy.



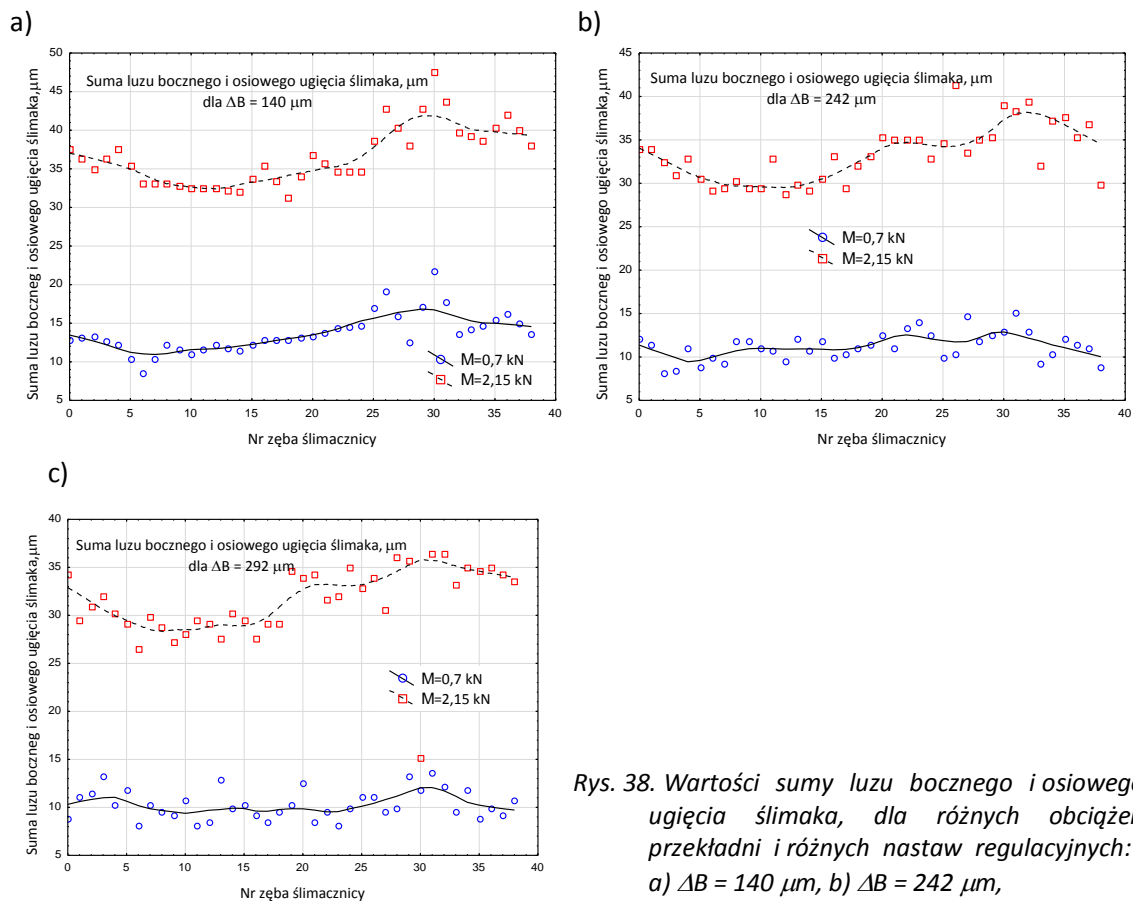
Rys. 36. Wykres wartości luzu bocznego w funkcji kąta obrotu ślimaka dla nastawy regulacyjnej $\Delta B = 0$.

Wprowadzenie nastawy regulacyjnej ΔB , polegającej na osiowym przemieszczeniu prawej strony ślimaka (jego ściśnięciu w części środkowej), powoduje zmniejszenie wartości sumy luzu bocznego i osiowego ugięcia ślimaka (rys. 37), w wyniku zmiany kierunku obciążenia. Pomniejszanie luzu bocznego najbardziej widoczne jest zwłaszcza w początkowym zakresie rosnących wartości nastaw. Większe nastawy niż te, dla których luz boczny został zmniejszony do zera, wywołują tylko lokalne zwiększenie sztywności ślimaka i sił międzyzębnych, co nie jest zalecane.



Rys. 37. Suma luzu bocznego i osiowego ugięcia ślimaka dla różnych nastaw regulacyjnych ΔB i obciążenia przekładni: a) 0.7 Nm, b) 2.15 Nm - dla wszystkich zębów koła ślimakowego.

Wpływ obciążenia przekładni na wartość sumy luzu bocznego i osiowego ugięcia ślimaka, w wyniku zmiany kierunku obciążenia, dla różnych nastaw regulacyjnych, pokazano na rys. 38.



Rys. 38. Wartości sumy luzu bocznego i osiowego ugięcia ślimaka, dla różnych obciążeń przekładni i różnych nastaw regulacyjnych: a) $\Delta B = 140 \mu\text{m}$, b) $\Delta B = 242 \mu\text{m}$, c) $\Delta B = 292 \mu\text{m}$.

Analizując wyniki badań symulacyjnych MES oraz badań doświadczalnych przekładni ślimakowej stwierdzić można, co następuje:

- Efektem wprowadzenia nastawy regulacyjnej ΔB są zmiany stanu zazębienia. Najpierw następuje zmniejszenie luzu bocznego przekładni, aż do osiągnięcia bezluzowego stanu współpracy w jednym tylko położeniu kątowym $\varphi = \varphi_1$. Dalszy wzrost nastawy regulacyjnej ΔB , poprzez osiowe ścisnienie ślimaka, może doprowadzić do osiągnięcia stanu ściśnięcia granicznego powodując wzrost nacisków powierzchniowych współpracujących par zębów, co jest zjawiskiem dopuszczalnym tylko podczas docierania przekładni.
- Badania numeryczne przeprowadzone metodą elementów skończonych MES umożliwiły określenie przemieszczenia poszczególnych punktów zwoju podatnej części ślimaka oraz wyznaczenia jego stanu naprężeń wywołanych nastawą regulacyjną. Wyniki analiz numerycznych wykazały, że przemieszczenia osiowe zwoju $(\Delta x)_{\Delta r}$ wywołane wystąpieniem odchyłki grubości zęba ślimacznicy Δr dla symetrycznego stanu zazębienia, powodują lokalne przemieszczenia zwoju, które są porównywalne (symetryczne) dla obu podzielonych części zwoju. Wzrost przemieszczeń osiowych $(\Delta x)_{\Delta r}$ występuje dopiero od pewnej wartości przemieszczenia pionowego powierzchni zęba ślimacznicy względem powierzchni zwoju ślimaka, dla której luz boczny zmniejszył się do wartości zerowej.
- Eksperymentalną weryfikację nowych rozwiązań przeprowadzono dla dwóch przekładni ślimakowych z osiowo podatnym ślimakiem. Pierwszą przekładnię (PA) skonstruowano i wykonano w Katedrze Mechaniki Precyzyjnej w Politechnice Koszalińskiej. Druga przekładnia ślimakowa (PB), zmodernizowana przez Autora, została wykonana przez firmę KACPEREK - TECHNIKA NAPĘDOWA.

- Wyniki badań pierwszej przekładni (PA) wykazały, że w przekładni tej uzyskuje się wysoką efektywność regulacji luzu bocznego poprzez odkształcanie elementów w strefach zwiększonej podatności. Zwiększenie nastawy regulacyjnej do wartości 0,45 mm spowodowało prawie ośmiokrotne zmniejszenie luzu bocznego przekładni. Nawet dla obciążenia 2,5 Nm suma luzu bocznego i odkształcenia zarysu osiowego ślimaka nie przekraczała 25 μm . Wynik ten jest typowy dla przekładni o średniej lub nawet małej dokładności początkowej i stosunkowo dużej podatności ślimaka. Należy przy tym jednak podkreślić, iż nawet w najmniej korzystnych przypadkach uzyskuje się ponad pięciokrotne zmniejszenie luzu bocznego.
- Wyniki badań doświadczalnych przekładni ślimakowej PB wykazały, że istnieje zależność między wartością sumy luzu bocznego i osiowego ugięcia ślimaka, od kąтового położenia ślimacznicy. Wprowadzenie nastawy regulacyjnej ΔB , powoduje zmniejszenie sumy luzu bocznego i ugięcia ślimaka oraz jego usztywnienie, zwłaszcza w początkowym zakresie nastaw. Większe nastawy, dla których luz został zmniejszony do zera, wywołuje już tylko lokalne zwiększenie sztywności ślimaka, co nie jest zlecane.
- Poprzez wypełnienie przestrzeni w przecięciu rdzenia zwoju ślimaka materiałem o określonej podatności można wpływać na podatność całej przekładni i jej obciążenia i podwyższać efektywność zmniejszenia sumy luzu bocznego i ugięcia zwoju ślimaka w warunkach pracy z nawrotami (rozwiązanie konstrukcyjne tego problemu zawarto w zgłoszeniu patentowym nr P. 427142, opisanym w dalszej części autoreferatu).
- Można sądzić, iż nowe kierunki badań, jakie wynikają z nowych rozwiązań przekładni, dotyczyć będą optymalizacji wielu parametrów konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacji.

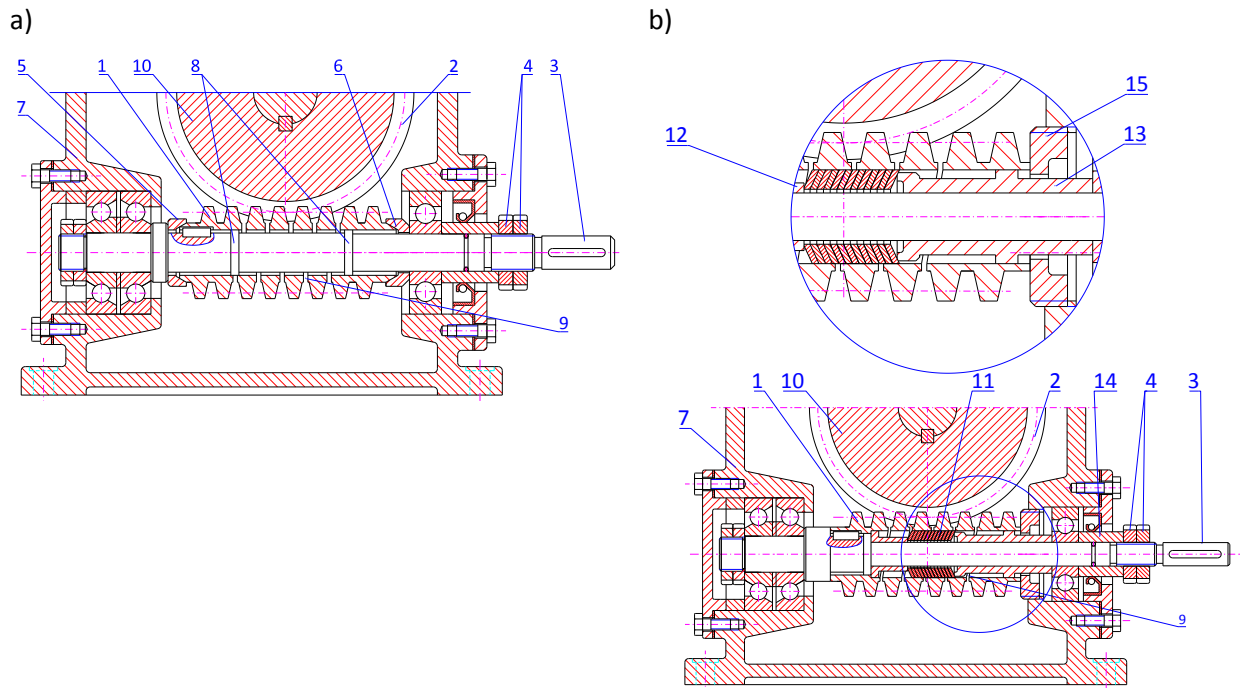
Szczegółową analizę powyżej opisanych zagadnień zawarto w zbiorze publikacji:

1. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Worm Gear Drives With Adjustable Backlash*, Journal of Mechanisms and Robotics, 8, 2016, str. 014504-1÷014504-7.
2. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Innovative design of non-backlash worm gear drives*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 18, 2018, str. 983-999.
3. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Rozwiązania konstrukcyjne przekładni ślimakowych z regulacją luzu bocznego do zastosowań w precyzyjnych mechanizmach i napędach*. Logistyka, 2015, 3, str. 2011-2024.
4. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym*, Miesięcznik Naukowo-Techniczny Mechanik, SIMP 2014, 87 (7), str. 526-533.
5. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Innowacyjne przekładnie ślimakowe do zastosowań w precyzyjnych mechanizmach i napędach*, Logistyka, 2014, 6, str. 5027-5041.

3.3. Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym

W autoreferacie przedstawiono nowe typy przekładni ślimakowych pozwalających na konstrukcyjne sposoby zmniejszania i kasowania luzu bocznego. Wskazano ich zalety i wady wiążące się z ich eksploatacją i użytkowaniem się.

W przekładni pokazanej na rys. 39a (patent PL 228446 B1), oba końce ślimaka zakończone są stożkowo i ściśnięte są między tulejami z przylegającymi wewnętrznymi powierzchniami stożkowymi, a ponadto ślimak jest ustalony suwliwie na dwóch wąskich pasowanych powierzchniach trzpienia, na których jest osadzony.



Rys. 39. Przekładnia ślimakowa ze ślimakiem podatnym lokalnie osiowo, a) z regulowanym luzem osiowym, b) z regulowanym luzem osiowym i promieniowym, gdzie: 1-ślimak, 2-wieniec ślimacznicy, 3-trzpień, 4- nakrętki dociskowe, 5 i 6 – tulejki dociskowe, 7-korpus, 8-pasowana powierzchnia trzpienia ślimaka, 9-przecięcia śrubowe ślimaka, 10 – ślimacznica, 11 – pakiet sprężyn talerzowych, 12 i 13 – tulejki dociskowe, 14 – tulejka dystansowa, 15 – nakrętka.

Efektom przemieszczeń tulei dociskowych o stożkowym otworze, stykających się z zewnętrzną stożkową powierzchnią czoła ślimaka, który na trzpieniu opiera się na dwóch wąskich pasowanych powierzchniach, jest dodatkowo wystąpienie momentu zginającego. Skutkuje to, oprócz zmniejszenia podziałki ślimaka, zwiększeniem w jego środkowej części średnicy podziałowej.

Z kolei istotą przekładni przedstawionej na rys.39b polega na tym, że w otworze wewnętrznym ślimaka, na trzpieniu, osadzony jest pakiet sprężyn talerzowych, ściskanych tulejami poprzez pierścień wewnętrzny łożyska, za pomocą nakrętki, osadzonej na gwintowanym czopie trzpienia. W wyniku docisku tej nakrętki sprężyny talerzowe powodują odkształcenia promieniowe zwojów ślimaka w środkowej części.

W korzystnym rozwiązaniu przekładni ma dodatkową nakrętkę opartą o powierzchnię czołową ślimaka i ściskającą ślimak, przy czym nakrętka ta osadzona jest współosiowo ze ślimakiem w gwintowanym otworze po wewnętrznej stronie korpusu.

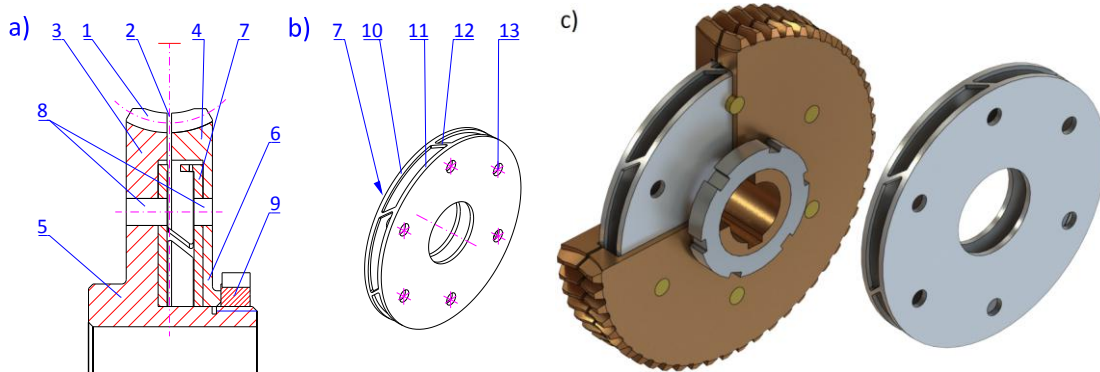
Zaletą pokazanych rozwiązań konstrukcyjnych jest wprowadzenie dodatkowej możliwości odkształceń promieniowych ślimaka w strefie zazębienia ze ślimacznicą, co pozwala prawidłowo kasować luz przekładni.

Dodatkową zaletą tej przekładni jest prostota konstrukcji i dobre warunki smarowania w strefie zazębienia. Podatność bezrdzeniowej części uzębienia ślimaka wpływa korzystnie na zmniejszenie nadwyżki dynamicznej i tłumienie drgań.

Przekładnie ślimakowe z dzieloną ślimacznicą, charakteryzujące się tym, że przemieszczenie kątowe jednej z połówek ślimacznicy względem drugiej jest ograniczone oddziaływaniem elementów podatnych, korzystnie tłumiących drgania, w postaci tulejki lub innych

odkształcalnych części. Jednocześnie regulację luzu bocznego można dodatkowo realizować poprzez odkształcenie wieńca.

Przekładnia przedstawiona na rys. 40 (patent PL 228444 B1) ma ślimacznicę podzieloną szczeliną na dwie części w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu, dzielącą wieńiec koła ślimakowego na dwie połowy. Jedna część koła ślimakowego ma piastę, na której osadzona jest obrotowo druga część koła ślimakowego, dociśnięta do tego pierwszego. Przekładnia ta znaną jest tym, że obie części koła ślimakowego są połączone odkształcalnym elementem (7), w kształcie tarczy, zamieniającym niewielkie odkształcenie w kierunku osi na odkształcenie obrotowe wokół tej osi. Element ten połączony jest na trwałe z obydwoema półkami koła ślimakowego połączeniem kołkowym - ciasno pasowane sworznie (6) w otworach (13).

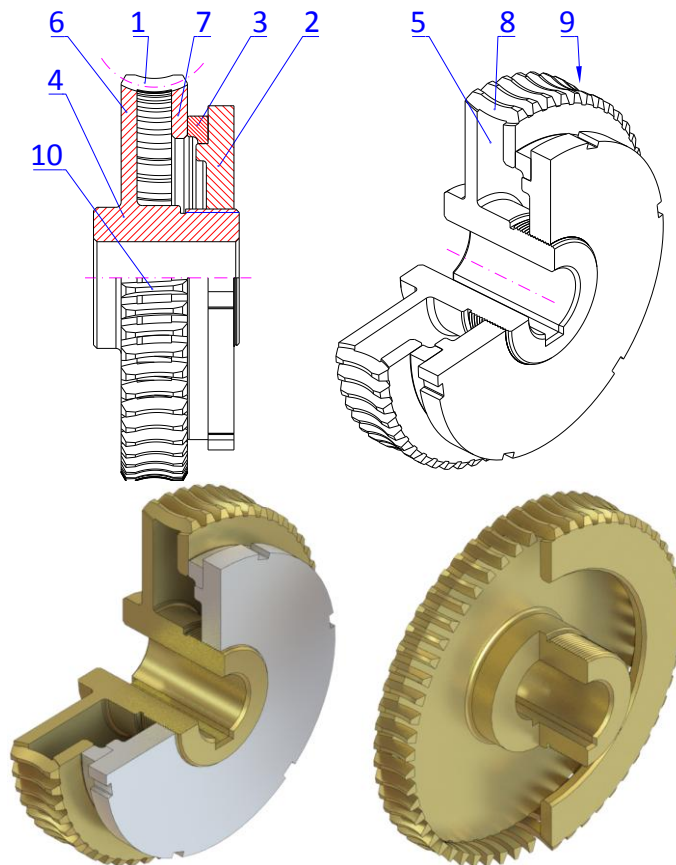


Rys. 40. Ślimacznica dzielona z wewnętrzną wydrążoną półką oraz elastyczną tarczą zamieniającą niewielkie odkształcenie w kierunku osi koła ślimakowego na odkształcenie obrotowe wokół tej osi: a) półprzekrój widok izometryczny, b) widok izometryczny, c) model 3D, gdzie: 1 – wieńiec koła ślimakowego, 2 – szczelina, 3 i 4 – część koła ślimakowego, 5 – piasta, 6 – piasta, 7 – odkształcalny element, 8 – sworznie, 9 – nakrętka, 10 i 11 – tarcza, 12 – łącznik, 13 – otwór.

Odkształcalny element składa się z dwóch tarcz (10) i (11) (rys.40b), pomiędzy którymi znajdują się pochyło usytuowane łączniki (12) pochylone pod jednakowym kątem ostrym tworząc żebra o jednakowym kształcie. Zaletą rozwiązania jest duża zwartość konstrukcji i elastyczność pracy przekładni przy zmiennych obciążeniach.

W kolejnym rozwiązaniu (rys. 41 - patent PL 228445), przekładnia ślimakowa jest znaną tym, że koło ślimakowe ma wewnątrz wydrążenie podcinające zęby tego koła ślimakowego. Wydrążenie to znajduje się pomiędzy dwoma ścianami czołowymi tego koła, oraz pomiędzy średnicą zbliżoną do średnicy piasty, przy czym jedna ściana czołowa koła ślimakowego jest utwierdzona tylko do zębów ślimacznicy i nie łączy się z piastą. Do tej ściany czołowej koła ślimakowego przylega wycentryowany pierścień dociskowy tarczy osadzonej na gwintowanej części piasty.

Ślimacznica ma wieńiec 1 składający się z pojedynczych zębów 8 rozdzielonych obwodowymi szczelinami 10. W kole ślimakowym, pomiędzy jego czołowymi ścianami 6, 7 występuje wewnętrzne wydrążenie 5 podcinające zęby 8 oraz sięgające średnicy zbliżonej do średnicy piasty 4. Ślimacznica ma więc dwie czołowe ściany 6 i 7 połączone między sobą zębami 8 tworzącymi wieńiec zębaty. Pierwsza ściana czołowa 6 łączy wieńiec 1 ślimacznicy z piastą 4 koła ślimakowego. Druga ściana ślimacznicy ma kształt pierścienia 7 połączonego tylko z zębami 8 koła ślimakowego i nie jest połączona z piastą 4. Obydwie czołowe ściany czołowe ślimacznicy 6 i 7 są połączone przez wieńiec 1 o określonej podatności. Na gwintowanej części piasty 4 znajduje się tarcza 2, która poprzez wycentryowany pierścień dociskowy 3 wywiera nacisk powierzchniowy na czołową ścianę 7 koła ślimakowego. Ten nacisk wywołuje złożone odkształcenia wieńca ślimacznicy 1 w powiązaniu z odkształceniami czołowych ścian 6 i 7. Takie rozwiązanie konstrukcyjne pozwala na regulację położenia strefy zazębienia.



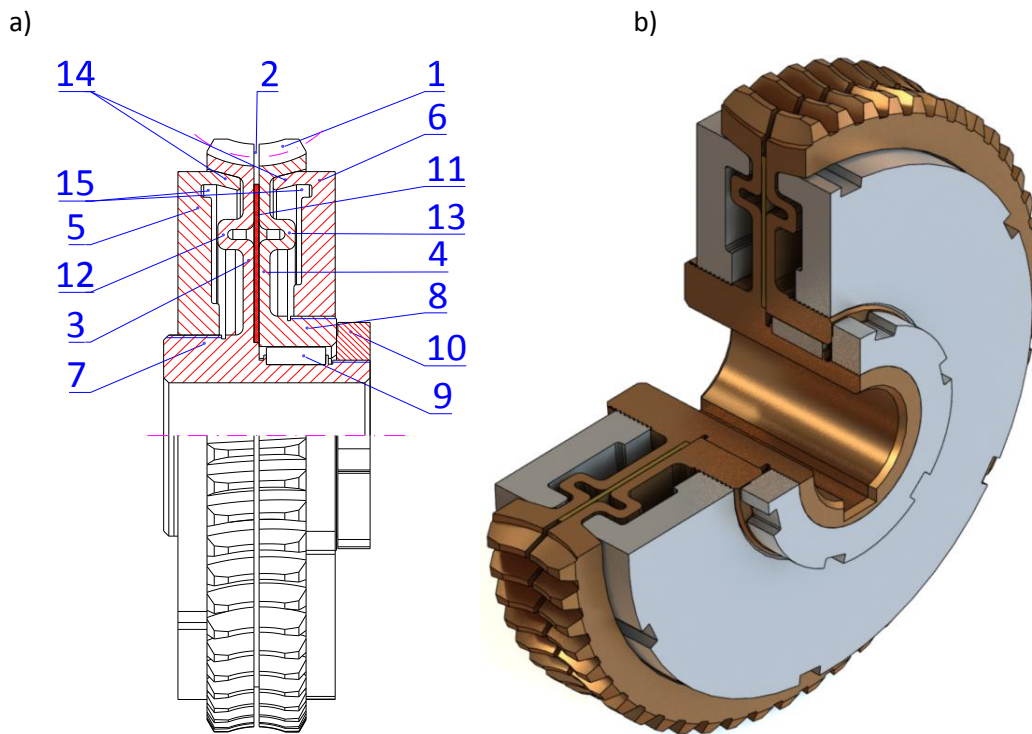
Rys. 41. Koło ślimakowe z wewnętrznym wydrążeniem podcinającym zęby ślimacznicy.

W kolejnym rozwiązaniu ślimacznica w przekładni ślimakowej podzielona jest płaszczyzną symetrii, prostopadłą do jej osi - rys. 42 (- patent PL 227171). W ten sposób, otrzymano koło ślimakowe składającą się z dwóch symetrycznych części (3) i (4) osadzonych na wspólnej piaście (5), bez możliwości obrotu względem siebie.

Wieniec koła ślimakowego (1) rozdzielony jest obwodową szczeliną (2). Obie części koła ślimakowego (3) i (4) mają, co najmniej jedno faliste wygięcie (12), (13) współśrodkowe z otworem ślimacznicy. Wewnątrz wydrążenia do obydwu powierzchni czołowych połówek ślimacznicy przylega pierścień dystansowy (11) zwiększający podatność osiową ślimacznicy.

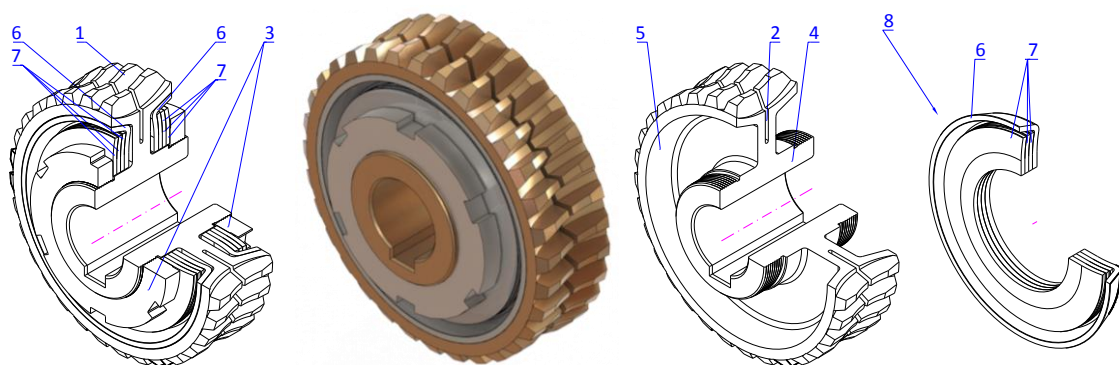
Na wewnętrzne powierzchnie stożkowe wieńca połówek koła ślimakowego wywierany jest równomierny nacisk powierzchniowy przez elementy dociskowe (5) i (6) o korzystnych obwodowych powierzchniach stożkowych. Elementy dociskowe (5) i (6) wkręczone na gwintowane powierzchnie piasty (7, 8), mają korzystnie postać cienkościennych tarczy z wgłębieniami obwodowymi (15) powodującymi zwiększenie podatności zewnętrznej krawędzi, poprzez którą dociska się odkształcalną stronę zazębienia. Ich powierzchnie dociskowe, stykające się z odpowiadającymi im powierzchniami bocznymi koła ślimakowego, wywołują odkształcenia promieniowe podatnych połówek koła ślimakowego (3, 4).

W wyniku tego przemieszczenia w strefie zazębienia następuje stopniowe zbliżenie ślimacznicy do osi ślimaka, co wiąże się z równoczesnym zmniejszeniem luzów obwodowych zębów, aż do oparcia się powierzchni zębów ślimacznicy na zębach ślimaka. Dalsze zbliżanie się ślimacznicy w kierunku ślimaka, po zetknięciu się zębów ślimaka i ślimacznicy, powoduje sprężyste odkształcenie się korpusu i wieńca ślimacznicy.



Rys. 42. Ślimacznica dzielona z półówkami posiadającymi faliste wygięcie: a) półprzekrój i półwidok, b) widok izometryczny modelu 3D, gdzie: 1 – wieniec koła ślimakowego, 2 – szczelina pomiędzy półówkami ślimacznicy, 3 – pierwsza półowka ślimacznicy, 4 – druga półowka ślimacznicy, 5 – element dociskowy, 6 – element dociskowy, 7 – piasta pierwszej połowy ślimacznicy, 8 – piasta drugiej połowy ślimacznicy, 9 – wpust pryzmatyczny, 10 – nakrętka okrągła, 11 – pierścień dystansowy, 12 – faliste wygięcie pierwszej półowki ślimacznicy, 13 – faliste wygięcie drugiej półowki ślimacznicy, 14 – stożkowa powierzchnia docisku, 15 – wgłębienie obwodowe pierścienia dociskowego.

W następnym rozwiązaniu koło ślimakowe przekładni bezluzowej (rys. 43 - patent PL 230879) ma wieniec podzielony symetrycznie obwodową szczeliną na dwie symetryczne części w płaszczyźnie symetrii prostopadłej do osi obrotu tej ślimacznicy, a ponadto ma stożkowe powierzchnie boczne stykające się z odpowiadającymi im powierzchniami elementów dociskowych.



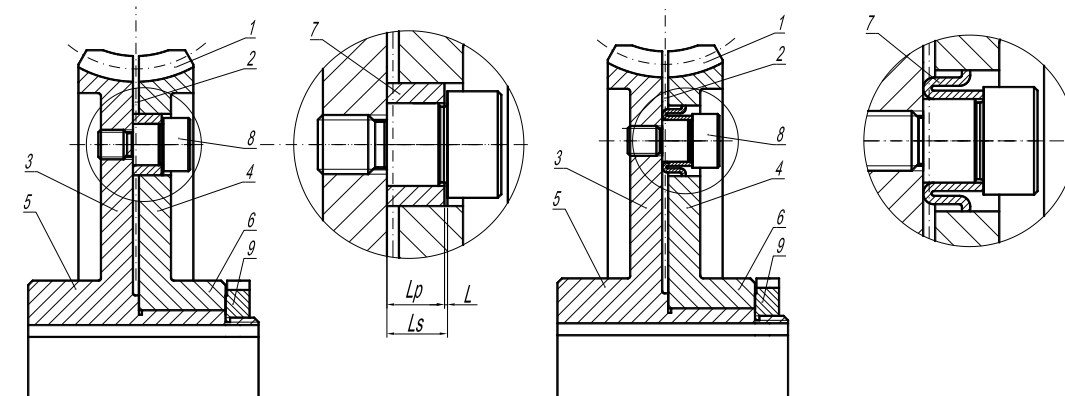
Rys. 43. Koło ślimakowe przekładni bezluzowej ze szczeliną obwodową wraz z zespołem tarcz sprężystych o profilu łukowym, gdzie: 1 - wieniec ślimacznicy, 2- szczelina obwodowa, 3- nakrętki dociskowe, 4-piasta ślimacznicy, 5-boczne powierzchnie stożkowe wieńca ślimacznicy, 6-kołnierze dociskowe, 7-pierścienie sprężyste, 8-zespół tarcz sprężystych.

Istota rozwiązania polega na tym, że elementy dociskowe są złożone z zespołu płaskich sprężystych pierścieni, o profilu łukowym wklęsłym od strony przylegającej do koła ślimakowego, rozmieszczonych symetrycznie z obydwu stron wzdłuż osi centralnej koła ślimakowego. Jeden zespół pierścieni składa się z pierścienia z kołnierzem stożkowym o kącie dopasowanym do bocznej stożkowej powierzchni koła ślimakowego oraz składa się ze stosu dociskających pierścieni.

Przylegające do siebie cienkościennie pierścienie sprężyste mające w profilu zarys łukowy o jednakowym promieniu krzywizny, tworzą kulistą powierzchnię przylegania, przez co są podatne na odkształcenia w kierunku osi ślimacznicy oraz w kierunku promieniowym. Taki układ i kształt pierścieni daje równomierny docisk obwodowy wieńca koła ślimakowego, a więc zwiększa dokładność regulacji luzu bocznego.

Zastosowanie zespołu pierścieni sprężystych zabudowanych w centralnej osi koła ślimakowego eliminuje nierównomierne naciski na wewnętrzną powierzchnię stożkową wieńca koła ślimakowego, zapewniając sprężysty docisk podstawy uzębienia i jego przemieszczenia osiowego oraz promieniowego w celu zmniejszenia luzu bocznego przekładni. Takie rozwiązanie konstrukcyjne rozwiązuje problem samoczynnej lub okresowej regulacji położenia strefy zazębienia. Zaletą rozwiązania jest duża zwartość konstrukcji i elastyczność pracy przekładni przy zmiennych obciążeniach. Ponadto wynalazek rozwiązuje problem regulacji kształtu i położenia strefy zazębienia z uwzględnieniem lokalnych odchyłek i zmian parametrów geometrycznych ślimacznicy.

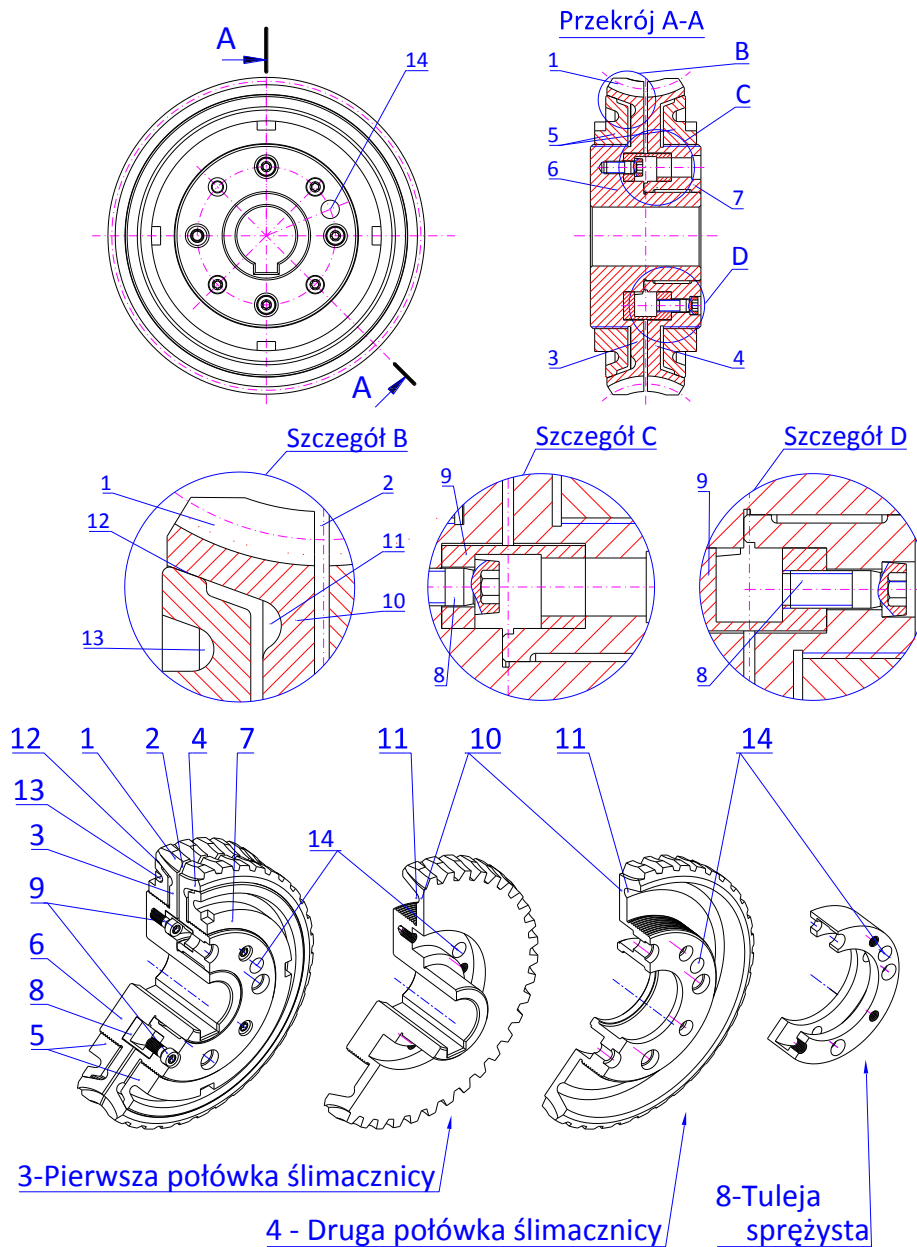
Przekładnia ślimakowa według wynalazku przedstawionego na rys. 44 (patent PL 228052 B1) ma wieńiec ślimacznicy podzielony symetrycznie, a piasty obu ślimacznic osadzone są współosiowo jedna na drugiej, ponadto połówki ślimacznicy są obrócone względem siebie kątowno i dociśnięte elementami łączącymi, przy czym przesunięcie kątowne zębów, pomiędzy połówkami ślimacznicy jest wstępnie ustalone współosiowymi otworami, wykonanymi na obwodzie połówek ślimacznic, w których umieszczone są sworznie z kołnierzami dociskającymi osiowo elementy sprężyste, osadzone we współosiowych z trzpieniami gniazdach, najlepiej wykonanych w jednej z połówek ślimacznicy.



Rys. 44. Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementami sprężystymi, gdzie: 1 – wieńiec koła ślimakowego, 2 – szczelina pomiędzy połówkami ślimacznicy, 3 – pierwsza połówka ślimacznicy, 4 – druga połówka ślimacznicy, 5 – piasta pierwszej połowy ślimacznicy, 6 – piasta drugiej połowy ślimacznicy, 7 – element sprężysty, 8 – sworzeń, 9 – nakrętka rowkowa, 10 – tulejka dociskowa, 11 – nakrętka, 12 – podkładka, 13 – nakrętka okrągła, L – luz osiowy elementu podatnego (7), L_p – długość elementu sprężystego (7), L_s – długość pasowanej długości sworznia (8).

W innym rozwiązaniu, pokazanym na rys.45 i rys.46 (patent - PL 230880), ślimacznica przekładni ślimakowej jest także podzielona płaszczyzną symetrii, prostopadłą do jej osi. W ten

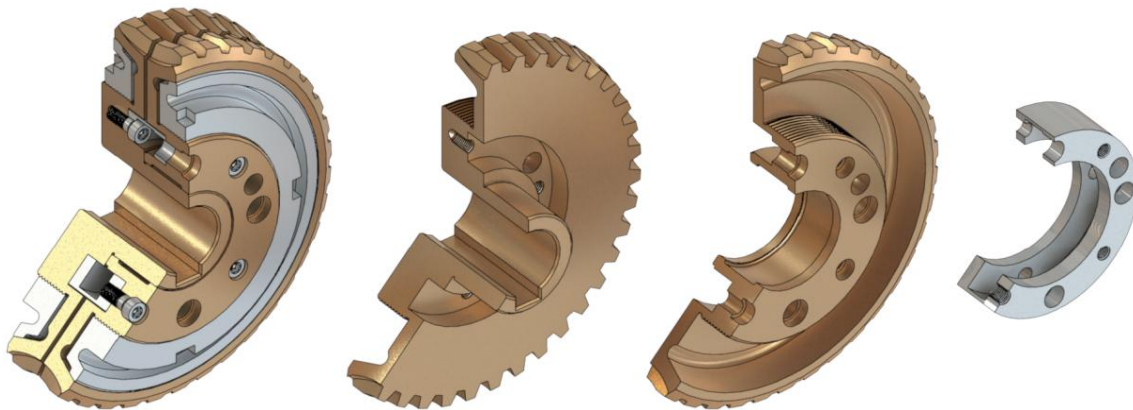
sposób, otrzymano ślimacznice składającą się z dwóch symetrycznych części 3 i 4 osadzonych na piaście 6. Kasowanie luzów może odbywać się samoczynnie przez obrót wokół własnej osi dwóch połówek ślimacznicy względem siebie, pod wpływem obciążenia występującego w strefie ząbienia, przez zastosowanie tulei sprężystej 8 przykręconej śrubami 9 do obydwu połówek koła ślimakowego.



Rys. 45. Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementem sprężystym w postaci tulei, gdzie: 1 – wieniec koła ślimakowego, 2 – szczelina pomiędzy połówkami ślimacznicy, 3 – pierwsza połowka ślimacznicy, 4 – druga połowka ślimacznicy, 5 – element dociskowy, 6 – piaśta pierwszej połowy ślimacznicy, 7 – piaśta drugiej połowy ślimacznicy, 8 – tuleja sprężynowa, 9 – śruba, 10 – przewężenie, 11 – wgłębienie, 12 – stożkowa powierzchnia docisku, 13 – przewężenie obwodowe, 14 – otwór technologiczny.

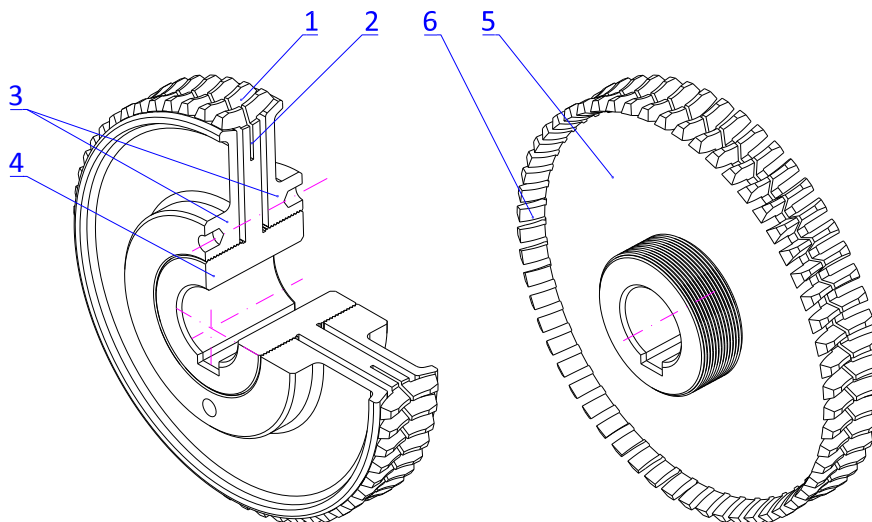
Jednocześnie przekładnia ślimakowa pozwala na eliminowanie luzu bocznego przez nacisk elementów dociskowych 5, w postaci pierścieniowej wkrętki, na powierzchnię stożkową 12 wieńca 1 obydwu połówek ślimacznicy 3 i 4. Połówki ślimacznicy 3 i 4 mają odkształcany wieniec 1 posiadający przewężenia obwodowe 10 oraz wgłębienia 11. Odkształcenie tego wieńca

następuje z wykorzystaniem tarcz dociskowych 5 o stożkowych powierzchniach docisku 12. Tarcze dociskowe (pierścieniowe wkrętki) 5 posiadają wgłębienia obwodowe 13, powodujące zwiększenie podatności zewnętrznej krawędzi 12, poprzez którą dociska się odkształcane obydwie strony wieńca – zazębienia. Sprężysty docisk powoduje odkształcenie wieńca ślimacznicy przez przemieszczenie ku sobie jego połówek sprawiając, że jest możliwa lokalna kompensacja luzu bocznego. Takie odkształcenie wieńca powoduje nieznaczne zwiększenie pochylenia linii zębów ślimacznicy, dlatego w projektowaniu wieńca można to uwzględnić, zmniejszając pochylenie tych zębów o wartość odpowiednią do przewidzianego zakresu regulacji. W korzystnym rozwiązaniu tuleja sprężysta 8 może być także odkształcona samoczynnie poprzez obciążenie w strefie zazębienia. Powierzchnia stożkowa elementów dociskowych ma formę wąskiego pierścienia zewnętrznego 12, a obwodowe wgłębienie 13 zapewnia sprężystość docisku wyrównaną na całym obwodzie.



Rys. 46. Model 3D zespołu koła ślimakowego przekładni bezluzowej ze szczeliną obwodową wraz z elementem sprężystym w postaci tulei.

W rozwiązaniu, pokazanym na rys. 47 (patent - PL 227172), koło ślimakowe posiada elastyczny wieńiec 1 w którym występuje podtoczenie o średnicy nieznacznie większej od średnicy dna wrębów tworząc zęby koła ślimakowego 6 nieposiadające dna wrębów na całej swojej długości.



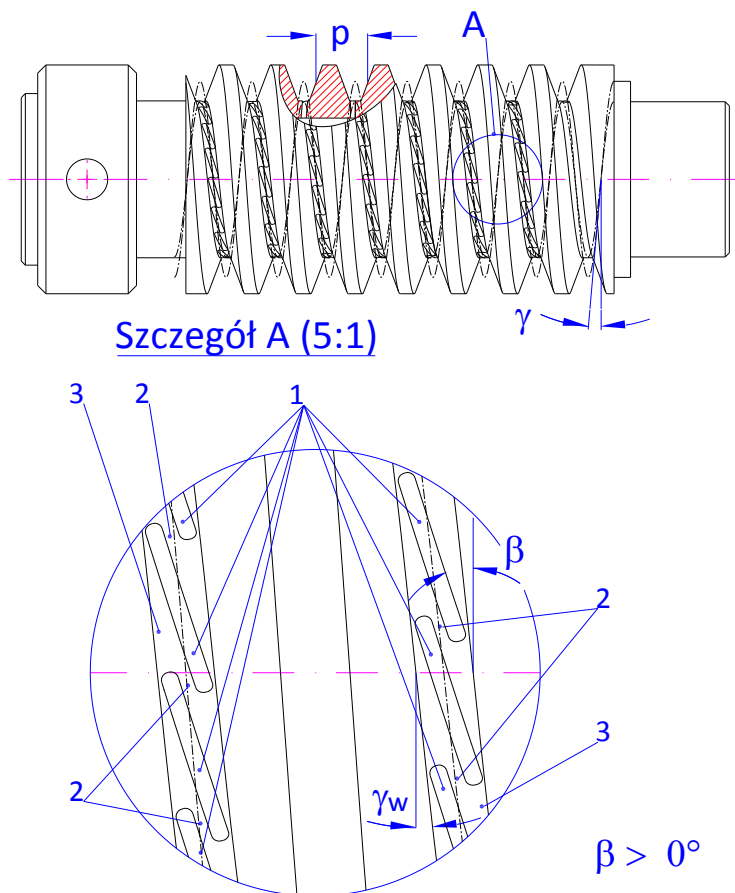
Rys. 47. Model 3D zespołu koła ślimakowego przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową oraz elastycznym wieńcem, gdzie: 1 – wieńiec koła ślimakowego, 2 – szczelina obwodowa ślimacznicy, 3 – element dociskowy, 4 – piasta koła ślimakowego, 5 – ślimacznica, 6 – ząb koła ślimakowego.

Element dociskowy 3 elastycznego wieńca ślimacznicy ma postać tarczy o zewnętrznej powierzchni stożkowej. Element dociskowy 5 ma postać pierścieniowej wkrętki, znajdującej się z obydwu stron koła ślimakowego, osadzonej na gwintowanej powierzchni piasty 4 ślimacznicy.

Przez nacisk elementu dociskowego 3 na powierzchnię stożkową wieńca 1 ślimacznicy następuje jego odkształcenie przez przemieszczenie następuje jego odkształcenie przez przemieszczenie zębów koła ślimakowego 6 w kierunku promieniowym. Takie odkształcenie zębów wieńca koła ślimakowego powoduje przemieszczenie zębów ślimacznicy do powierzchni zarysu ślimaka i kasowanie luzu przekładni.

Zaletą rozwiązania jest duża zwartość konstrukcji i elastyczność pracy przekładni przy zmiennych obciążeniach. Ponadto takie rozwiązanie konstrukcji pozwala na regulację kształtu i położenia strefy zazębienia z uwzględnieniem lokalnych odchyłek i zmian parametrów geometrycznych ślimacznicy.

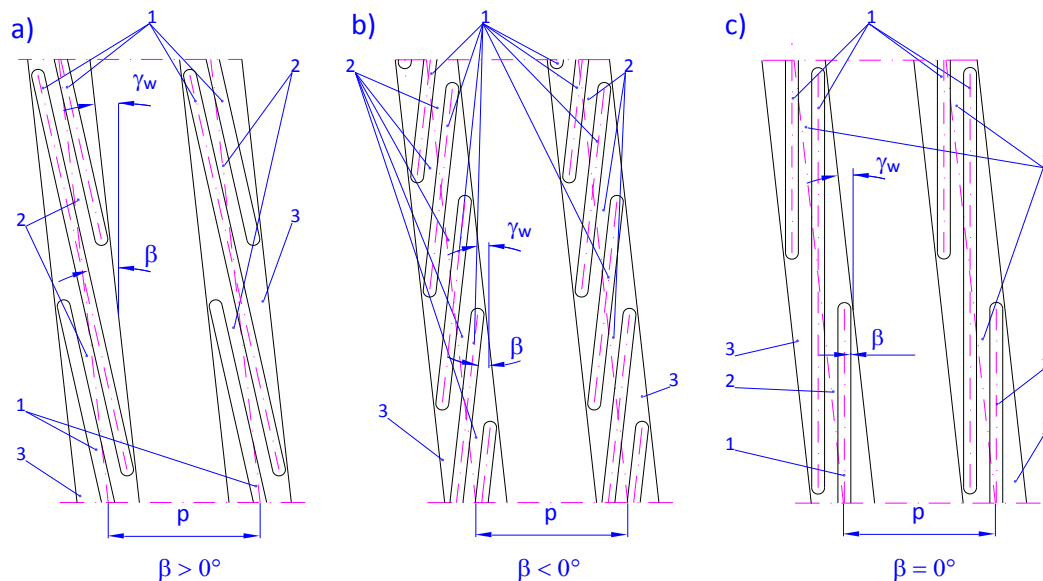
Przekładnia ślimakowa bezluzowa (rys. 48 - zgłoszenie patentowe nr P.427142) w podstawie dna zwojów 3 ślimaka ma wycięcia 1 ukośne lub śrubowe, tworzące w podstawie wrębów drążonego ślimaka cienkie i podatne uźebrowanie 2, które podczas osiowego ściskania ślimaka pozwala na lokalne zmiany podziałki p zębów ślimaka wraz z lokalnym kątowym przemieszczeniem zwoju, wynikającym z pochylenia linii żeber.



Rys. 48. Ślimak o kierunku skręcenia żeber zgodnym z kierunkiem skręcenia zwojów ślimaka wraz ze szczegółem A, gdzie kąt β pochylenia żeber jest większy od kąta wzniosu γ_w .

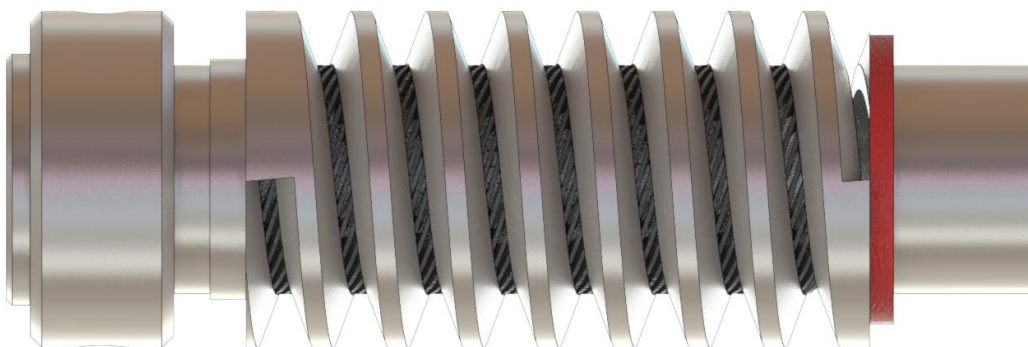
Powierzchnie żeber pochylone są względem linii śrubowej dna zwojów pod jednakowym kątem β ostrym, tworząc jednakowego kształtu i wielkości żebra, uszeregowane obwodowo wzdłuż linii śrubowej wycięcia dna zwojów ślimaka.

Na rys. 49 pokazano śrubowe wycięcia i żebra dla ślimaka o kierunku wzniosu zwojów zgodnym (rys. 49a) i przeciwnym (rys. 49b) z kierunkiem wzniosu linii śrubowych żeber oraz przedstawiający żebra śrubowe o kącie pochylenia $\beta = 0^\circ$.



Rys. 49. Fragment rozwinięcia powierzchni dna wrębu, przedstawiający śrubowe wycięcia i żebra dla ślimaka o kierunku wzniosu zwojów ślimaka zgodnym z kierunkiem wzniosu żeber (a) i dla ślimaka o kierunku wzniosu zwojów ślimaka przeciwnym do kierunku wzniosu linii śrubowych żeber (b), żebra śrubowe o kącie pochylenia $\beta = 0^\circ$ (c)

Na rys. 50 pokazano widok modelu bryłowego ślimaka o kierunku wzniosu zwojów ślimaka przeciwnym do kierunku wzniosu linii śrubowych żeber.



Rys. 50. Widok przedstawiający śrubowe wycięcia i żebra dla ślimaka o kierunku wzniosu zwojów ślimaka zgodnym przeciwnym do kierunku wzniosu linii śrubowych żeber.

Wycięcia w dnie zwoju ślimaka można wykonać po obróbce powierzchni śrubowej między innymi z wykorzystaniem obróbki laserowej lub wysokoenergetycznym strumieniem wody. Złożony kształt drążonego ślimaka wraz dnami zwojów oraz podatnymi żebrami śrubowymi można uzyskać również z zastosowaniem procesu wytwarzania przyrostowego z różnych metali w oparciu o modele 3D systemów CAD.

Zaletą takiej konstrukcji jest wprowadzenie dodatkowej możliwości odkształceń skrętnych ślimaka w strefie zazębienia ze ślimacznicą, co zwiększa zakres adaptacji cech strefy zazębienia i skutecznie eliminuje luzy zazębienia.

Dodatkową zaletą tej przekładni są dobre warunki smarowania w strefie zazębienia. Podatność bezrzedniowej części uzębienia ślimaka wpływa korzystnie na zmniejszenie nadwyżki dynamicznej i tłumienie drgań, a także pozwala na przenoszenie większych obciążeń.

Analizując konstrukcje innowacyjnych przekładni ślimakowych stwierdzić można, co następuje:

- Przedstawione nowe rozwiązania konstrukcyjne przekładni ślimakowych, pozwalają na regulację lub eliminowanie luzu bocznego poprzez zastosowanie innowacyjnych rozwiązań specjalnych konstrukcji ślimaków i ślimacznic.
- Opracowane nowe konstrukcje przekładni ślimakowej, w tym ze ślimakiem lokalnie podatnym osiowo i promieniowo, pozwalają na skuteczne, znaczne zmniejszenie luzu bocznego oraz zmniejszenia rozproszenia wartości luzu.
- Podatność promieniowa ułatwia samoczynne zmniejszanie lokalnych zmian wartości luzu bocznego.
- W wielu rozwiązaniach prezentowanych w autoreferacie możliwe jest regulowanie luzu bez demontażu przekładni.
- Opracowane przekładnie można z powodzeniem stosować w mechanizmach do precyzyjnego pozycjonowania stolików układów pomiarowych, w precyzyjnych urządzeniach technologicznych, oprzyrządowaniu technologicznym oraz w przypadku miniaturyzacji jak również w mechanizmach odpornych na trudne warunki pracy.
- Proponowane rozwiązania stanowią dobrą alternatywę dla stosowanych przekładni falowych lub precyzyjnych przekładni konwencjonalnych.

Szczegółową analizę powyżej opisanych zagadnień zawarto w zbiorze publikacji oraz patentów:

1. Kacalak W., Majewski M., **Budniak B.**, *Worm Gear Drives With Adjustable Backlash*, Journal of Mechanisms and Robotics, 8, 2016, str. 014504-1÷014504-7.
2. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Innovative design of non-backlash worm gear drives*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 18, 2018, str. 983-999.
3. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnie ślimakowe z regulowanym luzem bocznym*, Mechanik, 87(7), 2014, str. 526-532.
4. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Innowacyjne przekładnie ślimakowe do zastosowań w precyzyjnych mechanizmach i napędach*, XXI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Koła Zębate KZ i XIX Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna Przekładnie Zębate, Wisła, 25-27.11.2014, Czasopismo Logistyka, 2014, 6, Instytut Logistyki i Magazynowania, Poznań 2014, str. 5027-5041.
5. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Rozwiązania konstrukcyjne przekładni ślimakowych z regulacją luzu bocznego do zastosowań w precyzyjnych mechanizmach i napędach*, Logistyka, 2015, 3, str. 2011-2024.
6. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Koło ślimakowe przekładni bezluzowej*. Patent PL 227171, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.11.2017r, Ślimacznica dzielona z połówkami posiadającymi faliste wygięcie.
7. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Koło ślimakowe przekładni bezluzowej*. Patent PL 227172, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.11.2017r, Zespół koła ślimakowego przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową oraz elastycznym wieńcem.

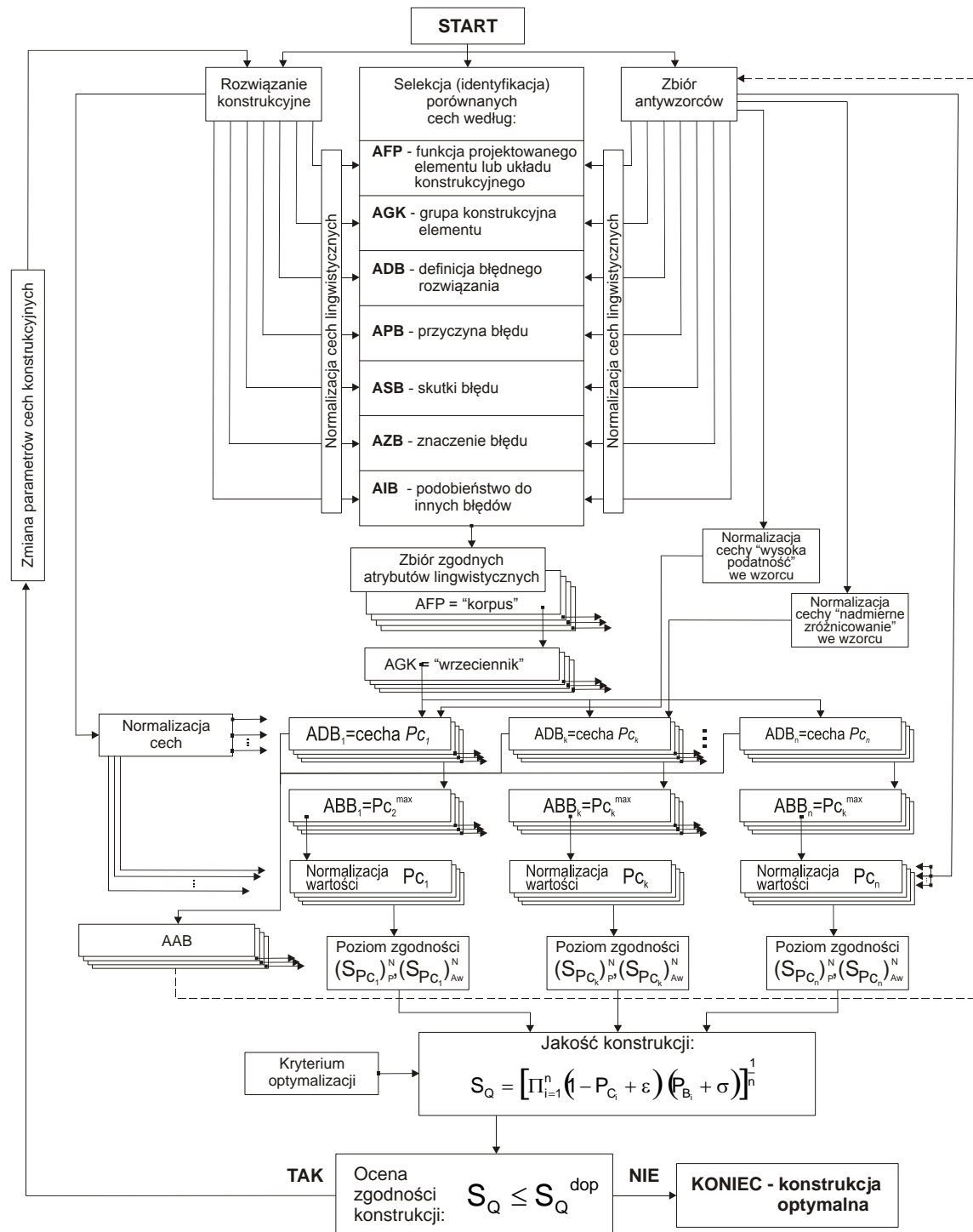
8. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*. Patent PL 228052, Urząd Patentowy RP, Warszawa 28.02.2018r, Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementami sprężystymi.
9. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228444, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018r, Ślimacznicza dzielona z wewnątrz wydrążoną połówką oraz elastyczną tarczą zamieniającą niewielkie odkształcenie w kierunku osi koła ślimakowego na odkształcenie obrotowe wokół tej osi.
10. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228445, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018r, Koło ślimakowe z wewnętrznym wydrążeniem podcinającym zęby ślimacznicy.
11. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 228446, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.03.2018r, Przekładnia ślimakowa z regulowanym luzem osiowym i promieniowym.
12. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, Koło ślimakowe przekładni bezluzowej, Patent PL 230879, Urząd Patentowy RP, Warszawa 31.12.2018r, Koło ślimakowe, przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym, ze szczeliną obwodową wraz z zespołem tarcz sprężystych o profilu łukowym.
13. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*, Patent PL 230880, Urząd Patentowy RP, Warszawa 31.12.2018r, Koło ślimakowe przekładni ślimakowej z regulowanym luzem bocznym ze szczeliną obwodową wraz z elementem sprężystym w postaci tulei.
14. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Przekładnia ślimakowa bezluzowa*. Zgłoszenie patentowe nr P.427142 z dnia 2018.09.18. Urząd Patentowy RP, Warszawa 2018r, Przekładnia ślimakowa z wycięciami ukośnymi lub śrubowymi w podstawie dna zwojów ślimaka.

3.4. Metodyka analizy podobieństwa cech konstrukcyjnych elementów przekładni ślimakowych

Opracowaną metodykę do oceny zgodności rozwiązania projektowego i antywzorca, w tym również dla korpusów przekładni ślimakowych, pokazano na rys. 51. Zdefiniowane antywzorcy są uogólnioną definicją możliwych przypadków złych rozwiązań konstrukcyjnych. Antywzorcy mogą wyróżniać się wieloma atrybutami: (AFP) funkcją projektowanego elementu lub układu konstrukcyjnego, (AGK) grupą konstrukcyjną elementu, (ADB) definicją błędnego rozwiązania, (APB) przyczyną błędu, (ASB) skutkami błędu, (AZB) znaczeniem błędu, (AIB) podobieństwem do innych błędów, (AC1), (AC2) .. (ACn). Wyróżniającymi cechami antywzorców są właściwości geometryczne i fizyczne. Miary oceny zgodności zależne będą od zbioru parametrów charakterystycznych dla powyższych cech i powinny podlegać normalizacji do przedziału (0, 1) z zastosowaniem zbiorów rozmytych.

Wyznaczenie miar oceny zgodności projektowanej konstrukcji i antywzorców wymagało przeprowadzenia normalizacji cech poddawanych porównaniom. Atrybuty lingwistyczne antywzorców wykorzystać można do selekcji według (AFP), (AGK), (ADB), (APB), (ASB), (AZB), (AIB), (AC1), (AC2) ... (ACn). Atrybuty wejściowe wymagają normalizacji do przedziału (0, 1).

Metodyka ta pozwala na normalizację parametrów charakteryzujących wybrane cechy rozwiązań konstrukcyjnych oraz ich klasyfikację ze względu na przyczyny powstawania błędnych rozwiązań, ich znaczenia, podobieństwo do innych błędów.



Rys. 51. Metodyka oceny zgodności rozwiązań projektowych z antywzorcami.

Wyróżniającymi cechami antywzorców są właściwości geometryczne, fizyczne, technologiczne i ekonomiczne.

Miary oceny zgodności zależne będą od zbioru parametrów charakterystycznych dla powyższych cech P_{C_i} i powinny podlegać normalizacji do przedziału (0, 1) z zastosowaniem zbiorów rozmytych. Znaczenie błędu (AZB), którego miarą jest P_{B_i} , należy po normalizacji

dołączyć do zbioru parametrów charakteryzujących cechy konstrukcyjne. Normalizacja poprzez kształt funkcji przynależności powinna uwzględniać znaczenie wartości dla wyniku normalizacji (kierunek wpływu).

Zgodnie z opracowaną metodyką, miarą zgodności ze wzorcem może być suma bezwzględnych wartości odległości między parametrami wzorca, a projektowanego korpusu, suma kwadratów odległości lub na przykład odległość geometryczna.

W opracowanej metodyce do oceny zgodności rozwiązania konstrukcji korpusu z antywzorcem przyjęto, że iloczyn sumarycznej wartości jakości S_Q obliczamy z wzoru (22):

$$S_Q = \left[\prod_{i=1}^n (1 - P_{C_i} + \varepsilon) \cdot (P_{B_i} + \sigma) \right]^{1/n} \quad (22)$$

gdzie: i - numer cechy, n - ilość niekorzystnych cech konstrukcyjnych, P_{C_i} - wartość poziomu cechy ($P_{C_i} = 0 \div 1$, dla $P_{C_i} = 0$ parametr i -tej cechy konstrukcyjnej jest najbardziej korzystny), ε - współczynnik korygujący wartość poziomu cechy P_{C_i} (dla: $P_{C_i} = 1$ wartość $\varepsilon = 0,001$; $P_{C_i} < 1$ wartość $\varepsilon = 0$), P_{B_i} - wartość znaczenia błędu wybranej cechy i ($P_{B_i} = 0 \div 1$, dla $P_{B_i} = 1$ znaczenie błędu parametru cechy konstrukcyjnej i jest największe); σ - współczynnik korygujący wartość znaczenia błędu P_{B_i} (dla: $P_{B_i} = 0$ wartość $\sigma = 0,001$; $P_{B_i} > 0$ wartość $\sigma = 0$).

Przed dokonaniem oceny podobieństwa cech konstrukcyjnych projektowanych korpusów maszynowych z antywzorcami możliwe jest sprawdzenie zdolności klasyfikacyjnej wykorzystywanych parametrów. Do tego potrzebny jest zbiór rozwiązań projektowych, dla którego zamierza się sprawdzić siłę ich różnicowania przez poszczególne parametry.

Zgodnie z pierwszą zasadą przyjęto, że konstrukcja korpusu powinna spełniać wszystkie podstawowe warunki konstrukcyjne w stopniu nie gorszym od założonego, stąd:

$$S_Q \geq S_{Q_{dop}} \quad (23)$$

gdzie: $S_{Q_{dop}}$ - dopuszczalna jakość konstrukcji dobrej. Wartość ta jest złożoną funkcją:

$$S_{Q_{dop}} = f(S_{Q_{dop1}}, S_{Q_{dop2}}, \dots, S_{Q_{dopk}}, \dots, S_{Q_{dopn}}) \quad (24)$$

Z kolei spośród konstrukcji dobrych, spełniających warunek (24), zgodnie z drugą zasadą konstruowania, można znaleźć konstrukcję optymalną (polioptymalną) ze względu na podstawowe kryterium optymalizacyjne, dla której:

$$S_Q = S_Q^{\text{opt}} = S_Q^{\text{max}} \geq S_{Q_{dop}} \quad (25)$$

Druga ogólna zasada konstrukcji mówi, że konstrukcja powinna być optymalna (polioptymalna) w danych warunkach ze względu na przyjęte kryterium optymalizacji. W opracowanej metodyce oceny zgodności rozwiązań konstrukcyjnych z antywzorcami ogólne kryterium optymalizacji określa warunek (26).

Podsumowanie

- Opracowana metodyka do oceny zgodności rozwiązania projektowego i antywzorca, pokazana na przykładach korpusów przekładni ślimakowych (spawanych i odlewanych), pozwala na normalizację parametrów charakteryzujących wybrane cechy analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych, a następnie na ustalenie stopnia zgodności antywzorca z analizowaną konstrukcją.
- Podjęto pracę nad opracowaniem podstaw automatyzacji procesów projektowania elementów i zespołów maszyn z zastosowaniem sztucznej inteligencji, w warunkach niepewności i niepowtarzalności procesów. W zautomatyzowanych systemach projektowania wykorzystujących opis cech konstrukcji w języku naturalnym oraz

inteligentny interfejs mowy naturalnej i rysunków odręcznych, zastosowanie antywzorców projektowych, a w szczególności w połączeniu z metodami sztucznej inteligencji, ma duże znaczenie dla efektywności i rozwoju tych systemów.

- Ocena jakości elementów maszyn oparta o odmienność od bazy antywzorców, może być użyta zarówno do uniknięcia powtarzalnych błędów konstrukcyjnych jak i do automatycznego porównywania projektów konstrukcji na podstawie ich podobieństwa do błędnych rozwiązań. O ile metoda ta pozwala na wykrycie znanych wcześniej błędów konstrukcyjnych, nie powinno się traktować otrzymanych wyników (np. braku podobieństwa do znanych antywzorców), jako kompletnej oceny jakości.
- Wprowadzenie antywzorców do obliczeń modeli numerycznych poddających ocenie cechy konstrukcji, tworzy negatywną referencję jakości pozwalającą na interpretację jakości. W kontekście konstrukcji mechanicznych znajdujemy antywzorce w wartościach cech konstrukcji np. nieprawidłowa chropowatość lub grubość powierzchni; relacjach strukturalnych np. brak ożebrowania korpusu, geometrycznych np. błędna prostopadłość osi czy nadmierne gabaryty elementów konstrukcji.
- Prace dotyczące teoretycznych i doświadczalnych podstaw metodyki definiowania antywzorców, ich cech oraz wysokiej zdolności klasyfikacyjnej miar oceny stopnia zgodności z analizowaną konstrukcją, są ważnym kierunkiem badawczym, o dużym znaczeniu dla zautomatyzowanych systemów wspomagania procesu projektowania, jako powszechnych w nieodległej przyszłości.

Szczegółową analizę powyżej opisanych zagadnień zawarto w zbiorze publikacji:

1. Tuchołka A., Majewski M., Kacalak W., **Budniak Z.**, *A Method for Intelligent Quality Assessment of a Gearbox using Antipatterns and Convolutional Neural Networks*, 7th Computer Science On-line Conference 2018 - CSOC 2018, 25-28 April 2018, Advances in Intelligent Systems and Computing, Volume 764, Artificial Intelligence Trends in Intelligent Systems, Springer International Publishing Switzerland 2018, str. 57-68.
2. Tuchołka A., Majewski M., Kacalak W., Budniak Z., *Comparison of Numerical Models Used for Automated Analysis of Mechanical Structures*, Computational and Statistical Methods in Intelligent Systems 2018 - CoMeSySo 2018, 12-14 September 2018, Advances in Intelligent Systems and Computing, Volume 859, Computational and Statistical Methods in Intelligent Systems, Springer Nature Switzerland AG 2019, str. 341-352.
3. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Intelligent Automated Design of Machine Components Using Antipatterns*, 16th International Conference on Intelligent Data Engineering and Automated Learning - IDEAL 2015, Wroclaw, Poland, 14-16 October 2015, Lecture Notes in Computer Science Volume 9375, Springer International Publishing 2015, str. 248-255.
4. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Analysis of similarities between structural features of designed machine elements and corresponding antipatterns*, IV International Scientific-Technical Conference – Manufacturing 2014: Contemporary Problems of Manufacturing and Production Management, 8-10 December 2014, Poznań 2014, Selected Conference Proceedings in Web of Science - Poznan University of Technology 2016, Thomson Reuters - Conference Proceedings Citation Index, str. 135-142.
5. Kacalak W., Majewski M., Keith Douglas Stuart, **Budniak Z.**, *Interactive Systems for Designing Machine Elements and Assemblies*, Management and Production Engineering Review, vol. 6, nr 3, September 2015, str. 21-34.

4. Pozostałe osiągnięcia naukowo-badawcze

Zainteresowania naukowe Autora, obok zagadnień będących elementem wskazanego osiągnięcia naukowego, obejmują tematykę badawczą dotyczącą:

- projektowania maszyn i urządzeń, w tym modelowania i analizy eksploatacji żurawi samochodowych oraz przestrzennych mechanizmów maszyn,
- automatyzacji montażu części o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim,
- obróbki ściernej.

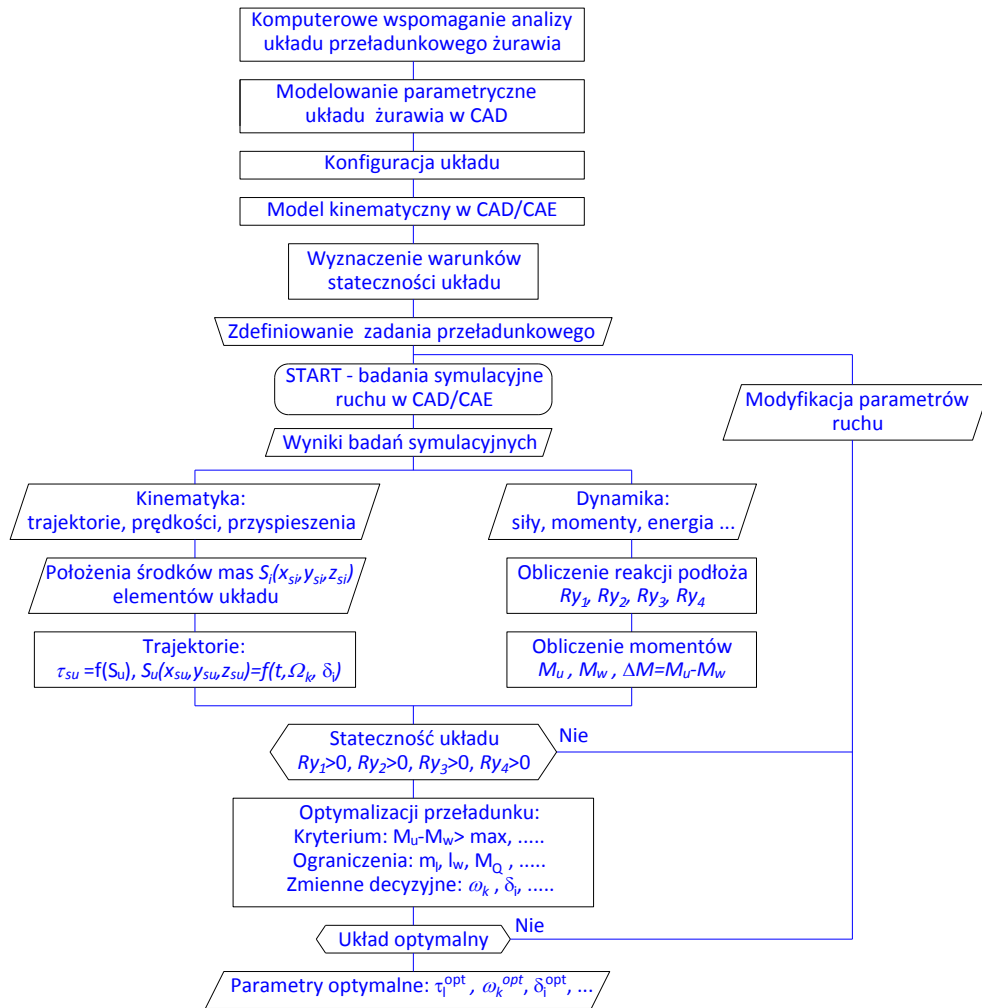
4.1. Projektowanie maszyn i urządzeń

4.1.1 Modelowanie i analiza problemów eksploatacji żurawi samochodowych

Badania dotyczące modelowania i analiz problemów eksploatacji mobilnych żurawi samochodowych typu HIAB XS 111 Autor prowadził w ramach projektu badawczego PBS/A6/28, pt. *Zastosowanie rozszerzonej rzeczywistości, interaktywnych układów i głosowego interfejsu operatora w sterowaniu urządzeniami dźwigowymi* (kierownik projektu: prof. ndzw. dr hab. inż. Majewski M.), realizowanego w okresie od 1.01.2015 r do 30.09.2018 r. W ramach prowadzonych badań naukowych Autor realizował między innymi następujące zadania:

- opracowanie modelu matematycznego, określającego konfigurację układu przeładunkowego żurawia,
- opracowanie modelu matematycznego i aplikacji numerycznej, zintegrowanej z modelem symulacyjnym zbudowanym w programie CAD/CAE, do wyznaczenia stateczności układu żurawia dla różnych stanów obciążeń i trajektorii przemieszczeń ładunku,
- zdefiniowanie problemu optymalizacji zadania przeładunkowego polegającego na poszukiwaniu wektora zmiennych decyzyjnych (parametrów konfiguracyjnych układu żurawia), dla którego zdefiniowana funkcja celu osiąga minimum - najczęściej jest to minimalizacja długości drogi przenoszonego ładunku oraz czas realizacji zadania przeładunkowego,
- opracowanie metodyki do oceny dokładności pozycjonowania ładunku w zależności od przyjętej strategii sterowania oraz dokładności wymuszeń kinematycznych mechanizmów roboczych żurawia,
- analiza stosowalności i funkcjonalności opracowanych procedur obliczeniowych, zintegrowanych z modelem symulacyjnym układu żurawia zbudowanym w środowisku CAD/CAE, do wykorzystania przez system sterowania i monitorowania pracy żurawia, zawierający aktywny interfejs komunikacji głosowej wykorzystywany przez operatora, informującego go o parametrach pracy urządzenia,
- współudział w opracowaniu zgłoszeń patentowych dotyczących: modułowego układu do interaktywnego sterowania urządzeniem dźwigowym, nowej konstrukcji podpór z układem pomiaru reakcji w podporach, sposobu predykcji i eliminacji stanów niestateczności urządzenia dźwigowego.

Modelowanie i badania symulacyjne układu przeładunkowego żurawia z zapewnieniem jego stateczności przeprowadzono zgodnie z opracowaną przez autora metodyką pokazaną na rysunku 52.



Rys. 52. Schemat blokowy komputerowego wspomaganie i analizy stateczności układu przeładunkowego żurawia samojezdowego

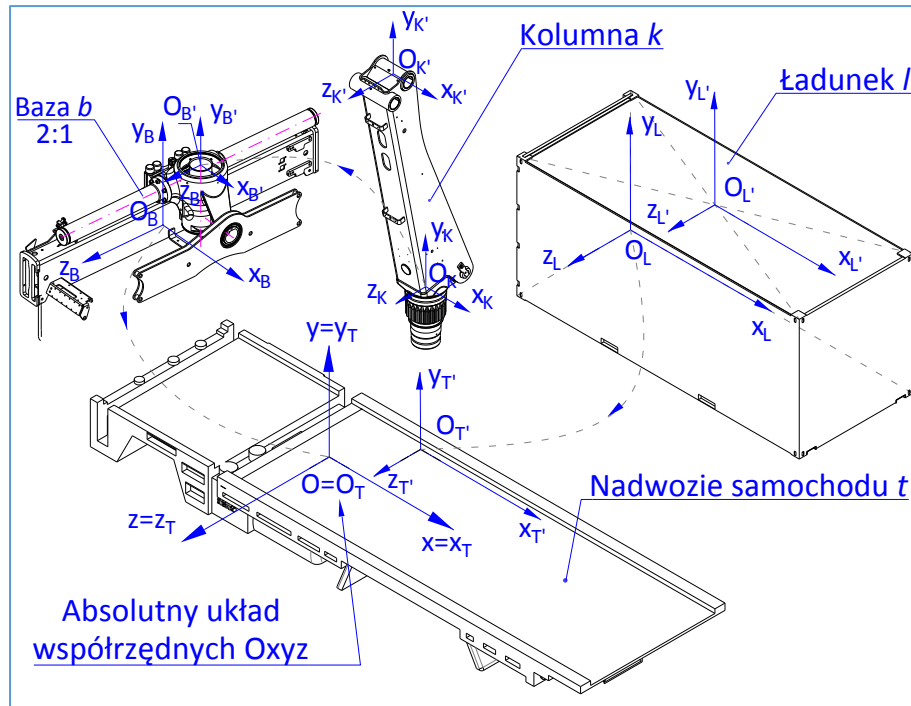
Podstawowymi elementami realizowanej metody są: modelowanie parametryczne elementów i całego układu w systemie CAD dla zdefiniowanej konfiguracji, określenie warunków stateczności układu (zapis równań, stanowiących model matematyczny, na obliczenie: trajektorii środków mas elementów układu żurawia, reakcji podłoża na układ podporowy żurawia, momentu ustalającego M_u i wywrotowego M_w), zbudowanie modelu kinematycznego żurawia i przeprowadzenie badań symulacyjnych w zintegrowanym systemie CAD/CAE, analiza wielkości kinematycznych oraz dynamicznych układu żurawia podczas przeładunku pod kątem zachowania stałej równowagi (stateczności), optymalizacja trajektorii przemieszczeń układów roboczych żurawia dla określonych zadań z uwzględnieniem wielu kryteriów i warunków ograniczających, ocenę dokładności pozycjonowania.

Do modelowania i badań numerycznych układu przeładunkowego żurawia wykorzystano zintegrowane oprogramowanie CAD - SolidWorks, moduł do obliczeń i analiz inżynierskich CAE - SolidWorks Motion oraz opracowane aplikacje numeryczne w Excel-u.

Opracowany przez autora model matematyczny żurawia przeznaczony jest do analizy stateczności podczas wykonywania ruchów sekwencyjnych w postaci obrotu kolumny żurawia, obrotu ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz wysuwanych ogniw sześcioczęłowego ramienia teleskopowego. Zapis równań stanowiących model stateczności pozwala na obliczenie:

zmiennych konfiguracyjnych elementów żurawia w przestrzeni kartezjańskiej, położenia środków mas układu żurawia, reakcji i momentów działających na układ podporowy, długości trasy przemieszczanego ładunku.

Konfigurację układu przeładunkowego żurawia, jako połączonych ze sobą członów, rozpatrzono jako zespół lokalnych kartezjańskich układów współrzędnych, przypisanych poszczególnym członom (rys. 53).



Rys. 53. Widok montażowy nadwozia samochodu t , bazy b , kolumny k oraz ładunku l , gdzie lokalne układy współrzędnych $O_T x_T y_T z_T$, $O_B x_B y_B z_B$, $O_K x_K y_K z_K$ oraz $O_L x_L y_L z_L$ są związane z głównymi bazami montażowymi, natomiast lokalne układy współrzędnych $O_T' x_T' y_T' z_T'$, $O_B' x_B' y_B' z_B'$, $O_K' x_K' y_K' z_K'$ i $O_L' x_L' y_L' z_L'$ są to pomocnicze bazy montażowe.

Na rys. 54 zaprezentowano układy współrzędnych żurawia przeładunkowego w pozycji roboczej. Wektor określający położenie ładunku \vec{q}_l , w absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$ obliczono z wzoru (26):

$$\vec{q}_l = L(x_L, y_L, z_L) = [x_L, y_L, z_L]^T = \vec{r}_f + \vec{r}_b + \vec{r}_k + \vec{r}_{W_w} + \vec{r}_{W_z} + \vec{r}_t + \vec{r}_h + \vec{r}_z + \vec{r}_l \quad (26)$$

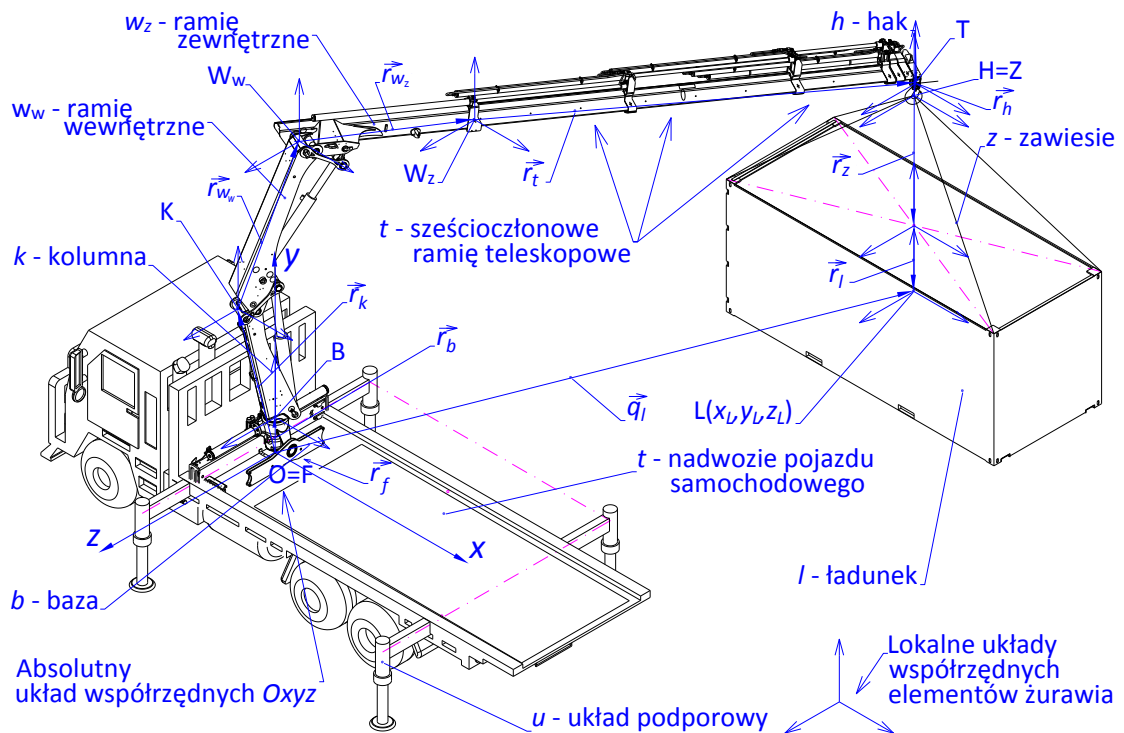
gdzie:

$$\vec{r}_t = \vec{r}_{t_1} + \vec{r}_{t_2} + \vec{r}_{t_3} + \vec{r}_{t_4} + \vec{r}_{t_5} + \vec{r}_{t_6} \quad (27)$$

$\vec{r}_f, \vec{r}_b, \vec{r}_k, \vec{r}_{W_w}, \vec{r}_{W_z}, \vec{r}_t, \vec{r}_h, \vec{r}_z, \vec{r}_l$ - wektory określające położenie początków lokalnych układów współrzędnych znajdujących się w punktach $F = O, B, K, W_w, W_z, T, H, Z, L$ należących do pojazdu samochodowego f , bazy żurawia b , kolumny obrotowej k , wysięgnika wewnętrznego w_w i zewnętrznego w_z , sześćo-członowego ramienia teleskopowego t , haka h , zawiesia z oraz przenoszonego ładunku l .

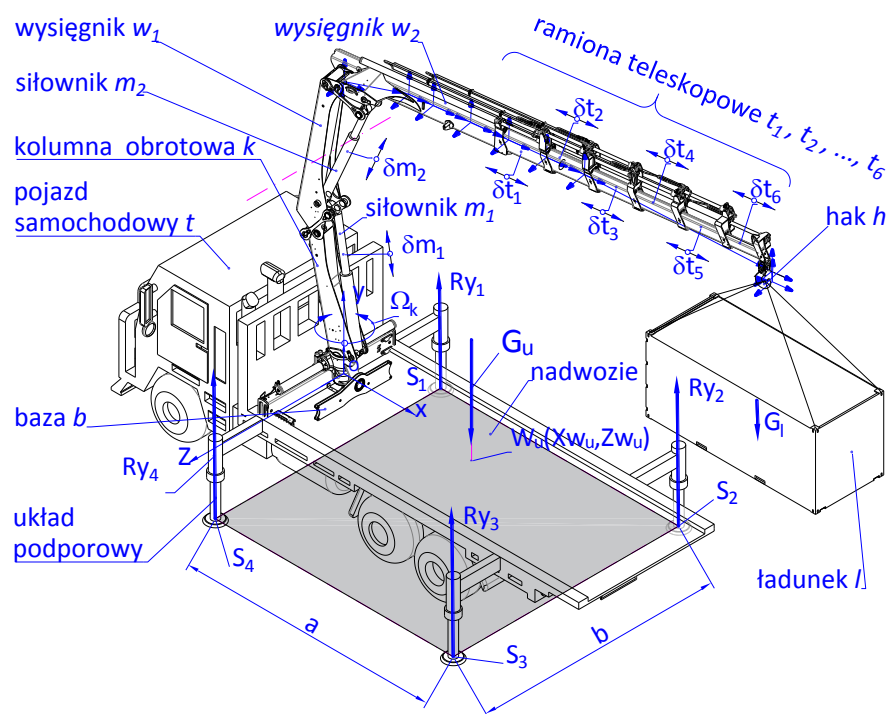
Opis analityczny konfiguracji żurawia sprowadzał się do zastąpienia równań wektorowych (27-28) przekształceniami macierzy jednorodnych, zawierających macierze rotacji i translacji lokalnych układów współrzędnych elementów układu żurawia.

Do wyznaczenia wektorów (rys. 54), opisanych równaniami (26-27) wykorzystano zbudowany model parametryczny żurawia w zintegrowanym środowisku CAD/CAE.

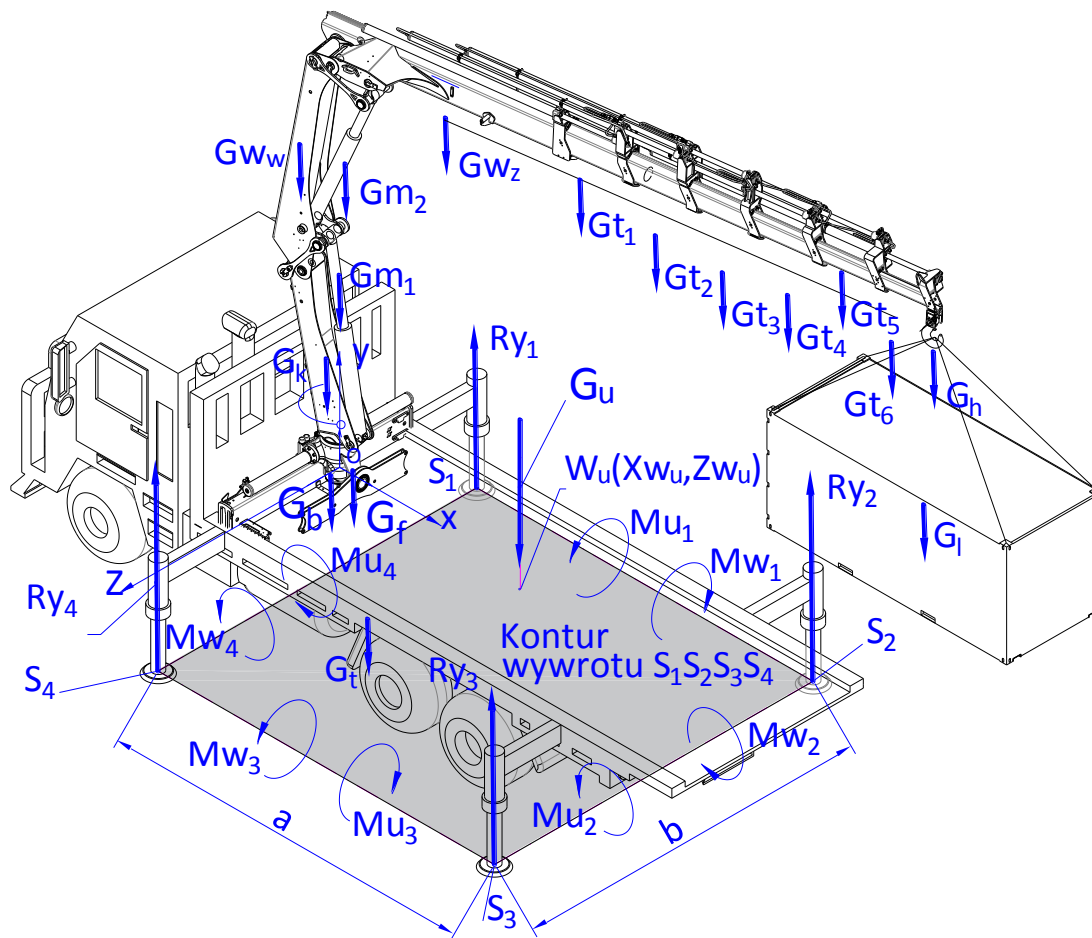


Rys. 54. Konfiguracja układu wyładunkowego żurawia samojezdnego w położeniu roboczym.

Do badań symulacyjnych wykorzystano zbudowany przez Autora model kinematyczny układu przeładunkowego, żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111, pokazanego na rys. 55. Natomiast wyznaczenie warunków stateczności przeprowadzono na podstawie schematu obliczeniowego pokazanego na rys. 56.



Rys. 55. Model kinematyczny układu przeładunkowego żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111, gdzie: a i b rozstaw podpór.



Rys. 56. Schemat obliczeniowy sił i momentów działających na układ podporowy żurawia: gdzie: G_u - ciężar całkowity układu żurawia; G_f - ciężar samochodu wraz z układem podporowym; G_b - ciężar bazy żurawia; G_k - ciężar kolumny obrotowej; G_{Ww} - ciężar ramienia wewnętrznego, G_{Wz} - ciężar ramienia zewnętrznego; G_{m_1}, G_{m_2} - ciężary siłowników hydraulicznych; $G_{t_1}, G_{t_2}, \dots, G_{t_6}$ - ciężary ramion sześcioczołowego wysięgnika; G_h - ciężar haka, G_l - ciężar ładunku; a i b - rozstaw podpór żurawia.

Istotnym elementem prezentowanej metodyki są opracowane przez Autora aplikacje numeryczne niezbędne do oceny stateczności układu przeładunkowego żurawia. Pozwalają one na obliczenie następujących wielkości, zmieniających się w czasie t realizacji zadania przeładunkowego - na podstawie danych uzyskanych z badań symulacyjnych :

- sumarycznego położenia środka ciężkości S_u (x_{Su}, y_{Su}, z_{Su}) = $f(t)$ układu przeładunkowego. Jeżeli prosta działania wypadkowej pionowych sił nacisków G_u podpór na podłoże przechodzi przez punkt S_u na płaszczyźnie podłoża, określony współrzędnymi $W_u(x_{Su}, z_{Su})$ i leżący wewnątrz konturu wywrotu $S_1S_2S_3S_4$, to żuraw stoi na wszystkich podporach;
- pionowych sił reakcji R_1, R_2, R_3 i R_4 podłoża na podpory żurawia;
- różnicy momentów ΔM względem krawędzi wywrotowych k_1, k_2, k_3 i k_4 , opisanych równaniami (28-31). W obliczeniach przyjęto, że stateczność jest zapewniona przy wartości różnicy momentów ΔM większej od 0 i oblicza się ją z zależności:

$$\Delta M = \min(\Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta M_4) > 0 \quad (28)$$

gdzie: $\Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta M_4$ - różnice momentów względem krawędzi wywrotowych k_1, k_2, k_3 i k_4 ,

$$\Delta M_i = M u_i - M w_i \quad (29)$$

$$M u_i = \sum_{j=1}^n G_j \cdot d_{ij} \quad (30)$$

$$M w_i = \sum_{j=n+1}^m G_j \cdot d_{ij} \quad (31)$$

$i = 1 \div 4$ - numer krawędzi wywrotowej, n - liczba elementów układu żurawia, których wektor siły ciężkości w czasie przenoszenia ładunku, w rzucie na płaszczyznę poziomą, znajduje się wewnątrz konturu wywrotu ograniczonego krawędziami k_1, k_2, k_3 i k_4 ; m - liczba wszystkich elementów układu żurawia, d_{ij} - odległość środka ciężkości elementu j od krawędzi wywrotu i w rzucie na płaszczyznę poziomą,

$$d_{1j} = z_j - z_{S_1}, d_{2j} = x_{S_2} - x_j, d_{3j} = z_{S_4} - z_j, d_{4j} = x_j - x_{S_1} \quad (32)$$

- wskaźnika bezpieczeństwa W_b , jest to nową metoda oceny efektywności zadania przeładunkowego pozwalającą na wyznaczyć wartości wskaźnika bezpieczeństwa W_b , jako kryterium stateczności układu żurawia.

Wskaźnik bezpieczeństwa W_b zdefiniowano jako:

$$W_B = \min \in \left\{ \frac{\min(Ry_i)}{G_u \cdot k_1 \cdot (1 - k_2)} \right\} - \frac{k_2}{1 - k_2} \quad (33)$$

gdzie:

$$t = t_e - t_b \quad (34)$$

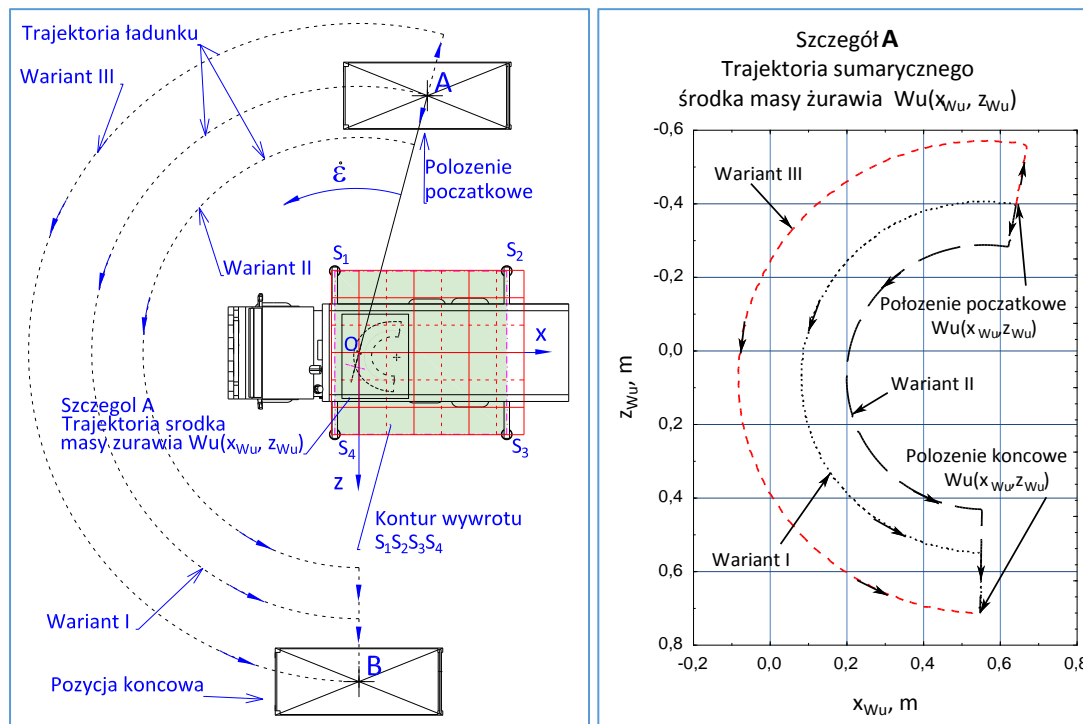
$i = 1 - 4$ - numer podpory, $j =$ - numer elementarnego fragmentu trajektorii, $\min(Ry_i)$, kN - najmniejsza z reakcji pionowych podłoża na podporze i , G_u , kN - całkowity ciężar układu żurawia, k_1 - współczynnik maksymalnego obciążenia podpory żurawia, $Ry_{max} = G_u \cdot k_1$, gdzie: $k_1 \leq 0.25$ - dla żurawia o czterech podporach, k_2 - współczynnik wyznaczający minimalne obciążenie podpory żurawia, $Ry_{min} = G_u \cdot k_2$, t, s - czas cyklu pracy zadania przeładunkowego,

$t_b = 0$, s - początek cyklu roboczego żurawia, t_e, s - koniec cyklu roboczego żurawia,

Aby zapewnić stateczność układu żurawia wartość wskaźnika W_b powinna być większa od zera, gdy $\min(Ry_i) > k_1 \cdot k_2$. Z kolei wartość współczynnika k_2 wyznacza się ze względów bezpieczeństwa na poziomie zależnym od warunków pracy żurawia. Przyjęto, że wartość tego współczynnika uwzględnia prędkość wiatru oraz prędkości, przyspieszenia i szarpnięcia w parach kinematycznych żurawia. Szarpnięcia mogą być wywołane przez oderwanie przymarzniętego ładunku do podłoża, zerwanie się ładunku, nagłe hamowanie, uderzenie o przeszkodę itp.

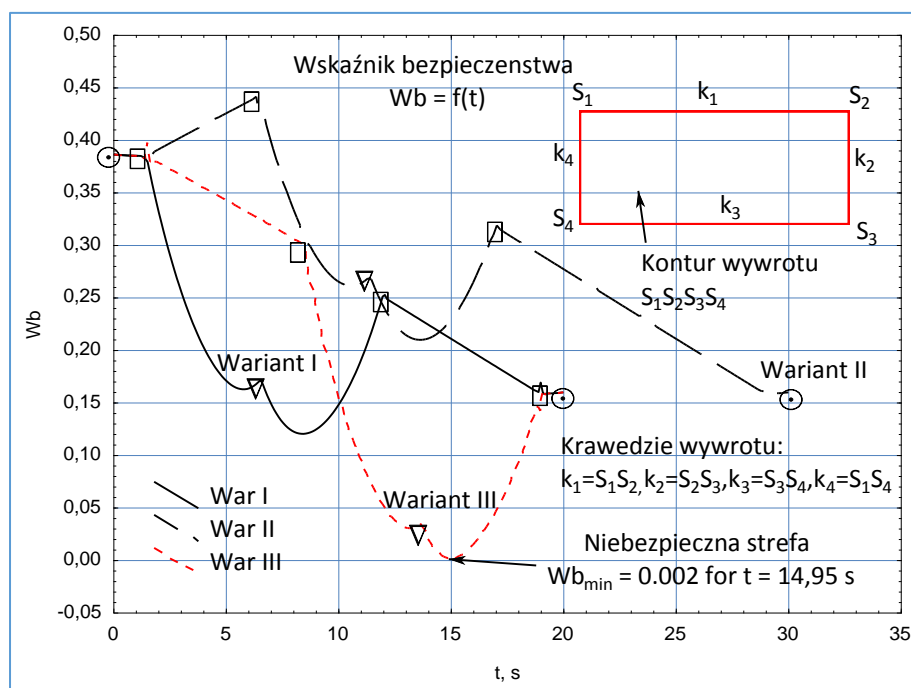
Przykładowe wyniki badań symulacyjnych, dla trzech wariantów zadania przeładunkowego, pokazanego na rys. 57, przedstawiono na wykresach rys. 58 i rys. 59.

Potwierdzeniem tego są przebiegi kształtowania się wartości wskaźnika bezpieczeństwa W_b przedstawione na rys. 58. Dla pokazanego przykładu zadania przeładunkowego wynika, że minimalna wartość wskaźnika bezpieczeństwa dla wszystkich trzech przypadków jest większa od 0, a więc układ żurawia w całym zakresie jest stateczny. Jednakże dla trzeciego wariantu zadania przeładunkowego, wartość tego wskaźnika $W_b = 0.002$ jest bardzo mała. Oznacza to, że dla trajektorii przenoszonego ładunku τ_H warunki pracy są najmniej korzystne gdyż zachodzi zagrożenie utraty stateczności układu żurawia. Potwierdzeniem tego są wykresy pokazane na rysunku 59.

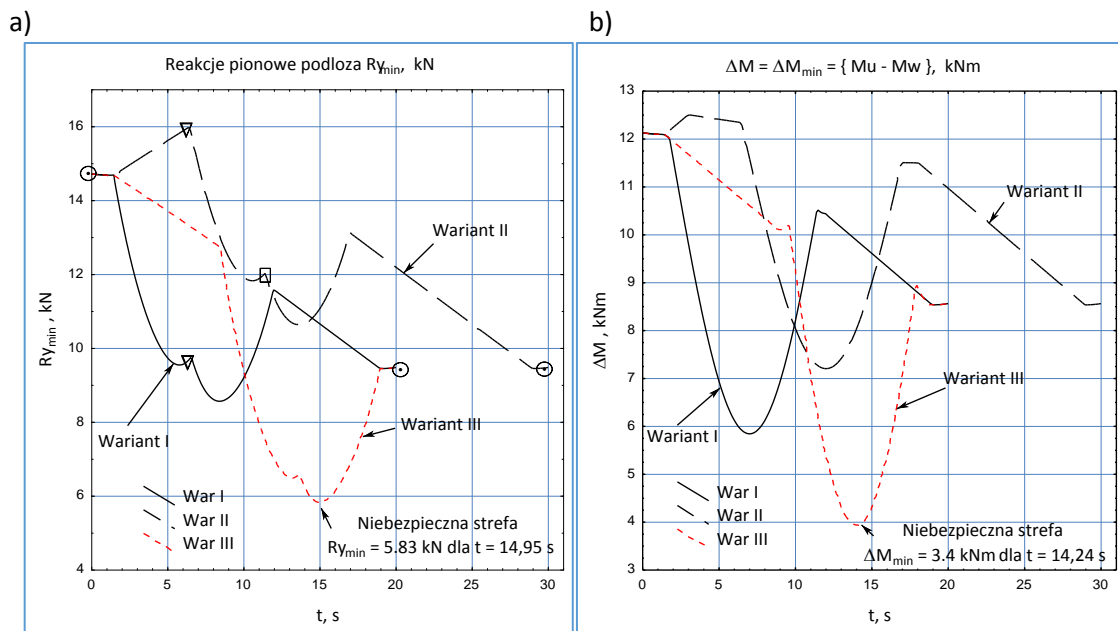


Rys. 57. Zadanie przeładunkowe przeniesienia ładunku z położenia początkowego A do pozycjonowania w punkcie B, dla trzech wariantów przemieszczeń.

Pokazano trajektorie, wyznaczone przez środki mas $Wu(x_{Wu}, z_{Wu})$ układu żurawia, znajdują się wewnątrz konturu wyrotu $S_1S_2S_3S_4$ (szczegół A), a więc warunki stateczności są spełnione.



Rys. 58. Przebiegi wartości wskaźnika bezpieczeństwa W_b dla trzech wariantów zadania przeładunkowego, gdzie: \circ - początek i koniec ruchu, \square - początek i koniec ruchu po okręgu, ∇ - zmiana krawędzi wyrotowej z k_1 na k_2 .



Rys. 59. Zmiany wartości pionowych sił reakcji podłoża $\min(R_{y_i})$ (a) oraz wartości ΔM_{\min} (b) podczas przemieszczania ładunku dla trzech wariantów zadania przeładunkowego.

Dokładność pozycjonowania ładunku realizowanego zadania przeładunkowego

Badania Autora dotyczyły również zagadnień związanych z dokładnością pozycjonowania ładunku realizowanego zadania przeładunkowego. Aby umożliwić ilościową ocenę dokładności pozycjonowania ładunku realizowanego zadania przeładunkowego, opracowano metodykę, w której wykorzystano zintegrowany system CAD/CAE.

Przyjęto, że założoną dokładność pozycjonowania ładunku w pozycji pośredniej, po wykonaniu pojedynczego ruchu sekwencyjnego oraz w pozycji docelowej uzyskujemy w dwóch etapach:

- *pozycjonowanie wstępne* - w pierwszym etapie zadania przeładunkowego są wykonywane ruchy sekwencyjne z możliwie dużą prędkością elementów członów napędowych roboczych żurawia.
- *repozycjonowanie docelowe* (dokładne) - celowe spowalnianie ruchów elementów członów roboczych żurawia, które musi być wykonywane w miejscu docelowym.

Przyjęto, że opracowany geometryczny wskaźnik dokładności pozycjonowania A_k (rys. 60) jest maksymalną wartością odległości położenia ładunku względem położenia nominalnego $P_k = L_k(x_{Lk}, y_{Lk}, z_{Lk})$:

$$A_k = r_g - r_d = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{\left(\frac{x_{\max} - x_{\min}}{2}\right)^2 + \left(\frac{y_{\max} - y_{\min}}{2}\right)^2 + \left(\frac{z_{\max} - z_{\min}}{2}\right)^2} \quad (35)$$

gdzie: x_{\max} , x_{\min} , y_{\max} , y_{\min} , z_{\max} , z_{\min} - stanowią odpowiednie maksymalne i minimalne wartości współrzędnych końcowego położenia ładunku, przy czym rozstępy wartości współrzędnych położenia w kierunku x , y i z wynoszą R_x , R_y , R_z ;

r_d , r_g - dolna oraz górna wartość bezwzględna wektora odległości między współrzędnymi położenia ładunku, a początkiem układu współrzędnych:

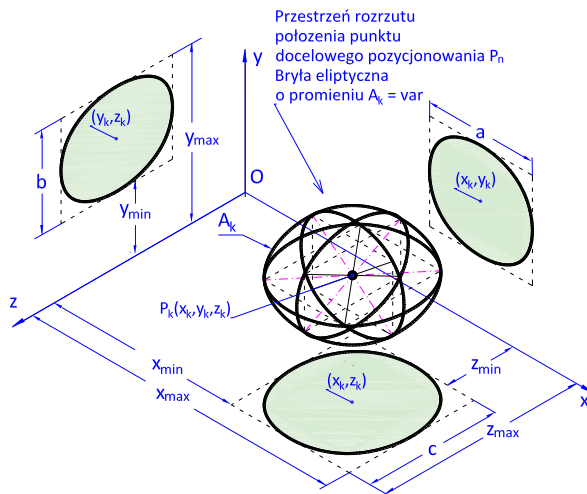
$$r_d = |\vec{r}_d| = \sqrt{\left(x_{Lk} - \frac{R_x}{2}\right)^2 + \left(y_{Lk} - \frac{R_y}{2}\right)^2 + \left(z_{Lk} - \frac{R_z}{2}\right)^2} \quad (36)$$

$x_{L_k}, y_{L_k}, z_{L_k}$ - współrzędne wektora \vec{r}_k , określającego położenie nominalne ładunku (wymaganej pozycji zdalnej):

$$\vec{r}_k = L_k = [x_{L_k}, y_{L_k}, z_{L_k}], x_{L_k} = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2}, y_k = \frac{y_{\max} + y_{\min}}{2}, z_k = \frac{z_{\max} + z_{\min}}{2} \quad (37)$$

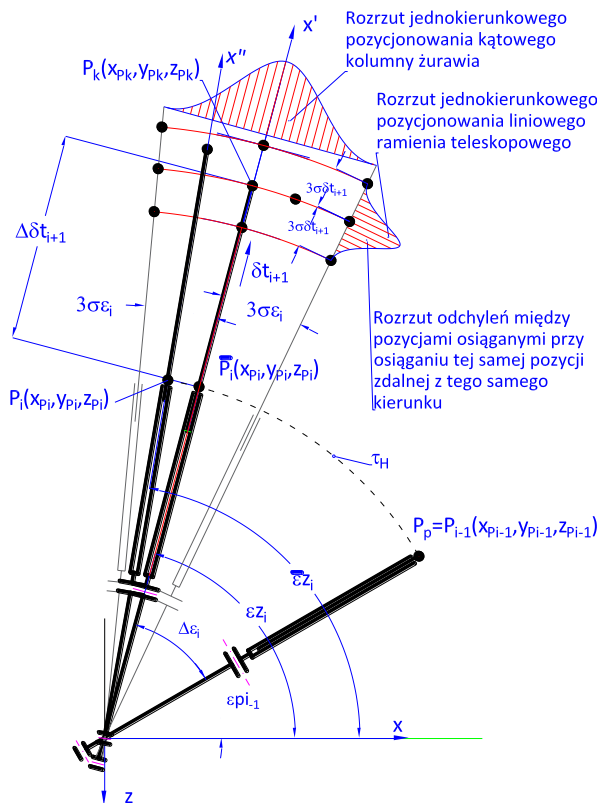
Długość wektora $|\vec{r}_k|$ jest odległością położenia nominalnego ładunku od początku układu współrzędnych $Oxyz$:

$$r_k = |\vec{r}_k| = \sqrt{x_{L_k}^2 + y_{L_k}^2 + z_{L_k}^2} \quad (38)$$



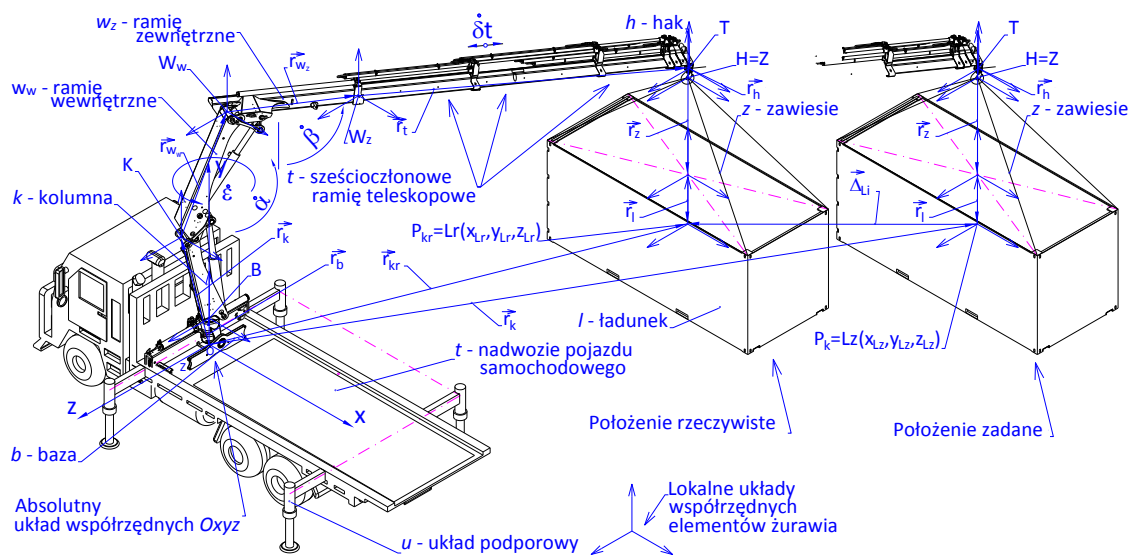
Rys. 60. Dokładność pozycjonowania żurawia przeładunkowego przy przenoszeniu ładunku z pozycji startowej P_p do danego punktu docelowego P_k

- Rozpatrując ruchy elementów roboczych żurawia podczas osiągnięcia zadanej pozycji pośredniej, po wykonaniu kolejnej sekwencji ruchu liniowego lub obrotowego, dokładność pozycjonowania jednokierunkowego określono na podstawie schematu obliczeniowego, opracowanego przez autora, pokazanego na rys. 61.



Rys. 61. Schemat do obliczenia dokładności jednokierunkowego pozycjonowania żurawia przeładunkowego: dla przenoszenia ładunku z pozycji startowej P_p do danego punktu docelowego P_k , gdzie: x - oś układu współrzędnych względem której jest mierzona orientacja kątowa (na przykładzie obrotu kolumny żurawia), x' - oś zadanej orientacji kątowej względem której mierzone jest przemieszczenie liniowe (na przykładzie wysuwania wysięgnika teleskopowego), i - kolejny numer ruchu sekwencyjnego żurawia, ϵ_{Zi} - kąt zadanej orientacji osi x' , $\bar{\epsilon}_{Zi}$ - wartość średnia orientacji kątowych, δt_{Zi+1} - zadane położenie według orientacji liniowej, $\bar{\epsilon}_{Zi}$ - wartość średnia położenia liniowego, $\pm 3\sigma_{\epsilon_i}$ - rozrzut kątów w stosunku do wartości $\bar{\epsilon}_{Zi}$, $\pm 3\sigma_{\delta t_{i+1}}$ - rozrzut jednokierunkowego przemieszczenia liniowego w stosunku do wartości $\bar{\delta t}_{Zi+1}$.

W ogólnym przypadku dokładność pozycjonowania przenoszonego ładunku określa wektor $\Delta \vec{r}_{kr}$ (rys. 62), który jest ogniwo zamykającym przestrzennego łańcucha wymiarowego 3D.

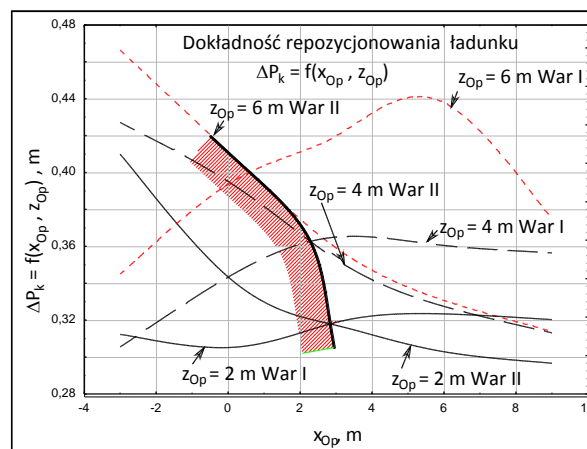


Rys. 62. Przestrzenny łańcuch wymiarowy układu żurawia, gdzie: \vec{r}_k - ogniwo zamykające określające dokładność pozycjonowania żurawia przeladunkowego po wykonaniu i -tego ruchu sekwencyjnego członu roboczego, \vec{r}_{kr} - wektor określający rzeczywiste położenie ładunku, \vec{r}_k - wektor określający zadane (nominalne) położenie ładunku.

W modelu matematycznym, określającym dokładność jednokierunkowego pozycjonowania kąтового i liniowego, autor uwzględnił:

- percepcję wzrokową operatora żurawia, określającą jego zdolność do prawidłowego oszacowania przemieszczenia członów roboczych żurawia w zależności od jego pozycji $Op(x_{Op}, z_{Op})$ względem absolutnego układu współrzędnych $Oxyz$ układu żurawia;
- czas reakcji - opóźnienie poleceń operatora sterującego ruchami sekwencyjnymi elementów roboczych żurawia.

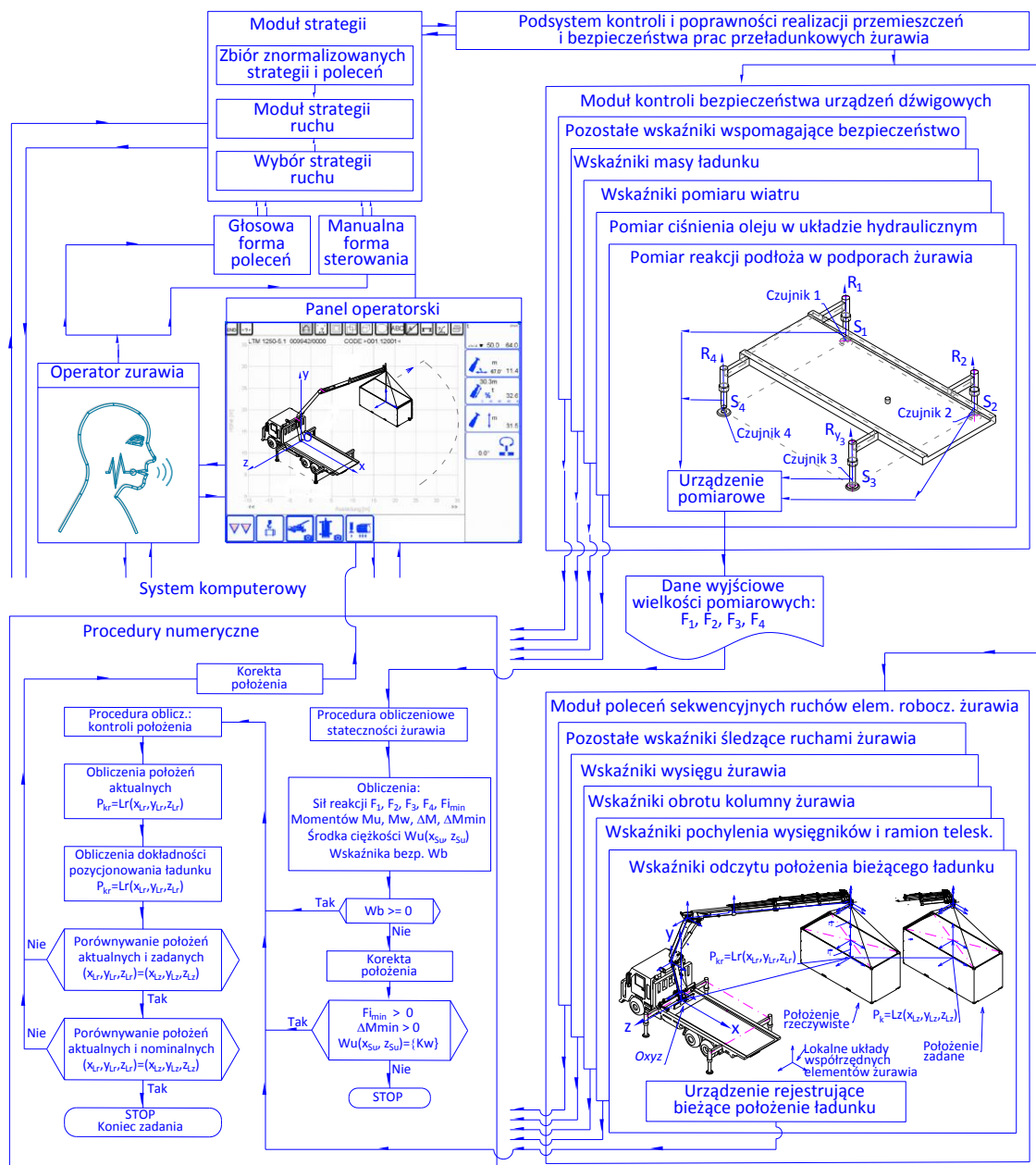
Przykładowy wynik badania symulacyjnego pokazują (rys. 63), że dokładność końcowego położenia ładunku jest znacznie większa niż dla pozycjonowania wstępnego.



Rys. 63. Dokładność repozycjonowania (dokładnego pozycjonowania) ładunku ΔP_k , dla dwóch przypadków realizowanego zadania przeladunkowego.

W ramach realizacji zadania badawczego Integracja systemu wizyjnego, komunikacji głosowej i manualnego sterowania w jednolity system ARSC (Augmented Reality & Smart Control), autor wykonał prace nad integracją systemu obustronnej komunikacji głosowej urządzeń dźwigowych i ich operatorów, z systemem wspomagania wizyjnego oraz systemem manualnego sterowania w jeden zintegrowany system ARSC sterowania żurawiem.

W ramach wykonywanych prac badawczych Autor zrealizował następujące zadania: współtworzył strukturę i zależności danych dla systemu realizacji poleceń w celu integracji systemu wizyjnego i manualnego sterowania pokazano na rys. 64.

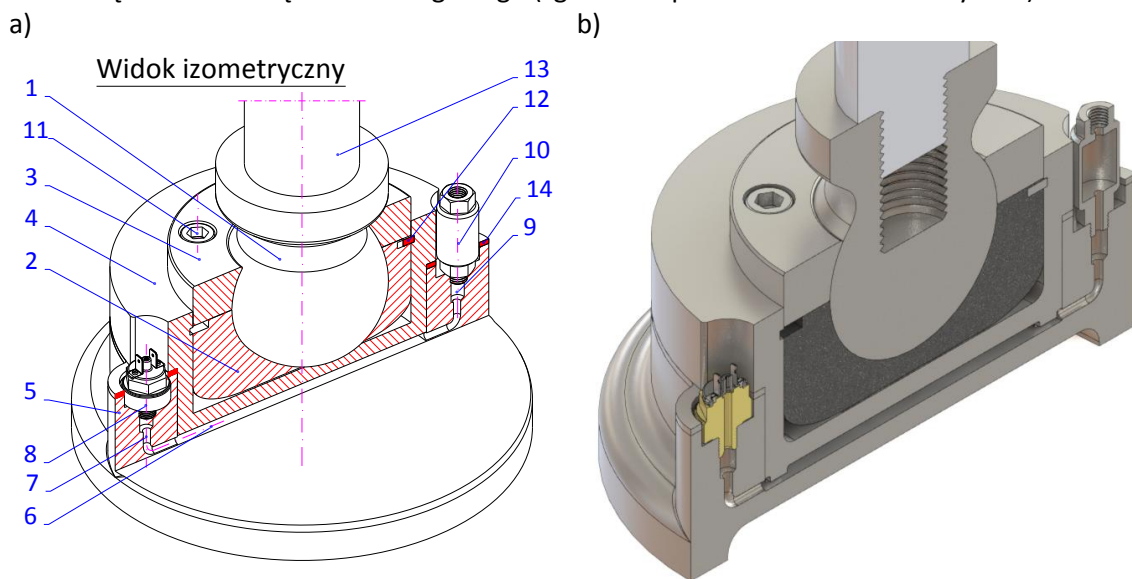


Rys. 64. Struktura i zależności danych dla systemu realizacji poleceń w celu integracji systemu wizyjnego i manualnego sterowania.

Struktura ta zawiera między innymi: podsystemu kontroli i poprawności realizacji przemieszczeń i bezpieczeństwa prac przeładunkowych żurawia, moduł strategii poleceń połączony funkcjonalnie ze zbiorem znormalizowanych strategii i poleceń,

pozwalający na wybór optymalnej strategii realizacji zadania przeładunkowego, w zależności do wydanego polecenia (efektem tych prac jest zgłoszenie patentowe P.420489);

- opracował koncepcję pomiaru sił reakcji podłoża podczas pracy żurawia oraz koncepcję konstrukcji układu z czujnikami siły.
- współtworzył opracowanie sposobu predykcji i eliminacji stanów niestateczności urządzenia dźwigowego, z punktu widzenia bezpieczeństwa i efektywności wykonywanych prac przeładunkowych urządzeń dźwigowych, w tym również mobilnych urządzeń dźwigowych (zgłoszenie patentowe P. 423505).
- współtworzył opracowanie specjalnej konstrukcji podpory urządzenia dźwigowego z hydraulicznym układem pomiaru nacisku przenoszonego przez podpory, gdzie stopa podpory urządzenia dźwigowego posiada elastyczną tuleję z membraną oraz wbudowany czujnik ciśnienia sprzężony z układem pomiarowym stanowiącym integralną część układu urządzenia dźwigowego (zgłoszenie patentowe P. 423512 - rys. 65).



Rys. 65. Konstrukcja podpory żurawia z wbudowanym czujnikiem ciśnienia oraz zaworem zwrotnym (a), gdzie: 1 - sworzeń kulowy, 2 - czasza półkulista, 3 - górna czasza półkulista, 4 - tuleja z kołnierzem, 5 - podstawa stopy, przestrzeń wypełniona olejem, 7 - kanał, 8 - czujnik ciśnienia, 9 - kanał, 10 - zawór zwrotny, 11 - śruba, 12 - wewnętrzny pierścień osadczy, 13 - tłoczyisko, 14 - podkładka uszczelniająca; widok fotorealistyczny (b).

W ramach prowadzonych badań naukowych autor zrealizował następujące zadania:

- Opracowano model matematyczny żurawia przeznaczony do analizy stateczności podczas wykonywania ruchów sekwencyjnych w postaci obrotu kolumny żurawia, obrotu ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz wysuwanych ogniw sześcioczołowego ramienia teleskopowego. Opracowany model matematyczny pozwala na obliczenie: zmiennych układów konfiguracyjnych żurawia w przestrzeni kartezjańskiej, położenia środków mas układu żurawia, reakcji i momentów działających na układ podporowy, długości trasy przemieszczanego ładunku.
- Opracowano model bryłowy i kinematyczny zbudowany w środowisku CAD/CAE umożliwiający badanie jego stateczności dla określonych konfiguracji i warunków pracy.
- Jako wyniki badań symulacyjnych oraz obliczeń numerycznych przedstawiono zmiany: położenie środka ciężkości układu żurawia, reakcji układu podporowego, momentów ustalających i wywracających działających na żuraw oraz wartości wskaźnika

bezpieczeństwa w zależności od położenia elementów roboczych maszyny, wyznaczono wartości udźwignięć oraz krzywych podnoszenia żurawia, określono warunki stateczności żurawia w funkcji jego udźwignięcia i wysięgu, ocenę stabilności realizacji pełnego cyklu przeładunkowego żurawia, optymalizację trajektorii ruchu elementów roboczych żurawia dla przyjętego kryterium optymalizacji W_b^{\max} .

- Uzyskane wyniki symulacji numerycznych pozwalają wyznaczyć odpowiednią trajektorię przemieszczeń ładunku dla zadanego zadania przeładunkowego. Zastosowanie korekcji przemieszczeń ruchomych elementów żurawia może zapobiec odrywaniu się podpór, a tym samym umożliwia w pełni bezpieczną pracę w każdych warunkach.

Powyższa tematyka badawcza została szerzej omówiona między innymi w poniższych publikacjach i zgłoszeniach patentowych:

1. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Stateczność żurawia dla różnych stanów obciążeń i trajektorii przemieszczeń ładunku*, Miesięcznik Naukowo-Techniczny Mechanik, 89 (12), SIMP 2016, str. 1820-1823.
2. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Model symulacyjny żurawia samojezdnego z zapewnieniem jego stateczności*, Modelowanie Inżynierskie - Modelling in Engineering, 2016, 29 (60), Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, PTMTS 2016, str. 35-43.
3. Kacalak W., Majewski M., **Budniak Z.**, *Reakcje układu podporowego w ocenie stateczności żurawia samojezdnego*, Autobusy-Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2016, 17 (12), str. 1014-1019.
4. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Computer Aided Analysis of the Mobile Crane Handling System Using Computational Intelligence Methods*, Computational Methods in Systems and Software 2017 - CoMeSySo2017, 12-14 September 2017, Advances in Intelligent Systems and Computing, Volume 662, Applied Computational Intelligence and Mathematical Methods, Springer International Publishing AG 2018, str. 250-261.
5. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., Pajor M., *Interactive Control Systems for Mobile Cranes*, Computational Methods in Systems and Software 2017 - CoMeSySo2017, 12-14 September 2017, Advances in Intelligent Systems and Computing, Volume 661, Cybernetics Approaches in Intelligent Systems, Springer International Publishing AG 2018, str. 10-19.
6. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Optimization of the Movement Trajectory of Mobile Crane Working Elements*, International Scientific-Technical Conference - Manufacturing 2017, 24-26 October 2017, Poznan, Poland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Advances in Manufacturing, Springer International Publishing 2017, str. 475-484.
7. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Crane stability assessment method in the operating cycle*, Transport Problems, 2014, 12 (4), The Silesian University of Technology, str. 141-151
8. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Analiza wpływu kolejności i zakresu sekwencyjnych przemieszczeń elementów roboczych żurawia na dokładność pozycjonowania ładunku*, Modelowanie Inżynierskie - Modelling in Engineering, 33 (64), 2017. Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, PTMTS 2017, str. 25-37.

9. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Modelowanie i badania symulacyjne stateczności żurawia w cyklu roboczym*, Modelowanie Inżynierskie, 2017, 34 (65), Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Komitet Mechaniki PAN, str. 47-56.
10. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Stability Assessment as a Criterion of Stabilization of the Movement Trajectory of Mobile Crane Working Elements*. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2018, 23 (1), str. 65-77.

Zgłoszenia patentowe:

1. Kacalak W., Budniak Z., Majewski M., **Budniak Z.**, Pajor, M., *Modułowy układ do interaktywnego sterowania urządzeniem dźwigowym*. Zgłoszenie patentowe nr P.420489 z dnia 2017.02.10. Urząd Patentowy RP, Warszawa 2017.
2. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Podpora urządzenia dźwigowego sprzężonego z układem pomiarowym sił nacisku podpory na podłoże*. Zgłoszenie patentowe nr P.423505 z dnia 2017.11.20. Urząd Patentowy RP, Warszawa 2017 r.
3. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Sposób predykcji i eliminacji stanów niestateczności urządzenia dźwigowego*. Zgłoszenie patentowe nr P.423512 z dnia 2017.11.20. Urząd Patentowy RP, Warszawa 2017 r.

4.1.2 Wybrane problemy mechanizmów maszyn i urządzeń

Modelowanie i analizy przestrzennych mechanizmów wielocłonowych

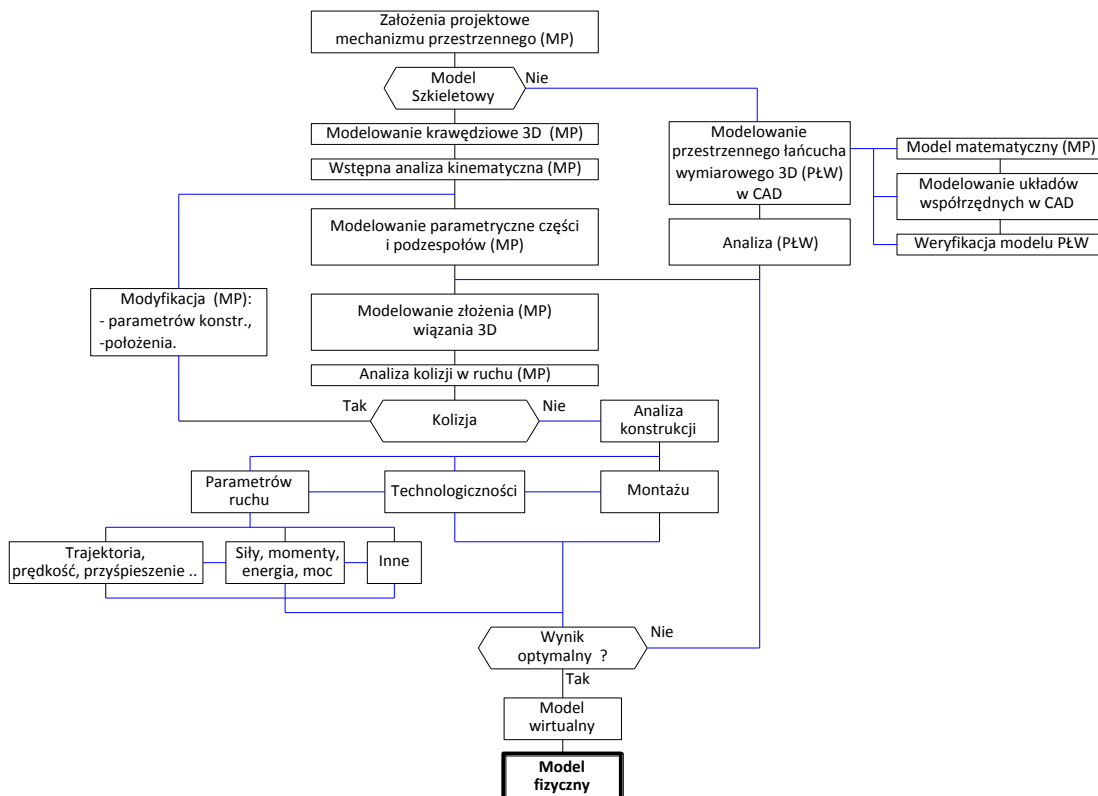
Wszystkie przestrzenne mechanizmy dźwigniowe - jednokonturowe można analizować i syntezować na podstawie jednego wspólnego modelu parametrycznego, który może być zrealizowany w systemach CAD/CAE służących do ich modelowania, symulacji i optymalizacji. Dotyczy to w istocie całej rodziny mechanizmów, których szczególnymi przypadkami są mechanizmy siedmio- sześćo-, pięcio- i czterocłonowe zawierające pary obrotowe, sferyczne (przeguby kuliste) i przeguby uniwersalne (Kardana). Wśród czterocłonowych można wyróżnić szczególne przypadki mechanizmów: płaski równoległobok przegubowy, mechanizm Bennetta i mechanizm sferyczny, które są z kolei szczególnymi przypadkami uniwersalnego mechanizmu czterocłonowego. Jako przykład przedstawiono analizę kinematyczną jednobieżnego mechanizmu przestrzennego 5R. Mechanizm ten powstał z połączenia dwóch mechanizmów uniwersalnych 4R przedstawionych w geometrii torusów. Szczególnym przypadkiem przedstawionego 5-cio członowego mechanizmu jest znany mechanizm Goldberga, pierwotnie powstały z połączenia w szczególny sposób dwóch mechanizmów Bennetta.

Do modelowania mechanizmów i przeprowadzenia analiz kinematycznych autor zaproponował metodykę projektowania z wykorzystaniem zintegrowanych systemów CAD/CAE do komputerowego projektowania i obliczeń inżynierskich (rys. 66).

Podstawowymi elementami realizowanej metody są:

- modelowanie krawędziowe 3D członów mechanizmu;
- modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych:
 - opracowanie matematycznego modelu łańcucha wymiarowego przy wykorzystaniu rachunku macierzowego;
 - modelowanie przestrzennego łańcucha wymiarowego na bazie konstruktywnej geometrii systemu CAD;
 - weryfikacja wirtualnego modelu przestrzennego łańcucha wymiarowego;
 - analiza przestrzennych łańcuchów wymiarowych;
- wstępna analiza kinematyczna szkieletowej konstrukcji 3D;

- parametryczne modelowanie części i złożenia mechanizmu;
- analiza kolizji elementów mechanizmu w ruchu;
- analiza wielkości kinematycznych modelu dla cyklu jego pracy (przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń liniowych i kątowych);
- wyznaczenie wielkości dynamicznych w modelu dla cyklu jego pracy (sił i momentów);
- analiza technologiczności elementów mechanizmu;
- analiza procesu technologicznego montażu pod kątem zapewnienia dokładności pozycjonowania łączonych części i podzespołów;
- wizualizacja projektu – opracowanie dokumentacji technicznej 2D, fotorealistyczna prezentacja i animacja pracy mechanizmu.



Rys. 66. Schemat blokowy komputerowego wspomaganie projektowania i analiz przestrzennych mechanizmów wielocłonowych.

Bardzo istotnym elementem opracowanej metody było sprawdzenie poprawności opracowanego modelu matematycznego przestrzennego mechanizmu: opracowanie modeli parametrycznych części i złożenia, przeprowadzenie analizy kolizji elementów mechanizmu w ruchu, modyfikacja konstrukcji w celu uniknięcia kolizji oraz jej wizualizacja w tym jej animacji. Do modelowania bryłowego mechanizmu wykorzystano techniki komputerowe CAD/CAE. Tego typu zintegrowany system CAD/CAE urzeczywistnia ideę modelowania wirtualnych układów fizycznych i zmniejsza liczbę prototypów do powstania nowej konstrukcji.

Szczególną uwagę zwrócono na możliwość przeprowadzenia analizy dokładności wzajemnego położenia elementów mechanizmu w oparciu na przestrzenne łańcuchy wymiarowe, mające kluczowe znaczenie w projektowaniu takich mechanizmów.

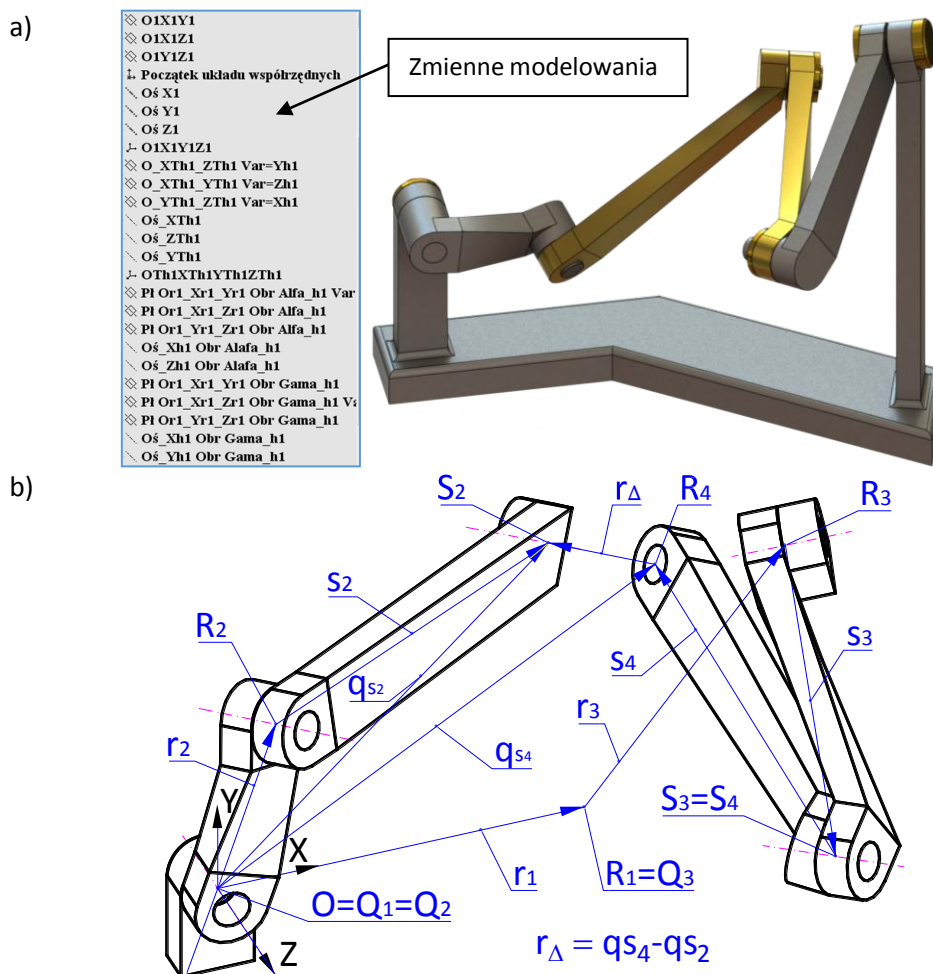
Wykorzystanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych, zapisanych jako modele w systemach CAD, pozwala na: weryfikację matematycznych modeli mechanizmów przestrzennych; analizę wzajemnego położenia łączonych elementów w procesie

technologicznym montażu; analizę dokładności wymiarowo-kształtowej elementów składowych mechanizmu; analizę luzów w połączeniach ruchomych, tak aby zapewnić funkcjonowanie mechanizmu; parametryczne modelowanie bryłowe elementów przy wykorzystaniu geometrii konstruktywnej przestrzennego łańcucha wymiarowego, itp.

W ramach realizowanych prac badawczych autor opracował modele parametryczne następujących mechanizmów przestrzennych:

- mechanizm 4R, w tym jego szczególne przypadki:
 - mechanizm uniwersalny 4R,
 - mechanizm Bennetta,
 - mechanizm sferyczny 4R,
 - mechanizm płaski 4R,
- mechanizm 5R, w tym:
 - mechanizm uniwersalny 5R,
 - mechanizm Goldberga - mechanizm zawierający dwa połączone mechanizmy Bennetta
- mechanizm 6R - dwa mechanizmy Bennetta połączone łącznikiem.

Na rys. 67 pokazano mechanizm przestrzenny 5R z pięcioma parami obrotowymi wraz z geometrią konstruktywną, stanowiącą ogniwa przestrzennego łańcucha wymiarowego.

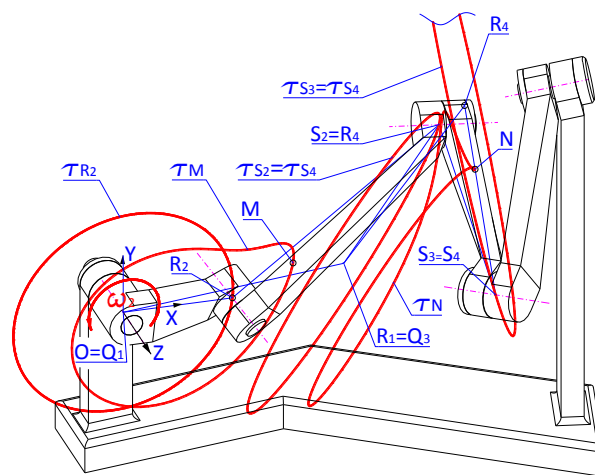


Rys. 67. Uniwersalny mechanizm przestrzenny 5R: a) parametryczny model wraz z geometrią konstruktywną (zmienne modelowania), b) przestrzenny łańcuch wymiarowy (r_Δ - ogniwo zamykające).

Geometrię tą tworzą płaszczyzny, osie oraz punkty konstrukcyjne, a także początki lokalnych układów współrzędnych. Parametry geometrii konstruktywnej, określającej położenia lokalnych układów współrzędnych, ich osi oraz punktów S_2 i R_4 , zapisano w postaci zmiennych modelowania.

Zastosowanie modelu symulacyjnego opracowanego w programie SolidWorks Motion, pozwoliło na znalezienie położenia charakterystycznych punktów członów. Położenia tych punktów poszukuje się na ich trajektoriach wynikających z więzów (długości, kątów) narzuconych przez poszczególne człony i pary kinematyczne.

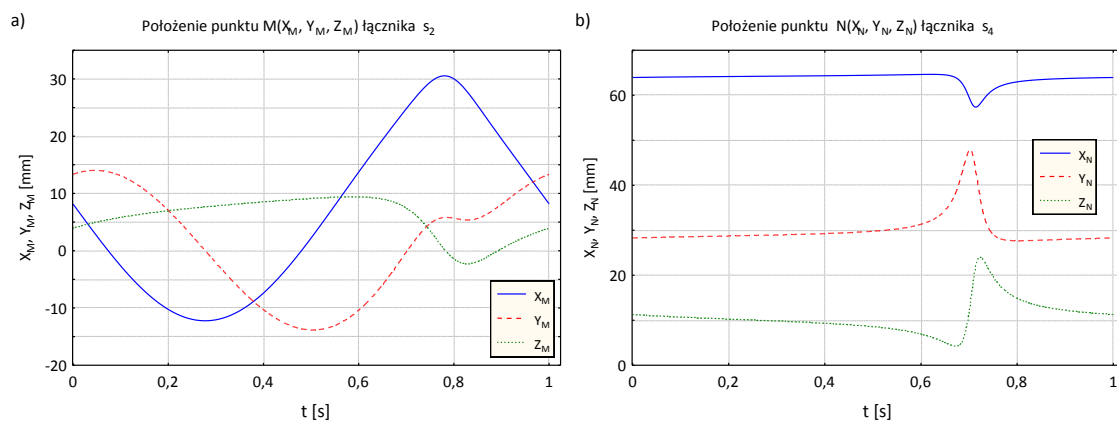
Przykładowe wyniki badań symulacyjnych, ilustrujących trajektorie wybranych punktów charakterystycznych mechanizmu 5R, pokazano na rys. 68. Wymuszenie względnego ruchu ramion, w celu wykonania symulacji ruchu, uzyskano przez zastosowanie obrotu czynnego ramienia r_2 . Człon ten wykonuje ruch obrotowy ze stałą prędkością kątową $\omega_2 = 2\pi \text{ s}^{-1}$. Analizę numeryczną względnego położenia członów przestrzennego mechanizmu 5R przeprowadzono dla punktów M i N - ruchomych łączników s_2 i s_4 .



Rys. 68. Trajektorie wybranych punktów charakterystycznych mechanizmu 5R.

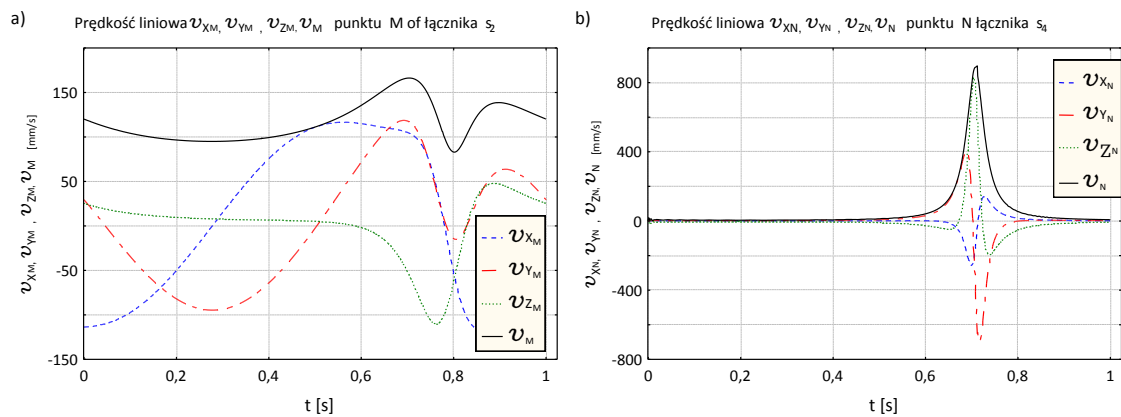
Jeżeli członem czynnym jest ruchome ramię r_2 obracające się ze stałą prędkością obrotową ω_2 to konfiguracja układu jest następująca:

- punkty $R_2, S_2 = R_4, S_3 = S_4$ poruszają się po okręgu $\tau_{R_2}, \tau_{S_2} = \tau_{R_4}$ i $\tau_{S_3} = \tau_{S_4}$,
- trajektorie τ_M i τ_N punktów M i N (o parametrach: $l=d=10\text{mm}$, $m=n=5\text{mm}$ i $\delta=\varepsilon=90^\circ$) są złożonymi krzywymi w przestrzeni trójwymiarowej. Zmianę wartości współrzędnych tych punktów w funkcji czasu t , podczas jednego cyklu pracy, przedstawiono na rys. 69.

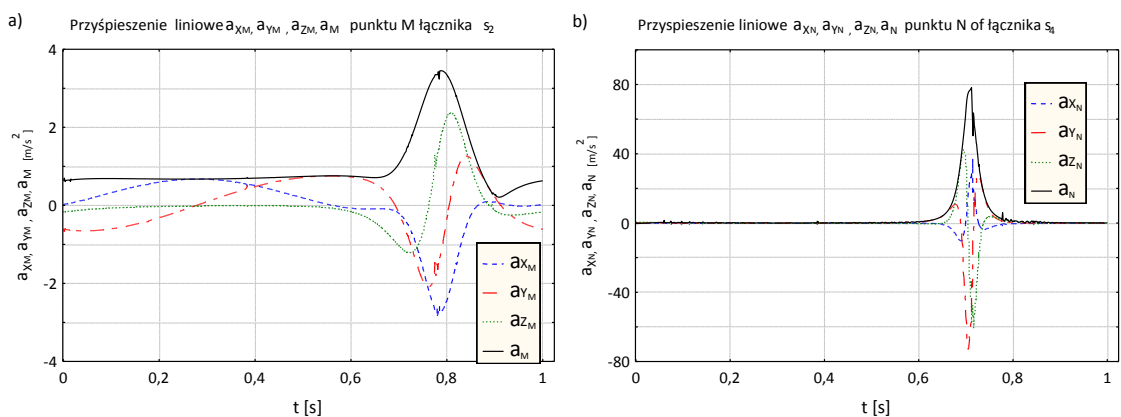


Rys. 69. Współrzędne punktów, a) $M(X_M, Y_M, Z_M)$ łącznika s_2 , b) $N(X_N, Y_N, Z_N)$ łącznika s_4 .

Znając wielkości opisujące konfigurację układu kinematycznego mechanizmu 5R, można przystąpić do opisu ruchu w zakresie prędkości i przyspieszeń, które definiowano jako kolejne pochodne przemieszczeń liniowych i kątowych względem czasu t . Zmianę wartości prędkości i przyspieszeń liniowych punktów charakterystycznych mechanizmu 5R pokazano na rys. 70 i 71. Parametry te można wyznaczyć na podstawie opracowanych przez autora modeli symulacyjnych w programie SolidWorks Motion.



Rys. 70. Prędkości liniowe: a) v_M punktu M łącznika s_2 , b) v_N punktu N łącznika s_4 .



Rys. 71. Przyspieszenia liniowe: a) a_M punktu M łącznika s_2 , b) a_N punktu N łącznika s_4 .

Przedstawione wyniki badań symulacyjnych zawierają ilustrację tylko wybranych czynników wpływających na pracę dźwigniowych mechanizmów przestrzennych.

Opracowany przez autora model symulacyjny w systemie CAD/CAE umożliwia także przeprowadzenie analiz kinematycznych pozwalających na: wykrywanie kolizji w ruchu; wyznaczenie wirtualnej przestrzeni, w której wszystkie elementy mechanizmu pracują zgodnie z funkcją wynikającą z modelu matematycznego. System ten urzeczywistnia ideę modelowania wirtualnego układów fizycznych i zmniejsza liczbę prototypów do powstania nowej konstrukcji.

Metodyka modelowania, przedstawiona na przykładzie mechanizmu przestrzennego 5R, pokazuje możliwości współczesnych systemów CAD/CAE do projektowania i analiz przestrzennych mechanizmów wielocłonowych.

Nowe konstrukcje mechanizmów urządzeń technologicznych

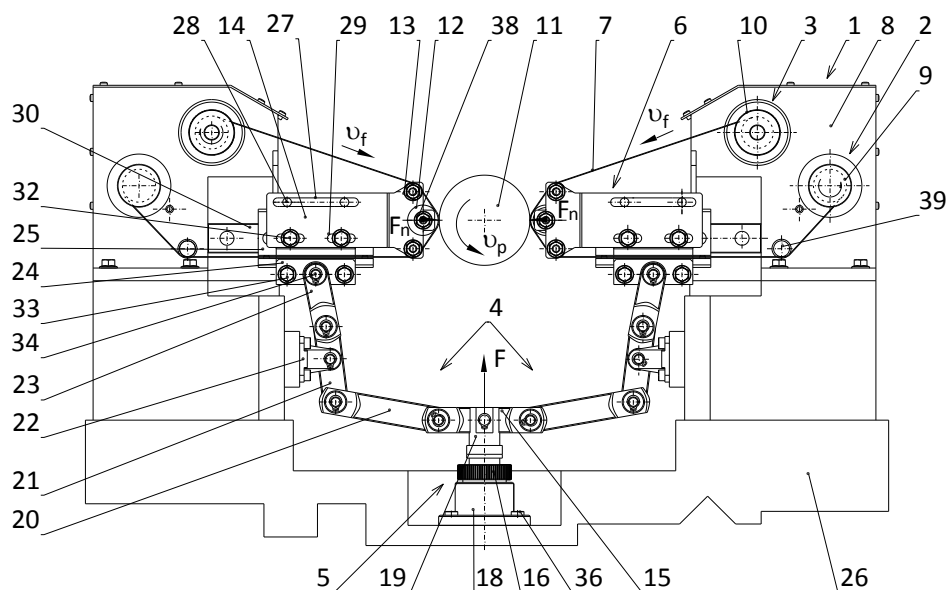
W ramach realizowanych prac badawczych Autor we współpracy z zespołem prof. dr hab inż., dr h.c. mult. Wojciecha Kacalaka, z Katedry Inżynierii Systemów Technicznych

i Informatycznych Politechniki Koszalińskiej, współtworzył konstrukcje nowych rozwiązań mechanizmów, opisanych w 6 zgłoszeniach patentowych:

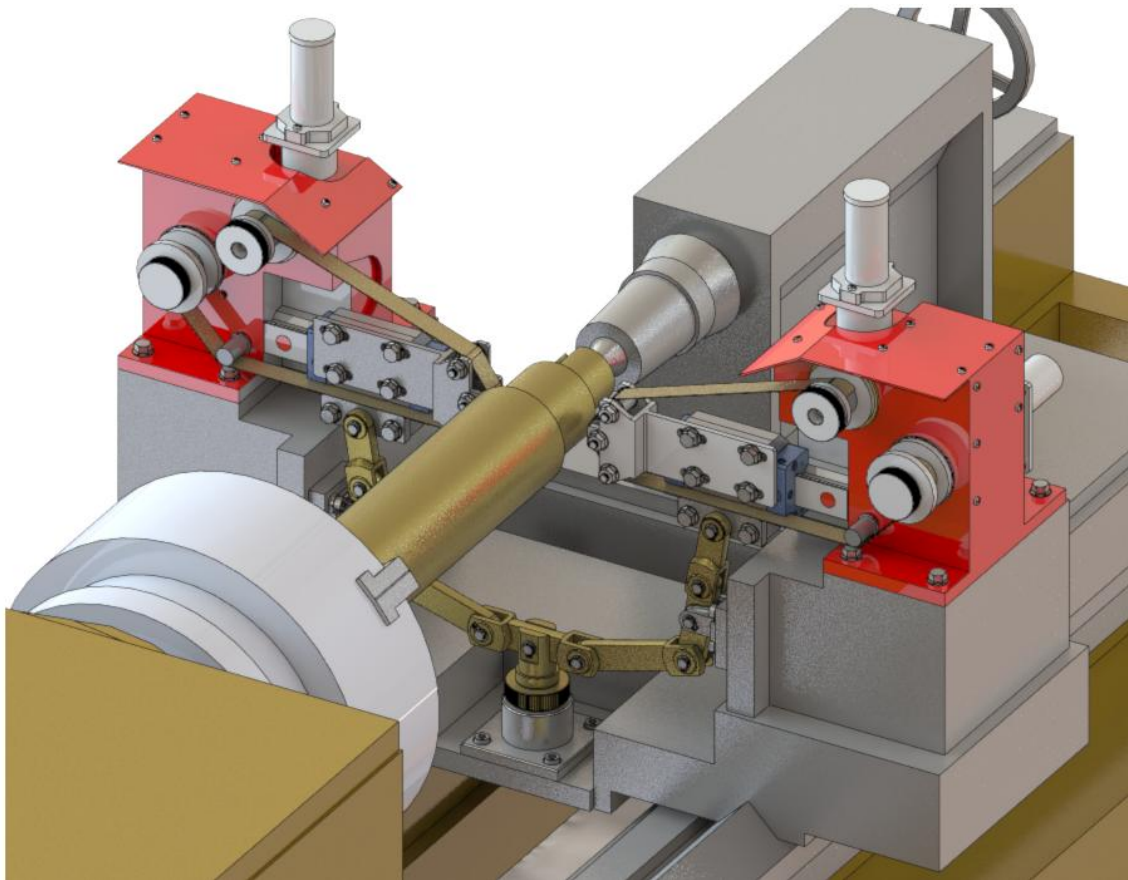
- Głowica do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni przedmiotów obrabianych - zgłoszenie patentowe P. 427841.
- Głowica do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni walcowych - zgłoszenie patentowe P.427842.
- Urządzenie do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni, zwłaszcza powierzchni walcowych - zgłoszenie patentowe P. 427844.
- Przekładnia zębata z regulowaną strefą zazębienia - zgłoszenie patentowe P.428314.
- Moduł mikronapędu do mikrouządzeń o niewielkich wymiarach - zgłoszenie patentowe nr P.426955.
- Urządzenie do mechanicznego czyszczenia plaż, zwłaszcza nadmorskich - zgłoszenie patentowe PL 415417.

Opracowanie innowacyjnych konstrukcji mechanizmów wymagało przeprowadzenia wielu prac projektowo - konstrukcyjnych z wykorzystaniem systemu do komputerowego wspomaganie projektowania CAD i obliczeń inżynierskich CAE. Wybrane przykłady nowych innowacyjnych konstrukcji mechanizmów maszyn pokazano na rys. 72-76.

Głowica do wygładzania foliami ściernymi (rys. 72 - zgłoszenie patentowe P. 427841), zewnętrznych powierzchni obrabianych, wyposażona jest w dwa układy przesuwu folii ściernej umieszczone na suporcie oraz zespoły docisku folii ściernej przesuwne względem korpusu zespołu przesuwu, symetrycznie względem przedmiotu obrabianego.



Rys. 72. Głowica do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni przedmiotów obrabianych: 1 - układ przesuwu folii ściernej, 2 - zespół napędu taśmy, 3 - zespół hamowania taśmy, 4 - mechanizm dźwigniowy, 5 - mechanizm docisku, 6 - zespół docisku folii, 7 - foliowana taśma ścierna, 8 - korpus układu folii ściernej, 9 - rolka ciągnąca folię ścierną, 10 - rolka hamulca - magazyn folii, 11 - przedmiot obrabiany - wałek, 12 - rolka dociskowa, 13 - rolka prowadząca, 14 - płytka, 15 - łącznik stały, 16 - tuleja regulacyjna, 17 - sprężyna naciskowa, 18 - ostoja, 19 - trzpień przesuwny, 20 - łącznik, 21 - dźwignia dwuramienna, 22 - wspornik, 23 - ciągnio, 24 - płytka prowadząca, 25 - wózek, 26 - suport, 27 - rowek prowadzący, 28 - kołek prowadzący, 29 - otwory owalne, 30 - prowadnica liniowa, 31 - opornica, 32 - śruba, 33 - śruba, 34 - sworzeń poprzeczny, 35 - widełki, 36 - śruba, 37 - otwór owalny, 38 - trzpień, 39 - rolka prowadząca.

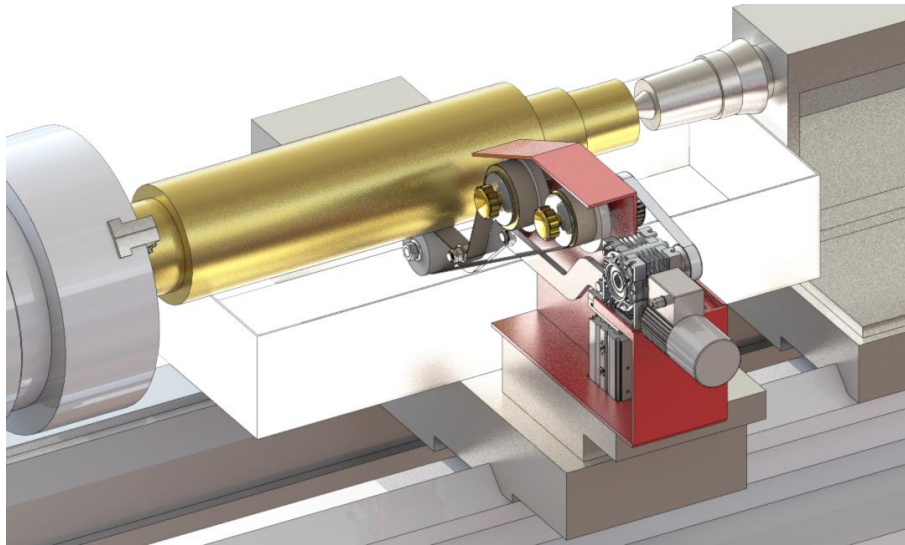


Rys. 73. Fotorealistyczny widok głowicy do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni przedmiotów obrabianych

Mechanizm dźwigniowy, napędzany przez mechanizm naciskowy, reguluje położenie rolek dociskowych oraz siłę docisku folii ścierniej do powierzchni przedmiotu obrabianego. Mechanizm dźwigniowy ujawniony w wynalazku zapewnia siłę docisku znacznie większą od siły zadawanej przez sprężysty docisk trzpienia (popychacza). Konstrukcja mechanizmu dźwigniowego sprzężonego z mechanizmem docisku wywołującym docisk folii ścierniej do powierzchni przedmiotu obrabianego z zapewnieniem równomiernego rozkładu oporów wygładzania w dwóch położonych symetrycznie względem siebie strefach obróbkowych. Taki rozkład oporów wygładzania powoduje zmniejszenie odkształceń sprężystych układu obróbkowego, eliminując wiele czynników zakłócających i destabilizujących proces obróbki.

W innym rozwiązaniu, pokazanym na rys. 74 (zgłoszenie patentowe P. 427844), pokazano urządzenie do wygładzania foliami ściernymi, zewnętrznych powierzchni walcowych, ze strefą obróbki zanurzoną w cieczy obróbkowej.

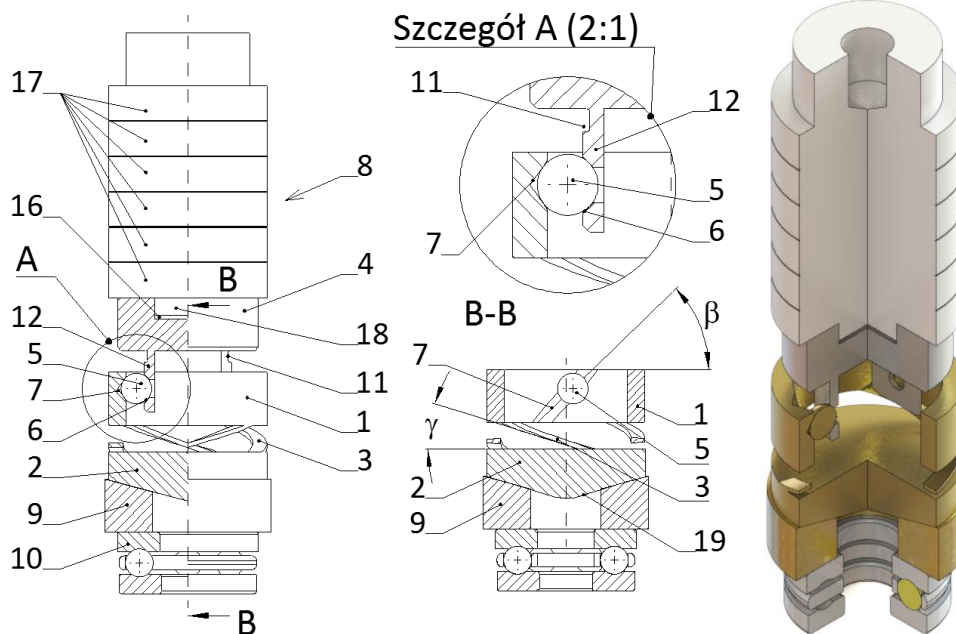
Urządzenie, poprzez umieszczenie strefy obróbkowej wraz z rolką dociskową w środowisku płynu obróbkowego pozwala na optymalne wykorzystanie folii ścierniej, zwiększenie wydajności obróbki, oraz poprawę efektywności procesu. Pozostawianie strefy obróbki w środowisku płynu obróbkowego ogranicza wpływ atmosfery otoczenia na zjawiska fizyczne w strefie mikroskrawania oraz umożliwia izolację oddziaływania składników płynu obróbkowego na tworzoną powierzchnię obrabianego przedmiotu.



Rys. 74. Urządzenie do wygładzania foliami ściernymi, zewnętrznych powierzchni walcowych, ze strefą obróbki zanurzoną w cieczy obróbkowej.

Na rys. 75 - zgłoszenie patentowe P. 426955, pokazano moduł mikronapędu, znajdujący zastosowanie do budowy mikrouządzeń o niewielkich wymiarach, umożliwiający zamianę ruchu posuwowego na ruch obrotowy w bardzo precyzyjnych urządzeniach, takich jak mikroskopy elektronowe, mikromanipulatory, mobilne mikroroboty, przyrządy pomiarowe, czy mikroobrabiarki.

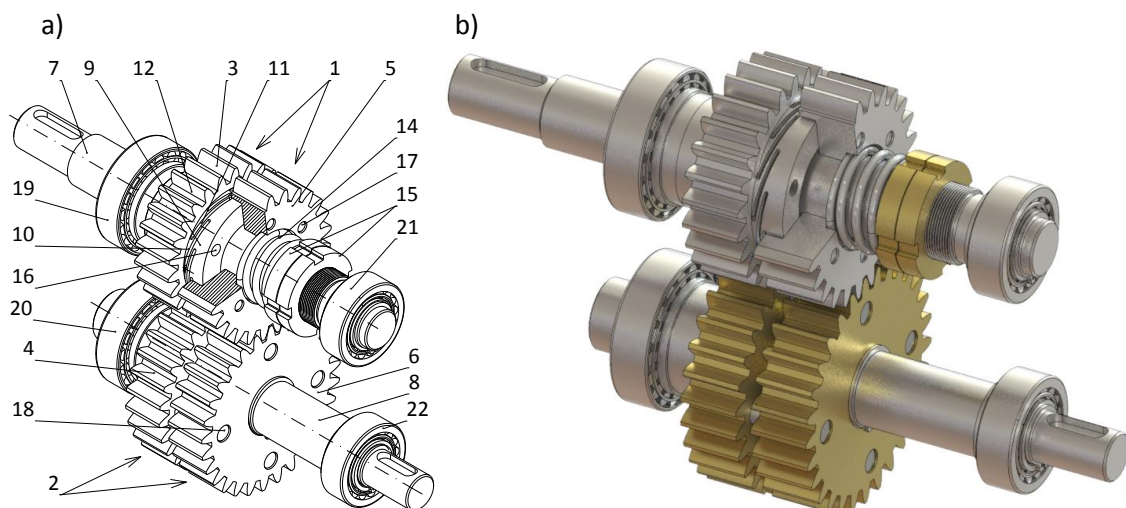
a)



Rys. 75. Moduł mikronapędu: a) 1 - obrotowa tuleja dociskowa, 2 - element cierny, 3 - popychacz (żebro), 4 - element przesuwny, 5 - kulka dociskowa, 6 - otwór stożkowym, 7 - rowek śrubowy, 8 - element czynny - siłownik piezoelektryczny, 9 - ceramiczny element bierny, 10 - wzdłużne łożysko kulkowe, 11 - przewężenie, 12 - płaski element sprężysty, 13 - moduł mikronapędu, 14 - rowek, 15 - element przewodzący, 16 - czołowy otwór centrujący, 17 - stos elementów piezoelektrycznych, 18 - czop, 19 - stożkowy występ centrujący; b) widok fotorealistyczny z wycięciem ćwiartkowym.

Zastosowanie w konstrukcji ruchomego elementu przesuwne go na obrotowej tulei dociskowej powoduje efektywniejsze działanie modułu mikronapędu, polegające na tym że wraz z przemieszczeniem pionowym elementu czynnego, wykonującego ruchy posuwisto-zwrotne z dużą częstotliwością, element pośredniczący - popychacz naciska na kulki dociskowe, które z kolei wywołują nacisk na powierzchnie boczne rowka znajdującego się we wnętrzu tulei obrotowej, powodując jej niewielki obrót. Położenie elementu ciernego jest zdeterminowane położeniem elementu czynnego i połączonego z nim dociskacza. Zaletą takiego rozwiązania jest zwiększenie przemieszczenia kąowego elementu biernego przypadającego na jeden cykl ruchu posuwisto - zwrotnego elementu czynnego.

W kolejnym przykładzie, pokazano przekładnie zębata z regulowaną strefą zazębienia (rys. 76). Przekładnia ta charakteryzuje się tym, że posiada dwa sprzężone ze sobą zespoły par kół zębatach. Pierwszy zespół czynnych kół zębatach, osadzony jest na wale wejściowym i składa się z dwóch kół zębatach, z których jedno koło zębate jest połączone wpustem z wałem wejściowym, a drugie koło zębate jest połączone z kołem zębatym poprzez tuleję sprężystą oraz kołki. Drugi zespół biernych kół zębatach osadzony jest na wale wyjściowym i składa się z dwóch kół zębatach, z których jedno koło zębate jest połączone wpustem z wałem wyjściowym, a koła zębate połączone na stałe kołkami. Ponadto koła zębata zespołu czynnych kół zębatach oraz odpowiednio koła zębata zespołu biernych kół zębatach są względem siebie skręcone o kąt ε odpowiadający połowie podziałki p na walcu podziałowym.



Rys. 76. Przekładnie zębata z regulowaną strefą zazębienia: a) 1 - zespół koła zębatego czynnego (składane koło zębate czynne), 2 - zespół koła zębatego biernego (składane koło zębate biernie), 3, 4, 5, 6 - koła zębata, 7 - wał wejściowy, 8 - wał wyjściowy, 9 - tuleja sprężysta, 10 - pojedynczy rowek śrubowy, 11 - żebro, 12, 13 - wpusty, 14 - sprężyna naciskowa, 15 - nakrętka dociskowa, 16, 17, 18 - kołki, 19, 20, 21, 22 - łożyska wałeczkowe; b) widok fotorealistyczny.

W zespole czynnych kół zębatach z jednej strony do jednego koła zębatego a z drugiej strony do drugiego koła zębatego przytwierdzona jest tuleja sprężysta, przy czym przemieszczenie kąowe jednego koła zębatego względem drugiego koła zębatego uzyskuje się poprzez odkształcanie sprężyste tulei sprężystej, wskutek działania układu docisku zawierającego sprężynę naciskową i nakrętkę. Ponadto tuleja sprężysta posiada wydrążone na obwodzie rowki śrubowe tworzące śrubowe żebra.

Przekładnia rozwiązuje problem adaptacji cech geometrycznych strefy zazębienia z uwzględnieniem lokalnych wartości parametrów geometrycznych sprzężonych kół zębatach walcowych o zębach prostych lub śrubowych oraz z uwzględnieniem dokładności ich

wzajemnego położenia. Zaletą tej przekładni jest jej cichobieżność, zmniejszenie drgań oraz równomierność przekazywania momentu obrotowego.

Powyższa tematyka badawcza została szerzej omówiona między innymi w poniższych publikacjach:

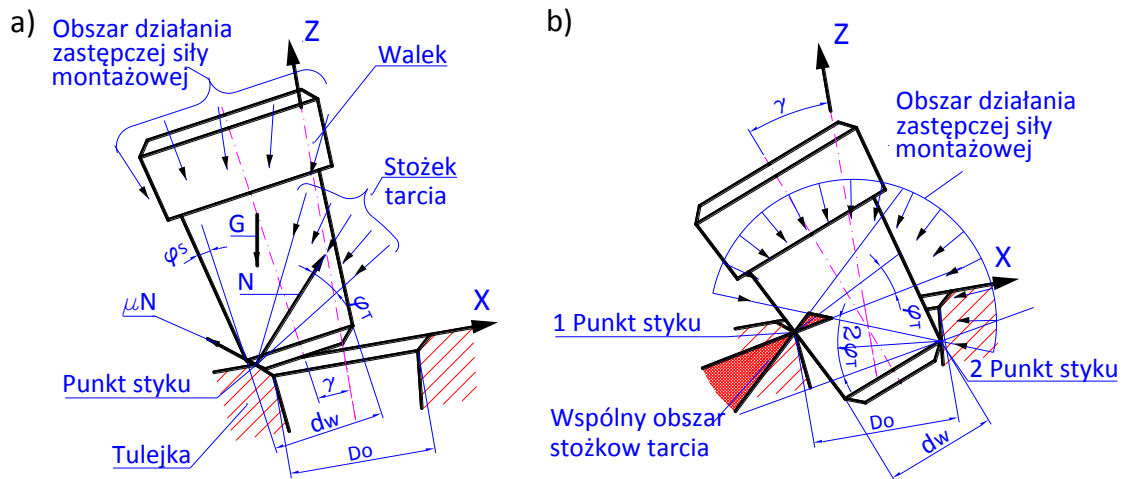
1. **Budniak Z.**, Bil T., *Problemy modelowania i analizy przestrzennych mechanizmów 4R*. Podstawy Konstrukcji Maszyn – kierunki badań i rozwoju. Tom 1, Gdańsk 2011, str.92-100.
2. **Budniak Z.**, Bil T., *Simulation of the movement of four-bar spatial linkage*. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2012, 17 (4), str.723-732.
3. **Budniak Z.**, Bil T., *Zastosowanie technik komputerowych CAD/CAE do modelowania i symulacji przestrzennych mechanizmów dźwigniowych*, Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Politechnika Koszalińska, Tom XI, Monografia Nr 245, str.27-50.
4. **Budniak Z.**, Bil T., *Modelling and motion analysis of five-bar 5R mechanism*. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2014, 19 (4), str. 677-686.
5. Bil T., **Budniak Z.**, *Model of 5R Spatial Linkage in the Geometry of Tori*. Int. J. of Applied Mechanics and Engineering, 2014, 19 (4), str. 823-831.
6. Bil T., **Budniak Z.**, *Model przestrzennego mechanizmu 7R i jego warianty szczególne*. XXVII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zakopane-Opole 2015, str.1-13.
7. **Budniak Z.**, Bil T., *Przestrzenne łańcuchy wymiarowe w modelowaniu i analizie układów technicznych*, XXVII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zakopane-Opole 2015, str.1-21.

Zgłoszenia patentowe:

1. Kacalak W., Ponomarienkow J., Majewski M., **Budniak Z.**, *Urządzenie do mechanicznego czyszczenia plaż, zwłaszcza nadmorskich*, Zgłoszenie patentowe PL 415417, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.12.2015r.
2. Kacalak W., **Budniak Z.**, Tandecka K., *Głowica do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni przedmiotów obrabianych*, Zgłoszenie patentowe P. 427841, Urząd Patentowy RP, Warszawa 27.11.2018r.
3. Kacalak W., **Budniak Z.**, Tandecka K., *Głowica do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni walcowych*, Zgłoszenie patentowe P.427842, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.11.2018 r.
4. Kacalak W., **Budniak Z.**, Tandecka K., *Urządzenie do wygładzania foliami ściernymi zewnętrznych powierzchni, zwłaszcza powierzchni walcowych ze strefą obróbki zanurzoną w cieczy obróbkowej*, Zgłoszenie patentowe P. 427844, Urząd Patentowy RP, Warszawa 27.11.2018r.
5. Kacalak W., **Budniak Z.** *Przekładnia zębata z regulowaną strefą zazębienia*, Zgłoszenie patentowe P.428314, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.12.2018r.
6. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Moduł mikronapędu do mikroukładów o niewielkich wymiarach*, Zgłoszenie patentowe nr P.426955 z dnia 2018.09.07, Urząd Patentowy RP, Warszawa 2018r.

4.2. Problemy automatyzacji elementów maszyn o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim

Najważniejszym i zarazem najtrudniejszym etapem procesu montażu jest wzajemna orientacja części w momencie ich pozycjonowania i centrowania (rys. 77), zwłaszcza wówczas, gdy części lub zespoły powinny być zorientowane z dużą dokładnością względem siebie.



Rys. 77. Położenie łączonych części (wałka o ϕd_w i tulejki o ϕD_o) w momencie: a) pozycjonowania (jednopunktowy kontakt łączonych części, b) centrowania - kontakt dwupunktowy.

Niezapewnienie wymaganej dokładności uniemożliwia realizację procesu montażowego, narusza jego stabilność i powoduje pogorszenie efektywności ekonomicznej całego procesu. Podstawowym warunkiem osiągnięcia wysokiej niezawodności pracy systemu montażowego jest spełnienie warunku montowalności dla wszystkich kojarzonych części.

W ramach realizowanych prac Autor opracował warunki automatycznego montażu elementów maszyn o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim, które uwzględniają: dokładność wykonania łączonych elementów, wielkość luzu w połączeniu ($D_o - d_w$), kąta stożka φ_s , wielkości faz wałka i otworu (C_w, C_o), kąta faz wałka i otworu (φ_w, φ_o), współczynnika tarcia μ , wielkości i kierunku zastępczej siły montażowej F .

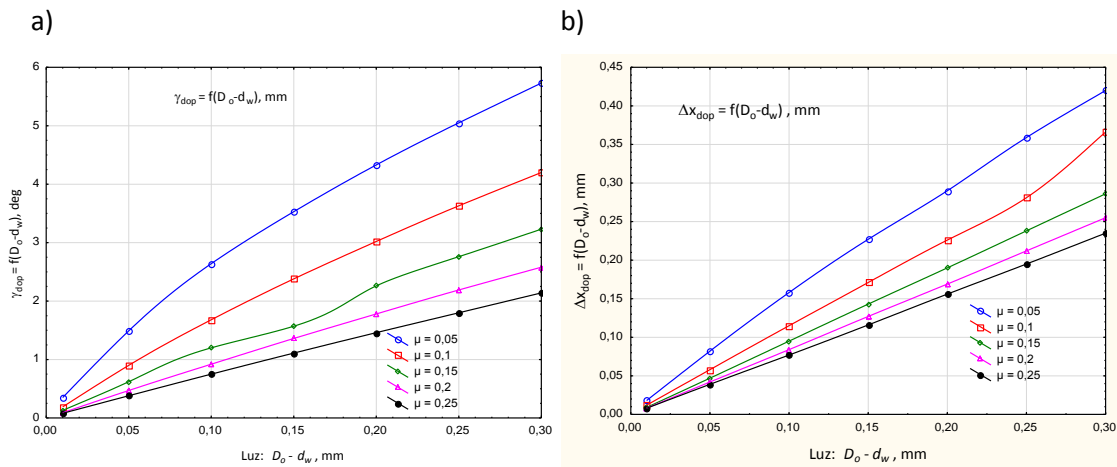
Ustalono, że zakleszczanie łączonych elementów (uniemożliwiające automatyczny montaż) występuje w przypadku, kiedy siła zastępcza działająca na wstawiany wałek przecina obszar równowagi będący wspólnym polem stożków tarcia $2\varphi_{T1}$ i $2\varphi_{T2}$ (rys. 77). Pole to jest ograniczone wielokątem, którego współrzędne wierzchołków znajdują się, jako punkty przecięcia tworzących obrysowych stożków tarcia $2\varphi_{T1}$ i $2\varphi_{T2}$. W ogólny zapisie warunki automatycznego montażu są następujące:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &\geq \Delta x_{dop} = f(D_o, d_w, \varphi_o, \varphi_w, \varphi_{T1}, \varphi_{T2}, \varphi_s, F, \mu) \\ \Delta \gamma &\geq \Delta \gamma_{dop} = f(D_o, d_w, \varphi_o, \varphi_w, \varphi_{T1}, \varphi_{T2}, \varphi_s, F, \mu) \\ L &\geq L_{dop} = f(D_o, d_w, \varphi_o, \varphi_w, \varphi_{T1}, \varphi_{T2}, \varphi_s, F, \mu) \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

gdzie: Δx - błąd niewspółosiowości, $\Delta \gamma$ - błąd kąta skrzyżowania łączonych elementów, L - odległość drugiego punktu styku łączonych części w momencie centrowania.

Na podstawie teoretycznych zależności, określających warunki automatycznego montażu, autor opracował aplikacje numeryczne oraz zbudował modele symulacyjne w systemie CAD/CAE.

Przykładowe wykresy (rys. 78) określające wpływ współczynnika tarcia μ oraz wielkości luzu ($D_o - d_w$) w połączeniu na dopuszczalne wartości niewspółosiowości Δx_{dop} i kątów skrzyżowania osi wałka i tulejki $\Delta \gamma_{dop}$ w pozycji centrowania.



Rys. 78. Dopuszczalne wartości kąta skrzyżowania $\Delta \gamma_{dop}$ osi wałka i tulejki (a) oraz ich niewspółosiowości Δx_{dop} (b) w pozycji centrowania, w zależności od współczynnika wartości współczynnika tarcia μ oraz wartości luzu w połączeniu.

W ramach realizowanych prac autor przedstawił nowe podejście do problemu projektowania i analiz inżynierskich układów montażowych z wykorzystaniem nowoczesnych technik komputerowych CAD/CAE. Zaproponowana metodologia pozwala na budowanie przestrzennych modeli łańcuchów wymiarowych, które można wykorzystać do projektowania i analiz układów montażowych.

Szczególną uwagę zwrócono na możliwość przeprowadzenia analizy dokładności wzajemnego położenia elementów układu montażowego w oparciu o przestrzenne łańcuchy wymiarowe, mające kluczowe znaczenie w ich projektowaniu. Wykorzystanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych, zapisanych jako modele w systemach CAD, pozwala na weryfikację koncepcyjnego projektu przestrzennego układu montażowego oraz analizę: wzajemnego położenia łączonych elementów w procesie technologicznym montażu, dokładności wymiarowo-kształtowej elementów składowych układu montażowego, luzów połączeń ruchomych.

W warunkach rzeczywistych w wyniku niedokładności wykonania i zamocowania łączonych części i podzespołów montowanego wyrobu oraz innych komponentów układu montażowego, łączone detale w pozycji roboczej będą posiadać przemieszczenia i odchylenia kątowe w przestrzeni, mogące stanowić podstawową przyczynę jego niemontowalności. Automatyczny montaż będzie możliwy tylko wtedy, jeżeli sumaryczna odchyłka względnej orientacji (rys. 79) w przestrzeni łączonych detali będzie mniejsza od wartości dopuszczalnych ich niewspółosiowości:

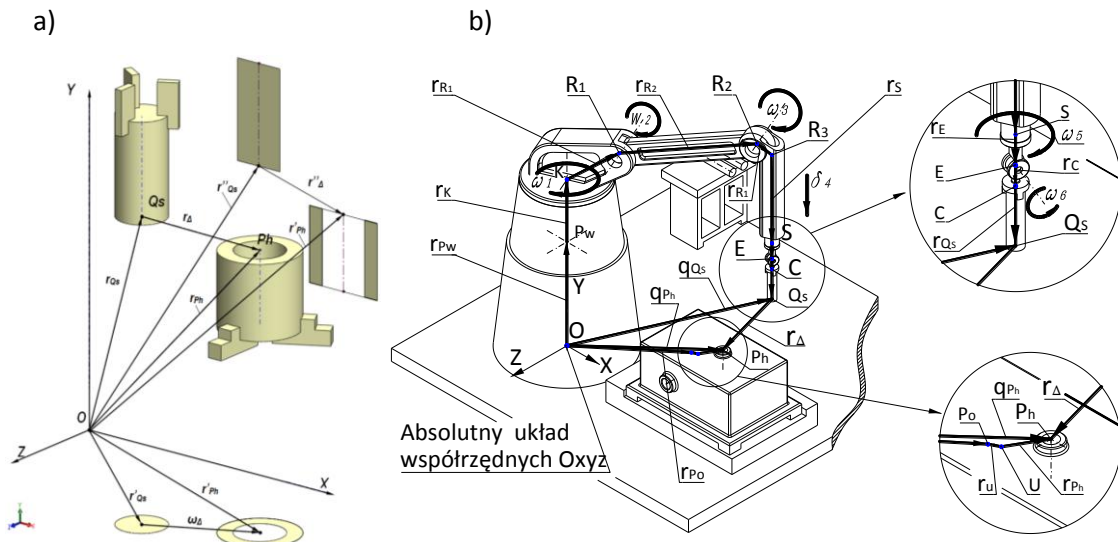
$$\omega_{\Delta} \leq \delta_{x_i} / 2 \quad (40)$$

gdzie: ω_{Δ} - sumaryczny błąd niewspółosiowości, δ_{x_i} - wartość dopuszczalna niewspółosiowości.

Istotnym elementem zbudowanego modelu symulacyjnego w systemie CAD/CAE, na podstawie opracowanej metodyki, jest możliwość przeprowadzenia analiz numerycznych układu montażowego, w oparciu o przestrzenny łańcuch wymiarowy. Pozwala to między innymi:

- zakreślać tory montażowe wybranych punktów charakterystycznych układu montażowego, w tym obszary robocze manipulatorów montażowych;

- badać dokładności pozycjonowania i warunki montowalności w montażu automatycznym z uwzględnieniem dokładności wykonania łączonych części i podzespołów;
- przeprowadzać symulacje kinematyczne i dynamiczne układu montażowego;
- analizować kolizje (w ruchu) oraz wykrywać strefę kontaktu łączonych części;
- określać wpływ dokładności ruchu silników napędzających ruchome elementy układu montażowego na dokładność pozycjonowania.



Rys. 79. Położenie łączonych detali w procesie automatycznego montażu (a), położenie elementów układu montażowego w procesie wstawiania wałka do otworu w korpusie (b)

Zbudowany wirtualny model symulacyjny układu montażowego z zastosowaniem technik komputerowych CAD/CAE uwzględnia wiele parametrów realnego montażu. Korzyści wynikające ze stosowania przedłożonego modelu analitycznego mogą być duże, gdyż pozwalają na dokonanie bardzo wnikliwej oceny tworzonych konstrukcji układów technicznych. Zaproponowana metodyka może również zmniejszyć nakłady finansowe na tworzenie różnego rodzaju prototypów przez całkowite lub częściowe ich wyeliminowanie.

Powyższa tematyka badawcza została szerzej omówiona między innymi w poniższych publikacjach:

1. **Budniak Z.**, *Automatyczny montaż detali o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim*, Konferencja Naukowo-Techniczna TTP '2001, Projektowanie procesów technologicznych, T.II, Poznań 2001, str. 15-20.
2. **Budniak Z.**, *Modelowanie przestrzennych łańcuchów wymiarowych układów montażowych z zastosowaniem technik CAD/CAE*. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 59 (7), 2013, str. 652÷655.
3. **Budniak Z.**, *Montowalność części maszyn o powierzchniach obrotowych pasowanych z luzem dodatnim*, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej* 2014, Seria: Transport, 82, str. 29-38.
4. **Budniak Z.**, *Modelowanie i analizy układów montażowych za pomocą systemów CAD/CAE*, *Pomiary Automatyka Kontrola*, 60 (10), 2014, str. 924-928.
5. **Budniak Z.**, *Modelling and Numerical Analysis Of Assembly System*, *Acta Mechanica et Automatica*, 2015, 9 (3), str. 145-150.

4.3. Obróbka ścierna

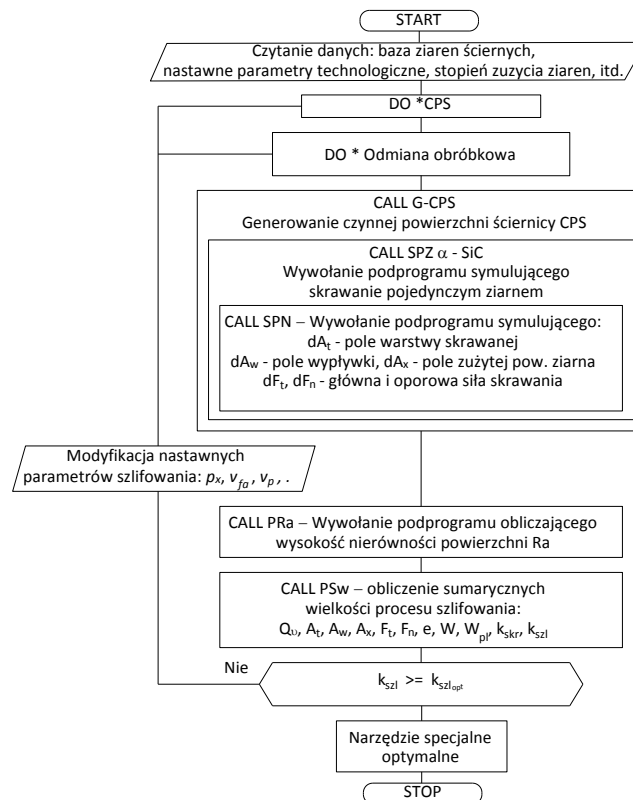
Obróbka narzędziami ściernymi o specyficznej strukturze czynnej powierzchni ściernicy była przedmiotem licznych badań doświadczalnych oraz symulacyjnych. Zainteresowanie autora tym tematem wynikało z tego, że obróbka narzędziami ściernymi zawierającymi ziarna ścierne o regularnej budowie z tlenku glinu w kształcie piramidek lub płytek z węgliku krzemu α -SiC przynosi znaczne efekty obróbkowe. Narzędzia ścierne, którymi najczęściej są taśmy ścierne o uporządkowanej strukturze czynnej powierzchni ściernicy odznaczają się wielokrotnie wyższą trwałością od tradycyjnych, przeznaczone są do szlifowania twardych materiałów. Narzędzia te zapewniają powtarzalną chropowatość powierzchni obrabianej.

W wyniku prac własnych, realizowane między innymi w ramach projektów badawczych pt. Opracowanie korzystnych warunków obróbki specjalnymi narzędziami ściernymi oraz projektu Polioptymalizacja procesu skrawania modelem specjalnego narzędzia ściernego, opracowano fizyczne podstawy procesu skrawania modelowymi specjalnymi narzędziami ściernymi wykonanymi z monokrystalicznego węgliku krzemu α -SiC.

W ramach wyżej wymienionych projektów autor zrealizował m.in. następujące zadania:

- przeprowadzono badania doświadczalne skrawania pojedynczym ziarnem węgliku krzemu α -SiC, wykazały, że właściwości eksploatacyjne monokryształów węgliku krzemu znacznie przewyższają właściwości ziaren standardowych. Szczególnie korzystne właściwości występują w przypadku określonego zorientowania ziaren monokrystalicznych względem przedmiotu obrabianego. Potwierdzeniem tego były wyniki badań doświadczalnych szlifowania specjalnymi ściernicami o podwyższonej zawartości monokrystalicznych ziaren węgliku krzemu α -SiC. Stwierdzono, że szlifowanie takimi narzędziami wpływa korzystnie na ich właściwości eksploatacyjne poprzez zmniejszenie oporów skrawania, znaczne zmniejszenie zużycia narzędzia oraz zmniejszenie temperatury powierzchni przedmiotu;
- opracowano model matematyczny skrawania specjalnymi narzędziami ściernymi w oparciu o rzeczywisty kształt monokrystalicznych ziaren węgliku krzemu α - SiC. W modelowych obliczeniach przyjęto następujące założenia: narzędzie specjalne jak również przedmiot obrabiany wykonują, ruchy zgodne z przyjętą odmianą szlifowania, czynną powierzchnię ściernicy CPS stanowią blaszkowate monokryształy α - SiC odpowiednio zorientowane i rozmieszczone według przyjętej struktury narzędzia ściernego o różnym stopniu uporządkowania ziaren, powierzchnia materiału obrabianego przed obróbką posiada profil rzeczywisty zapisany w komputerowym banku danych, w opracowanym modelu skrawania uwzględniono odkształcenia sprężyste i plastyczne materiału obrabianego. W oparciu o powyższe założenia opracowano algorytm symulacji skrawania ściernicami tarczowymi oraz narzędziami nasypowymi dla wybranych odmian szlifowania (rys. 80);
- opracowane pakiety programów komputerowych pozwalają między innymi na: przeprowadzenie badań symulacyjnych (określenie wpływu budowy narzędzia ściernego, nastawnych parametrów obróbkowych, sposobu i odmiany szlifowania na efektywność obróbki, energetyczne wielkości procesu skrawania, chropowatość powierzchni itp.); określenie docelowych efektów możliwych do osiągnięcia w obróbce ścierniej; zaprojektowanie specjalnego narzędzia ściernego w zależności od żądanych efektów obróbkowych; przeprowadzenie optymalizacji i polioptymalizacji budowy narzędzia i warunków obróbkowych;
- opracowano model matematyczny szlifowania dla różnych odmian i sposobów szlifowania wygenerowanymi komputerowo specjalnymi narzędziami ściernymi daje możliwość stosunkowo taniego i szybkiego sposobu oceny efektywności obróbki. Przeprowadzone badania symulacyjne wygenerowanymi komputerowo specjalnymi

narzędziami ściernymi wykazały występowanie wyraźnego oddziaływania parametrów nastawnych obróbki na wybrane wielkości charakteryzujące efektywność skrawania;



Rys. 80. Schemat blokowy programu symulującego skrawanie specjalnym narzędziem ściernym, gdzie: dF_t i dF_n opory skrawania kolejnym pojedynczym ziarnem ściernym; dA_t , dA_w - pole warstwy skrawanej i pole wypływek; dA_x pole starcia wierzchołka ziarna; A_t - field of abrasive cutting; Q_v - wydajność obróbki, A_t - pole warstwy skrawanej; A_w - pole wypływek; A_x - pole starcia ziaren; F_t - główna siła skrawania; F_n - oporowa siła skrawania; $W = F_n/F_v$, $e = F_v/A_t$ - energia właściwa; $W_{pl} = A_w/A_t$ - wskaźnik odkształceń plastycznych; $k = Q_v/F_n$ - zdolność skrawania, $k_{szl} = Q_v/(F_t v_s R_a)$ - wskaźnik szlifowalności; v_s - prędkość szlifowania.

- opracowane pakiety programów komputerowych stanowią podstawę do ich dalszego udoskonalania, a poprzez to stwarzają się możliwości pogłębionej optymalizacji i polioptymalizacji procesów obróbki ścierniej a także poszukiwania nowych kierunków w rozwoju konstrukcji wyrobów i narzędzi ściernych pracujących w warunkach zbliżonych do skrawania wiórowego.

Powyższa tematyka badawcza została szerzej omówiona między innymi w poniższych publikacjach:

1. Borkowski J., **Budniak Z.**, Markul J., *Wpływ orientacji monokrystalicznego ziarna węgla krzemu na wybrane wielkości fizyczne skrawania*, Materiały X Naukowej Szkoły Obróbki Ściernej, Prace Naukowe Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej nr 34, seria: Konferencja nr 11, 1987, str. 93-100.
2. **Budniak Z.**, *Badania efektywności obróbki modelami specjalnych narzędzi ściernych*, XIII Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej i erozyjnej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990, str.39-40.

3. **Budniak Z.**, *Stereometryczne uwarunkowania procesu skrawania ziarnami ściernymi*, XIV Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Instytut Technologii Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1991, str. 92-95.
4. **Budniak Z.**, Markul J., *Wybrane zagadnienia podstaw budowy i zastosowania specjalnych narzędzi ściernych*, XV Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1992, str. 41-48.
5. **Budniak Z.**, Markul J., *Matematyczny model skrawania specjalnym narzędziem ściernym*, XVI Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Wydawnictwo WSiInż., Koszalin 1993, str. 29-36.
6. **Budniak Z.**, Markul J., *Skrawanie swobodne orientowanym monokrystalicznym ziarnem ściernym*, XVI Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Wydawnictwo WSiInż., Koszalin 1993, str. 37-42.
7. **Budniak Z.**, Husejko W., *Określenie korzystnych warunków obróbki modelami specjalnych narzędzi ściernych*, XIX Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, Łódź 1996, str. 185-190.
8. **Budniak Z.**, Husejko W., *Poliptymalizacja procesu skrawania modelami specjalnych narzędzi ściernych*, XIX Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, Łódź 1996, str. 191-196.
9. **Budniak Z.**, *Wybrane zagadnienia polioptymalizacji obróbki specjalnymi narzędziami ściernymi*, XX Jubileuszowa Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Instytut Technologii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej, Poznań-Błażejewko 1997, str. 239-242.
10. **Budniak Z.**, *Matematyczny model skrawania specjalnymi narzędziami ściernymi dla wybranych sposobów i odmian obróbkowych*, XXII Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Katedra Technologii Maszyn i Automatyzacji Produkcji Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej, Gdańsk-Jurata 1999, str. 93-98.
11. **Budniak Z.**, *Efektywność skrawania specjalnymi narzędziami nasypowymi*, XXIII Szkoła Obróbki Ściernej, Podstawy i Technika, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2000, str. 359-366.
12. **Budniak Z.**, *Badania symulacyjne skrawania specjalnymi taśmami ściernymi*, XXV Szkoła Obróbki Ściernej, Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN, Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej, Wrocław-Duszniki Zdrój 2002, str. 87-92.

Uzyskane patenty

1. Borkowski J., Jurkowski G., Markul J., **Budniak Z.**, Kozłowski M., *Sposób wytwarzania wyrobów ściernych nasypowych*. Patent PL 120916, Urząd Patentowy RP, Warszawa 30.06.1983 r.
2. Jurkowski G., Borkowski J., **Budniak Z.**, Kozłowski M., Markul J., *Sposób wytwarzania narzędzi ściernych i urządzenie do wytwarzania narzędzi ściernych*. Patent PL 122254, Urząd Patentowy RP, Warszawa 15.12.1983 r.

Wpływ kinematyki wirującej strugi wodnej na efektywność obróbki powierzchni płaskich

Powierzchniowa obróbka wysokociśnieniową strugą wodną wymaga w miarę równomiernego rozkładu śladów poobróbkowych. Szczególnego znaczenia nabiera to w obróbce realizowanej przy użyciu głowic obrotowych. W takich warunkach ślady strugi przyjmują postać cykloid wydłużonych, które niekiedy, zwłaszcza zaś dla głowic wielootworowych, tworzą dość uwikłane układy trajektorii. Przeanalizowanie układu takich śladów obróbkowych pozwala oszacować szereg interesujących wielkości procesu obróbki. Jednym z takich istotniejszych zagadnień jest efektywność obróbki powierzchni, a zwłaszcza możliwość jej zoptymalizowania ze względu na kinematykę wirującej strugi wodnej.

W ramach prowadzonych badań naukowych Autor zajmował się zagadnieniami oceny efektywności obróbki powierzchni wysokociśnieniową strugą wodną. Prace były realizowane w projekcie badawczym pt. *Teoretyczne i doświadczalne podstawy intensyfikacji obróbki wysokoenergetyczną strugą hydrościerną* - w latach 2001-2003. Zadaniem autora było:

- opracowanie modelu matematycznego obróbki powierzchni wirującą wielotworową głowicą obrotową;
- opracowanie aplikacji numerycznej w programie Matlab;
- przeprowadzenie analizy efektywności obróbki - miarą efektywności przyjęto stopień pokrycia śladami poobróbkowymi czyszczonej powierzchni, mierzonej w procentach.

Powyższa tematyka badawcza została szerzej omówiona między innymi w poniższych publikacjach:

1. Borkowski J., Borkowski P., **Budniak Z.**, *Wpływ kinematyki wirującej strugi wodnej na efektywność obróbki powierzchni płaskich*. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego nr 36. Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, XXVII Szkoła Obrobki ścierniej, Koszalin - Sarbinowo, 2004, str. 483-492.
2. Borkowski J., Borkowski P., **Budniak Z.**, *Kinematics of the rotation water jet In the aspekt of flat surface treatment effectiveness*. Journal of Machine Engineering, Vol. 7, No 3, 2007, pp. 83 – 92.

Zgłoszenia patentowe odnoszące się do wybranych zagadnień z obróbki ścierniej

W ramach realizowanych prac badawczych Autor, we współpracy z zespołem prof. dr hab inż., dr h.c. mult. Wojciecha Kacalaka, z Katedry Inżynierii Systemów Technicznych i Informatycznych Politechniki Koszalińskiej, współtworzył opracowanie 4 zgłoszeń patentowych:

1. Kacalak W., Tandecka K., **Budniak Z.**, *Zespół głowic do trójstrefowego mikrowygładzania przedmiotów obrotowych foliami ściernymi*. Zgłoszenie patentowe P.427839, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.11.2018 r.
2. Kacalak W., Tandecka K., **Budniak Z.**, *Sposób mikrowygładzania powierzchni przedmiotów folią ścierną*. Zgłoszenie patentowe P.427840, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.11.2018 r.
3. Kacalak W., Tandecka K., **Budniak Z.**, *Układ do mikrowygładzania ściernego powierzchni, zwłaszcza zewnętrznych powierzchni walcowych*. Zgłoszenie patentowe P. 427843, Urząd Patentowy RP, Warszawa 21.11.2018 r.
4. Kacalak W., **Budniak Z.**, Majewski M., *Narzędzie tnące w postaci struny ścierniej*. Zgłoszenie patentowe nr P.427937 z dnia 2018.11.28. Urząd Patentowy RP, Warszawa 2018 r.

5. Charakterystyka działalności naukowej

Ilościowy wykaz najważniejszych osiągnięć naukowo-badawczych (szczegółowy wykaz osiągnięć zawarto w załączniku nr 5)			
Wykaz osiągnięć	Przed doktoratem	Po doktoracie	Łącznie
Publikacji ogółem	6	66	72
Publikacje w czasopismach naukowych, naukowo-technicznych oraz materiałach konferencyjnych indeksowanych w <i>Web of Science</i> [™]	-	12	12
w tym publikacje w czasopismach naukowych i naukowo-technicznych wyróżnionych w <i>Journal Citation Reports</i> [®]	-	2 IF = 5,006*	2 IF = 5,006*
Publikacje w czasopismach naukowych i naukowo-technicznych znajdujących się na liście B wykazu Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego	1	29	30
Autorstwo monografii	-	-	-
Publikacje naukowe publikowane w krajowych wydawnictwach monograficznych	1	2	3
Publikacje naukowe publikowane w materiałach konferencyjnych konferencji międzynarodowych	1	8	9
Publikacje naukowe publikowane w materiałach konferencyjnych konferencji krajowych	2	23	25
Patenty (<i>stan na dzień 27-03-2019</i>)	- / -	10 / 10	10 / 10
Zgłoszenia patentowe (<i>stan na dzień 26-03-2019</i>)	- / -	14 / 14	14 / 14
Cytowania / index Hirscha według <i>Web of Science</i> [™] (<i>stan na dzień 27-03-2019</i>)	- / -	16 / 3	16 / 3
Cytowania / index Hirscha według <i>Scopus</i> [®] (<i>stan na dzień 27-03-2019</i>)	- / -	38 / 3	38 / 3
Cytowania / index Hirscha według <i>Google Scholar</i> [®] (<i>stan na dzień 27-03-2019</i>)	- / -	120 / 6	120 / 6
Recenzje w czasopismach naukowych i naukowo-technicznych indeksowanych w <i>Web of Science</i> [™] i wyróżnionych w <i>Journal Citation Reports</i> [®]	-	-	-
Recenzje w krajowych czasopismach naukowych i naukowo-technicznych	-	7	7
Udział w naukowych konferencjach międzynarodowych / wygłoszone referaty	1 / 1	8 / 8	9 / 9
Udział w naukowych konferencjach krajowych/wygłoszone referaty	1 / 1	23 / 23	24 / 24

Członkostwo w komitetach naukowych konferencji międzynarodowych	–	1	1
Udział w międzynarodowych projektach badawczych	–	-	-
Kierowanie krajowymi projektami badawczymi	–	-	-
Udział w krajowych projektach badawczych	3	11	14
Zlecone prace badawcze na rzecz przemysłu	3	6	9
Zagraniczne staże naukowe	–	1	1
Nagrody i wyróżnienia za działalność naukową	1	2	3

* dla publikacji z 2019 roku przyjęto najbardziej aktualną wartość współczynnika wpływu (tj. wartość współczynnika wpływu czasopisma z 2017 roku).

Problematyka badawcza poruszana w dorobku publikacyjnym (po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych) jest skoncentrowana na zagadnieniach związanych z analizą i modelowaniem bezluzowych przekładni ślimakowych oraz kształtowaniem powierzchni śrubowej. W szczególności obejmuje ona:

- opracowanie konstrukcji innowacyjnej przekładni ślimakowych z regulowanym luzem bocznym;
- opracowanie metodyki modelowania procesu szlifowania powierzchni śrubowych stożkopochodnych z wykorzystaniem zintegrowanego systemu CAD/CAE;
- opracowanie modelu matematycznego układu obróbkowego ujmującego relacje elementów układu technologicznego OUPN zapisane rachunkiem wektorowym;
- opracowanie modelu symulacyjnego układu obróbkowego w środowisku CAD/CAE ujmującego relacje elementów układu technologicznego OUPN zapisane rachunkiem wektorowym,
- opracowanie metodyki modelowania powierzchni śrubowej ślimaka w zintegrowanym środowisku CAD/CAE,
- badania i analizy przekładni ślimakowej z lokalnie podatnym osiowo ślimakiem.

Dorobek naukowo-badawczy publikowany był między innymi w poniższych czasopismach naukowych o zasięgu międzynarodowym i krajowym:

- czasopisma posiadające współczynnik wpływu IF indeksowane w Web of Science™
 - Archives of Civil and Mechanical Engineering;
 - Journal of Mechanisms and Robotics;
- materiały konferencyjne indeksowane w Web of Science™
 - Acta Mechanica et Automatica;
 - Lecture Notes in Computer Science;
 - Transport Problems;
- czasopisma nieposiadające współczynnika wpływu IF nieindeksowane w Web of Science™:

- Autobusy-Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe,
- International Journal of Applied Mechanics and Engineering,
- Inżynieria Maszyn,
- Journal of Machine Engineering
- Logistyka,
- Mechanik,
- Modelowanie Inżynierskie - Modelling in Engineering,
- Pomiary, Automatyka, Kontrola,
- Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej.

6. Charakterystyka działalności dydaktycznej, popularyzatorskiej i organizacyjnej

Ilościowy wykaz najważniejszych osiągnięć dydaktycznych, popularyzatorskich i organizacyjnych (szczegółowy wykaz osiągnięć zawarto w załączniku nr 6)		
Wykaz osiągnięć	Liczba osiągnięć	Łącznie
Uczestnictwo w programach europejskich oraz innych programach międzynarodowych i krajowych	3	3
Udział w międzynarodowych/krajowych konferencjach naukowych	9 / 25	34
Udział w komitetach organizacyjnych krajowych konferencji naukowych	2	2
Udział w konsorcjach i sieciach badawczych	2	2
Recenzowanie publikacji w czasopiśmie międzynarodowych/krajowych	- / 7	7
Stáže dydaktyczne w zagranicznych ośrodkach naukowych lub akademickich	3	3
Promotorstwo pomocnicze w realizowanych/zakończonych przewodach doktorskich	1/ -	1
Promotorstwo / recenzowanie prac dyplomowych inżynierskich i magisterskich	160 / 120	280
Prowadzone przedmioty i formy dydaktyczne	26	26
Opracowania dla potrzeb dydaktyki	6	6
Pełnione funkcje organizacyjne	19	19
Nagrody i wyróżnienia w zakresie dorobku dydaktycznego, popularyzatorskiego i organizacyjnego	10	10

Realizowana przeze mnie działalność dydaktyczna, popularyzatorska oraz organizacyjna jest między innymi konsekwencją prowadzonej działalności badawczej (uczestnictwo w dziewięciu grantach badawczych i rozwojowych). Istotnym elementem tej działalności było prezentowanie wyników prac badawczych na międzynarodowych i krajowych konferencjach naukowych oraz międzynarodowa współpraca naukowo-dydaktyczna (między innymi z: Moskiewskim Instytutem Obrabiarkowo-Narzędziowym *Stankin*, Rosja; Uniwersytetem Technicznym w Sofii, Bułgaria).

Prowadzona działalność naukowa znajduje swe odzwierciedlenie w opiece naukowej i dydaktycznej nad doktorantami i studentami. Decyzją Rady Wydziału Mechanicznego pełniłem funkcję promotora pomocniczego w jednym przewodzie doktorskim. Pełniłem również funkcję promotora i recenzenta w 280 pracach dyplomowych inżynierskich i magisterskich.

W ramach realizowanych prac dydaktycznych (prac przejściowych i dyplomowych), wspólnie ze studentami Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, opublikowałem 19 artykułów, w tym 9 publikacji naukowych znajdujących się na liście B MNiSzW.

W okresie po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych pełniłem wiele funkcji organizacyjnych w tym kilka pochodzących w wyboru członków społeczności akademickiej: prodziekan ds. studiów niestacjonarnych (kadencja 2002-2005, kadencja 2005-2008), członek Senatu Politechniki Koszalińskiej (kadencja 1999-2002, kadencja 2002-2005, kadencja 2005-2008), członek Rady Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej (kadencja 1999-2002, kadencja 2002-2005, kadencja 2005-2008, kadencja 2008-2012, kadencja 2012-2016, kadencja 2016-2020), elektor w Kolegium Elektorów Politechniki Koszalińskiej (kadencja 2002-2005, kadencja 2005-2008, kadencja 2008-2012), elektor w Kolegium Elektorów Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej (kadencja 2012-2016, kadencja 2016-2020).

Będąc członkiem Rady Wydziału oraz Senatu Politechniki Koszalińskiej brałem czynny udział w pracach jej komisji, między innymi w Komisji ds. Dyscyplinarnych Nauczycieli Akademickich, Komisji Dyscyplinarnej ds. Studentów, Senackiej Komisji Ekonomicznej i wielu innych.

Włożyłem duży wkład pracy w Komisji Uczelnianej, która opracowała wniosek o zmianę nazwy uczelni (okres 1994-1996) oraz w Komisji Wydziałowej która przygotowała wniosek o uzyskanie praw dla Wydziału Mechanicznego do nadawania stopnia naukowego doktora habilitowanego w dyscyplinie naukowej Budowa i Eksploatacja Maszyn (okres 1997-2000).

W okresie od 2000 do 2001 byłem pełnomocnikiem Rektora ds. organizacji wspólnych studiów Polsko-Niemieckich, organizowanych przez Wyższą Szkołę Techniczną w Bremen oraz Politechniką Koszalińską, Szczecińską i Gdańską. Reprezentowałem stronę polską przy opracowaniu planów i programów studiów oraz przy ustalaniu zasad ich organizacji i funkcjonowania.

W ramach mojej działalności, jako prodziekan Wydziału Mechanicznego ds. Studiów Niestacjonarnych (2002 - 2008), opracowałem siatki i programy studiów niestacjonarnych dla kierunku Mechanika i Budowa Maszyn oraz Technika Rolnicza i Leśna. Uwzględniły one tzw. minima programowe oraz punkty ECTS, co umożliwiło unifikację programów nauczania do standardów Unii Europejskiej. W tym czasie liczba kierunków prowadzonych przez Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej wzrosła z dwóch (Mechanika i Budowa Maszyn, Technika Rolnicza i Leśna) do czterech (Mechanika i Budowa Maszyn, Technika Rolnicza i Leśna, Transport, Technologia Żywności i Żywnienie Człowieka).

Za prace dydaktyczne i organizacyjne uzyskałem Medal Edukacji Narodowej oraz zostałem dziesięć razy nagrodzony przez JM Rektora Politechniki Koszalińskiej.



.....
dr inż. Zbigniew Budniak