

## **Autoreferat**

przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych,  
w szczególności określonych  
w 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

**dr inż. Marcin Zastempowski**

Bydgoszcz, 2018

# AUTOREFERAT

## Spis treści

1. Imię i nazwisko .....	3
2. Posiadane dyplomy i stopnie naukowe.....	3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych.....	3
4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art.6 ust.2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r.....	4
a. Tytuł osiągnięcia naukowego.....	4
b. Publikacje lub inne prace wchodzące w skład osiągnięcia naukowego.....	4
c. Omówienie celu naukowego prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.....	6
5. Podsumowanie – synteza osiągnięć naukowych, pozostałych osiągnięć naukowo- badawczych, dydaktycznych i organizacyjnych.....	58

### 1. Imię i nazwisko:

Marcin ZASTEMPOWSKI

### 2. Posiadane dyplomy i stopnie naukowe – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytuł rozprawy doktorskiej

Tabela 1. Wykaz posiadanych dyplomów i stopni naukowych

Data	Informacje szczegółowe
2008.11.18	<b>stopień naukowy doktora nauk technicznych</b> Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Dyscyplina: Budowa i eksploatacja maszyn Tytuł pracy doktorskiej: „Badania energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym”  promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Bochat recenzenci: prof. dr inż. Zdzisław Kośmicki prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski
2004-2008	<b>studia doktoranckie</b> Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Dyscyplina: Budowa i eksploatacja maszyn
1995-2000	<b>stopień magistra inżyniera</b> Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydział Mechaniczny (obecnie Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej) Kierunek: Mechanika i budowa maszyn Specjalność: Maszyny i urządzenia rolnicze Tytuł pracy magisterskiej: „Napęd hydrauliczny listwy nożowej zespołu tnącego”  promotor: dr inż. Marian Bogusz

### 3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

Tabela 2. Dotychczasowe zatrudnienie w jednostkach naukowych

Data	Informacje szczegółowe
od 12.2009	<b>pracownik naukowo-dydaktyczny</b> Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Instytut Automatykacji i Transportu, Zakład Mechatroniki i Maszyn Roboczych Stanowisko: adiunkt

**4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego 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 (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. W Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.)**

**a) Tytuł osiągnięcia naukowego:**

Osiągnięciem naukowym jest **monografia oraz jednotematyczny cykl 15 publikacji** z lat 2009-2017, pt.:

**„Badania i podstawy konstrukcji zespołów tnących i rozdrabniających maszyn rolniczych”**

**b) Publikacje lub inne prace wchodzące w skład osiągnięcia naukowego:**

1. **Zastempowski M.**, 2017. Teoria i konstrukcja zespołów tnących maszyn rolniczych. Monografia. Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Recenzent - prof. dr inż. Zdzisław Kośmicki, dr h.c.
2. **Zastempowski M.**, 2017. Dynamics of movement in scissor-finger cutting assembly. 23<sup>th</sup> International Conference – ENGINEERING MECHANICS, Svratka, Czech Republik, s. 1114-1117. Publikacja indeksowana w Web of Science.
3. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2016. Innovative constructions of cutting and grinding assemblies of agricultural machinery. 6<sup>th</sup> International Conference TAE 2016. Trends in agricultural engineering, Prague 2016, ss.726-735. Publikacja indeksowana w Web of science.
4. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2016. Kinematics and Dynamics of the Drum Cutting Units. Dynamical Systems: Theoretical and Experimental Analysis / red. Jan Awrejcewicz. Switzerland: Springer International Publishing, s. 409-421. Publikacja indeksowana w Scopus.
5. Bochat A., Wesołowski L., **Zastempowski M.**, 2015. A comparative study of new and traditional designs of hammer mill. Transaction of the ASABE. Vol. 58(3) 2015. s. 585-596. IF= 0,913.
6. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2015. Mathematical modeling of elastic deflection of a tubular cross-section. Polish Maritime Research. No. 2(86), 2015. s. 93-100. IF= 0,415.
7. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2014. Modeling of cutting process by the shear-finger cutting block. Applied Engineering in Agricultural.Vol.30(3), 2014, s. 347-353. IF=0,405.
8. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2014. Dynamika ruchu listwy nożowej nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Studies & Proceedings of Polish Association for Knowledge Management. Nr 68, s. 33-44.
9. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2013. Modeling the dynamics of the vegetable material detaching process from whole area for the needs of designing the selected agricultural machines. Transaction of the ASABE, Vol. 56(4), 2013, s. 1309-1314. IF=0,843.
10. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2013. Modeling of the process of cutting with drum cutting unit. Journal Research and Applications in Agricultural Engineering, Vol. 58(2), s. 13-16.

11. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2012. Wybrane aspekty projektowania energooszczędnej konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego. *Journal Research and Applications in Agricultural Engineering*, Vol. 57(4), s. 212-216.
12. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2011. Wybrane obliczenia symulacyjne na użytek projektowania nożycowo-palcowych zespołów tnących. *Journal Research and Applications in Agricultural Engineering*, Vol. 56(1), s. 6-10.
13. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2011. Badania energochłonności cięcia materiału roślinnego Część I – metodyka badań. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*, 3, s. 89-90.
14. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2011. Badania energochłonności cięcia materiału roślinnego Część II – wyniki badań. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*, 3, s. 91-92.
15. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2009. Identyfikacja quasi-statycznej siły cięcia źdźbeł pszenżyta na użytek projektowania nożycowo-palcowych zespołów tnących. *Journal Research and Applications in Agricultural Engineering*, Vol. 54(2), s. 15-19.
16. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2009. Badania cech fizykomechanicznych źdźbeł pszenżyta dla potrzeb symulacji komputerowej procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, Vol.54(1), s. 79-82.

### **c) Omówienie celu naukowego prac i osiągniętych wyników wraz ze wskazaniem ich ewentualnego wykorzystania**

#### *Cel naukowy prac*

Rosnące znaczenie Polski jako producenta zbóż w Unii Europejskiej wymaga użytkowania odpowiedniego parku maszyn. Zgodnie z danymi GUS pod względem powierzchni upraw Polska zajmuje w Unii Europejskiej drugie miejsce zaraz po Francji, z powierzchnią upraw zajmującą 6,7 mln ha, co stanowi 70% areału. Duża konkurencja cenowa wymusza ograniczanie kosztów produkcji, co można zrealizować poprzez stosowanie niezawodnych maszyn o dużej efektywności funkcjonowania. Jako miarę tej efektywności stosuje się najczęściej dwa wskaźniki, tj. ich wydajność oraz jednostkowe zużycie energii na wykonanie danego procesu technologicznego.

Podstawowymi procesami roboczymi w ramach zbioru materiału roślinnego jest jego cięcie oraz rozdrabnianie. Cięcie w większości przypadków odbywa się w ramach prac polowych i dotyczy pojedynczych źdźbeł i łodyg oraz ich warstwy w procesie uzyskiwania siewki. Do tego celu służą nożycowe i bębnowe zespoły tnące, które jako główne zespoły robocze są na wyposażeniu maszyn: kosiarek (nożycowo-palcowe zespoły tnące), siewkarni samobieżnych (nożycowo-palcowe i bębnowe zespoły tnące), siewkarni przyczepianych (nożycowo-palcowe i bębnowe zespoły tnące) siewkarni stacjonarnych (bębnowe zespoły tnące) i kombajnów zbożowych (nożycowo-palcowe zespoły tnące).

Natomiast proces rozdrabniania materiału roślinnego odbywa się już po jego zbiorze i dotyczy głównie ziarna zbóż i kukurydzy. Do tego celu stosuje się różnej konstrukcji rozdrabniacze, z których najczęściej użytkowane są rozdrabniacze bijakowe.

Problematyka cięcia i rozdrabniania materiału roślinnego jest dziedziną wiedzy bardzo rozległą i jest szeroko podejmowana w literaturze. Jednakże z przeprowadzonej przez habilitanta analizy dostępnej literatury wynika, że konstrukcje zespołów tnących i rozdrabniających nie ulegały na przestrzeni wielu lat zasadniczym zmianom, a w publikacjach znaleźć można pojedyncze i jedynie koncepcyjne rozwiązania nowych konstrukcji.

Prace z zakresu cięcia realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym powstawały głównie w okresie początkowego stosowania tego układu w maszynach rolniczych. W wielu opracowaniach naukowych można znaleźć stwierdzenia, że teoria działania nożycowo-palcowego zespołu tnącego została już dokładnie rozpoznana. Jednak ma to uzasadnienie tylko w stosunku do zespołu tnącego jako mechanizmu, dla którego określono podstawowe zależności w zakresie statyki cięcia, jak również kinematyki i dynamiki jego ruchu.

Tematykę związaną z cięciem pojedynczych źdźbeł w swoich pracach podejmowali: E.S. Bosoj, K. Dobler, N.I. Drozdow, G.E. Gale, C.P. Gupta, J.A. Huber, P. Grabański, V.P. Goriackin, Cz. Kanafojski, D.M. McRandal, P.B. McNulty, U.S. Mohammed, M.J. O'Dogherty, J. Prasad, Ł.P. Kramarenko, V.A. Żeligowski, N.I. Reźnik, C.J. Marshall, Y.D. Yiljep.

W ocenie habilitanta prezentowane przez nich prace analityczne związane z modelowaniem procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym pozwalają jedynie na fragmentaryczne opisanie tego procesu, z uwagi na fakt braku możliwości porównania wyników z prezentowanych analiz modelowych. Związane jest to z przyjmowaniem przez ww. badaczy różnych założeń i uproszczeń, a dodatkowo proponowane modele matematyczne opisywały źdźbło jako element rurowy o ustalonych i stałych parametrach fizykomechanicznych na całej długości, co nie w pełni odzwierciedla stan rzeczywisty. Dodatkowo wyniki z prowadzonych przez nich badań doświadczalnych są porównywalne w małym zakresie, z uwagi na przyjęte wskaźniki, jakimi opisywano zapotrzebowanie na moc i energię cięcia, które było określane w odniesieniu do

jednostki suchej masy roślinnej, do jednostki wilgotnej masy roślinnej, do jednostkowego przekroju poprzecznego źdźbła, czy też pojedynczej łodygi (źdźbła).

Podczas analizy dostępnej literatury, szczególnie odczuwalny jest brak dokładnego poznania zależności między cechami i parametrami konstrukcyjnymi zespołu tnącego oraz wielkościami charakteryzującymi efekt cięcia.

Problematyka cięcia warstwy materiału roślinnego za pomocą bębnowych zespołów tnących, podobnie jak w przypadku nożycowych zespołów tnących, jest często podejmowana w literaturze, co świadczy o tym, że nie została jeszcze w pełni poznana.

Tematykę tą w swoich pracach podejmowali: W.J. Bremer, F.Z. Blevins, W.J. Chancellor, J. Dmitrewski, L. Frerichs, W.P. Goriaczkin, H. Garbers, C.P. Gupta, A. Haffert, A. Heinrich, H. Harms, H.J. Hansen, K.H. Kromer, G. Liljedahl, C. Pintara, T. Prasad, N.E. Reznik, W.A. Sablikow, J.L. Smith, R.E. Tribelhorn, Z. Vransy oraz M. Zhang.

W ocenie habilitanta prowadzone przez nich prace nad modelowaniem procesu cięcia warstwy źdźbeł czy też łodyg dotyczyły cięcia statycznego bądź quasi-statycznego, co w przypadku procesu realizowanego bębnowym zespołem tnącym ma ograniczone zastosowanie, z uwagi na jego dynamiczny charakter. Ponadto, analizy prowadzone były w ograniczonym zakresie i nie mają większego znaczenia naukowego i utylitarne, gdyż polegały głównie na wyznaczeniu oporu cięcia bądź pracy cięcia bez szczegółowej analizy zjawisk zachodzących w czasie przecinania warstwy materiału roślinnego.

Natomiast wyniki z przeprowadzonych przez nich badań doświadczalnych procesu cięcia warstwy materiału, przedstawione zostały dla różnych materiałów roślinnych przez co stanowią zróżnicowaną wartość poznawczą. Nie tworzą również zwartego systemu informacyjnego dla potrzeb konstruowania i eksploatacji bębnowych zespołów tnących, gdyż wyniki są często nieporównywalne ze względu na różnice w programach i metodyce badań. Badacze również często w sposób niewystarczający podają dane odnośnie identyfikacji materiału, na którym prowadzono eksperymenty, natomiast efektywność cięcia oceniana była przede wszystkim zapotrzebowaniem na moc lub jednostkowym oporem cięcia.

Rozdrabnianie materiału ziarnistego jest jedną z głównych operacji technologicznych realizowanych w przemyśle rolno-spożywczym. Spośród wielu typów rozdrabniaczy najszersze zastosowanie ze względu na efektywność procesu rozdrabniania mają rozdrabniacze bijakowe.

Istniejące obecnie rozwiązania konstrukcyjne rozdrabniaczy bijakowych charakteryzują się dużą energochłonnością realizowanego procesu rozdrabniania, w rezultacie czego do ich napędu niezbędne jest stosowanie układów napędowych o dużych mocach.

Problematykę związaną z rozdrabnianiem materiału ziarnistego w swoich pracach podejmowali: F.C. Bond, I. Dmitrewski, J. Flizikowski, W. Fridrich, A. Górecki, R. Hejft, K. Jasik, F. Kick, Z. Kośmicki, G. Kettel, S. Melnikow, M. Opielak, H. Pfost, P.A. Rittinger oraz I. Rebinder.

W ocenie habilitanta prowadzone prace nad stworzeniem teorii rozdrabniania nie kreują jednolitego ujęcia tego zagadnienia, z uwagi na rozpatrywany wpływ wielu różnych czynników na proces rozdrabniania. Modele matematyczne przedstawione przez ww. badaczy w zakresie teorii rozdrabniania, opisywały zależności związane z energią niezbędną do realizacji procesu, którą wyrażano jako energię konieczną do pokonania sił spójności rozdrabnianego materiału, przez co większość istniejących hipotez ma charakter teorii wytrzymałościowych. Na podstawie prezentowanych w dostępnej literaturze modeli matematycznych nie można wyprowadzić jednoznacznych zależności w celu przeprowadzenia analizy efektywności w ujęciu metody i maszyny realizującej ten proces. Wynika to z przyjętych przez badaczy różnych założeń i uproszczeń.

Prace nad modelowaniem procesu rozdrabniania, wpływem cech konstrukcyjnych rozdrabniaczy oraz parametrów ich pracy podczas rozdrabniania ziaren zbóż dowodzą, że brak jest jednej spójnej teorii wyczerpująco opisującej ten proces, a poglądy w zakresie wpływu cech i parametrów konstrukcyjnych na efektywność funkcjonowania są rozbieżne. Modele matematyczne opisujące proces rozdrabniania mają, w niektórych przypadkach zbyt ogólną postać, co powoduje, że ich zastosowanie na etapie projektowania maszyn do rozdrabniania materiałów ziarnistych jest wprost niemożliwe.

Przytoczone przykłady prac analitycznych i doświadczalnych świadczą o tym, że tematyka rozdrabniania materiału typu ziarna zbóż nie została jeszcze w pełni poznana. Rozwiązania konstrukcyjne stosowanych rozdrabniaczy bijakowych od szeregu lat pozostają niezmiennie. Brak jest precyzyjnych opracowań dotyczących jednostkowego zużycia energii w procesie rozdrabniania. W dostępnej literaturze wskazuje się jedynie, że jednostkowe zużycie energii jest uzależnione od wielu czynników konstrukcyjnych, tj. konstrukcji wirnika, kształtu bijaków oraz rodzaju zastosowanych sit. W znanych habilitantowi publikacjach związanych z prowadzeniem prac badawczych prezentowane są sprzeczne poglądy, co do wpływu czynników konstrukcyjnych na jednostkowe zużycie energii oraz jakość produktu rozdrabniania. Nie określono również wpływu kształtu bijaków na energochłonność procesu rozdrabniania materiałów ziarnistych.

**W efekcie celem naukowym działań podjętych przez habilitanta w jednotematycznym cyklu publikacji oraz w monografii, a szerzej prac analitycznych i badawczych, po uzyskaniu stopnia doktora, był rozwój teorii i konstrukcji zespołów tnących i rozdrabniających maszyn rolniczych.**

W ramach rozwoju teorii i konstrukcji zespołów tnących habilitant w swoich publikacjach podejmował problematykę związaną z procesem cięcia realizowanym przez zespoły tnące typu nożycowego i bębnowego. Tematykę tą habilitant podejmował już przed doktoratem ze szczególnym uwzględnieniem badania energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, co było również głównym tematem rozprawy doktorskiej habilitanta. Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych w dyscyplinie *budowa i eksploatacja maszyn* habilitant nadal podejmował w swoich pracach naukowych tematykę związaną z teorią i konstrukcją zespołów tnących, w zakresie której rozwijał teorię w odniesieniu do nożycowych zespołów tnących oraz skierował swoje zainteresowania naukowe w kierunku teorii i konstrukcji bębnowych zespołów tnących.

W odniesieniu do nożycowo-palcowych zespołów tnących habilitant rozwinął tematykę dotyczącą kinematyki ruchu elementów roboczych nożycowo-palcowego zespołu tnącego poprzez opracowanie nowego modelu obliczeń prędkości ruchu listwy nożowej, który uwzględnia zmianę przebiegu jej wartości w funkcji czasu, a także wskazał w swojej analizie dla jakich wartości kąta obrotu tarczy wirującej z korbą, zachodzi właściwe cięcie materiału roślinnego, realizowanego listwą nożową.

W odniesieniu do dynamiki ruchu listwy nożowej zespołu tnącego należy zauważyć, że jej analiza jest utrudniona z uwagi na złożoność całego układu oraz niedoskonałości opisujących go zależności, prezentowanych przez innych autorów, a w szczególności dotyczących oporów ruchu związanych z tarciem. Dlatego habilitant opracował model obliczeniowy, który umożliwia wyznaczenie współczynnika tarcia  $\mu$  w węzłach kinematycznych zespołu tnącego w rzeczywistych warunkach pracy maszyny.

W ramach tematyki cięcia realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym habilitant opracował nowatorski model matematyczny procesu cięcia źdźbeł, w którym uwzględniono



specyficzne właściwości fizykomechaniczne ciętego materiału, które ulegają zmianie na długości żdźbła. Oryginalność opracowanego modelu, w stosunku do już istniejących polega na tym, że wyszczególnia on wszystkie etapy procesu cięcia, tj. dosunięcie żdźbła do krawędzi przeciwtnącej, odkształcenie przekroju żdźbła oraz jego rozdzielanie, czyli przecinanie.

Habilitant opracował również autorski program komputerowy ŻDŹBŁO\_1 do obliczeń symulacyjnych na podstawie opracowanego modelu matematycznego. W wyniku zrealizowanych prac informatycznych przez habilitanta z programu komputerowego można uzyskać dane dotyczące: ugięcia żdźbła w dowolnym punkcie, siły cięcia żdźbła, pracy cięcia żdźbła oraz reakcji krawędzi przeciwtnącej.

Na potrzeby weryfikacji opracowanego modelu matematycznego habilitant zaprojektował i zbudował stanowisko badawcze, które odzwierciedlało realizację procesu cięcia w warunkach rzeczywistych pracy maszyny.

W ramach tematyki cięcia warstwy materiału roślinnego bębnowymi zespołami tnącymi habilitant opracował modele matematyczne, które posłużyły do przeprowadzenia analizy procesu cięcia dla wybranych konstrukcji bębnowych tnących siewkarni. Analizowane były następujące konstrukcje bębnowych zespołów tnących:

- bęben walcowy z nożami prostymi,
- bęben walcowy z nożami śrubowymi,
- bęben stożkowy z nożami prostymi,
- bęben stożkowy z nożami śrubowymi,
- bęben z nożami ukośnymi.

Opracowany przez habilitanta własny sposób obliczeń umożliwia określenie siły tnącej, momentu cięcia oraz czynnej chwilowej szerokości ciętej warstwy materiału w zależności od kąta obrotu bębna.

Oryginalność opracowanych modeli obliczeniowych polega na tym, że w sposób całościowy przedstawiają analizowane konstrukcje bębnowych tnących, dla których wyróżniono charakterystyczne przypadki i etapy realizowanego przez nie procesu cięcia (13 przypadków podzielonych na 32 etapy).

W ramach prowadzonych prac habilitant opracował kolejny autorski program komputerowy BĘBEN\_1, na podstawie którego przeprowadzono obliczenia symulacyjne, numeryczne dla rzeczywistych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych bębnowych zespołów tnących.

Habilitant prowadził również badania doświadczalne procesu cięcia bębnowym zespołem tnącym dla różnych postaci konstrukcyjnych zespołu tnącego. Na potrzeby badań zostało zbudowane autorskie stanowisko badawcze umożliwiające realizację cięcia poprzecznego oraz ukośnie pochyłego warstwy materiału. W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano informację na temat charakterystyk użytkowych zespołu tnącego, a w tym wyznaczano: jednostkowy opór cięcia, jednostkową pracę cięcia odniesione do pola powierzchni i masy ciętego materiału oraz wydajność zespołu roboczego.

W ramach teorii i konstrukcji rozdrabniania materiałów ziarnistych habilitant przeprowadził badania porównawcze dwóch konstrukcji zespołów roboczych rozdrabniacza bijakowego. Badania miały na celu określenie wpływu wybranych cech i parametrów konstrukcyjnych zespołu bijakowego na efektywność rozdrabniania materiału ziarnistego. Na potrzeby przeprowadzenia badań zaprojektowano i zbudowano stanowisko badawcze, które umożliwiło wyznaczenie wydajności oraz jednostkowego zużycia energii w procesie rozdrabniania, jak również określenie udziału poszczególnych frakcji w rozdrobnionym materiale.

Na podstawie analizy regresji wielowymiarowej otrzymano modele statystyczne opisujące wpływ określonych w programie badań zmiennych niezależnych (kąąt bijaków, wymiar szczeliny bijakowej, średnica otworów w sitach, prędkość obwodowa końców bijaków) na wydajność, jednostkowe zużycie energii oraz udział frakcji w rozdrobnionym materiale.

Dotychczas podejmowana przez habilitanta problematyka badawcza, w połączeniu z wynikami badań innych autorów, wypełnia w stosunkowo szerokim zakresie obszar wiedzy związany z cięciem materiału roślinnego za pomocą nożycowo-palcowych i bębnowych zespołów tnących oraz rozdrabnianiem materiału ziarnistego bijakowymi zespołami roboczymi. Wykorzystanie wyników tych badań umożliwia prawidłowy dobór:

- właściwości fizykomechanicznych materiałów, które mają podlegać procesowi cięcia i rozdrabniania,
  - cech i parametrów konstrukcyjnych nożycowo-palcowych zespołów tnących,
  - cech i parametrów konstrukcyjnych bębnowych zespołów tnących,
  - cech i parametrów konstrukcyjnych rozdrabniaczy bijakowych,
- w aspekcie uzyskiwanej przez nie wydajności, jednostkowego zużycia energii i zapotrzebowania na moc.

## Osiągnięte wyniki prac

### *Przed doktoratem*

Przedmiotem zainteresowań naukowych habilitanta przed uzyskaniem stopnia doktora, a także już na etapie przygotowania pracy magisterskiej, podobnie jak to ma miejsce obecnie, była tematyka związana z teorią i konstrukcją zespołów tnących maszyn rolniczych. Tematyka prac wówczas dotyczyła głównie nożycowo-palcowych zespołów tnących, a w szczególności obejmowała zagadnienia związane z modelowaniem procesu cięcia pojedynczych źdźbeł i łodyg oraz opracowaniem nowej koncepcji napędu listwy nożowej.

Tematyka ta mieści się w obecnym zakresie zainteresowań habilitanta, jakim jest teoria i konstrukcja zespołów tnących i rozdrabniających maszyn rolniczych.

W okresie przed doktoratem i w czasie trwania studiów doktoranckich habilitant:

- opublikował artykuły w czasopismach naukowych:
  1. **Zastempowski M.**, 2004. Nowa koncepcja napędu listwy nożowej palcowych zespołów tnących. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, nr 3.
  2. **Zastempowski M.**, 2014. Modelowanie procesu cięcia roślin źdźbłowych. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, nr 4.
  3. Bochat A., Grzonkowski R., **Zastempowski M.**, 2005. Analiza badań cięcia źdźbeł roślin zbożowych i nowy bębnowy zespół tnący. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*, nr 1-2.
  4. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2005. Analiza modeli cięcia źdźbeł roślin zbożowych. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*, nr 1-2.
  5. Bochat A., Błaszczuk M., **Zastempowski M.**, 2007. Problematyka badawcza procesu cięcia pojedynczych źdźbeł i łodyg. *Inżynieria i Aparatura Chemiczna* 1-2.
- brał udział u konferencjach naukowych krajowych i międzynarodowych czego efektem były publikacje w materiałach konferencyjnych:

1. **Zastempowski M.**, 2003. Problematyka modelowania procesu cięcia roślin źdźbłowych. IX Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock.
  2. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2006. Model procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock.
  3. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2006. Badania symulacyjne procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock.
  4. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2006. Modelowanie matematyczne procesu odpajania materiału roślinnego od calizny, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock.
  5. Bochat A., **Zastempowski M.**, 2006. Analiza rozwiązań konstrukcyjnych bębnowych zespołów tnących w aspekcie efektywności ich funkcjonowania, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock.
  6. **Zastempowski M.**, Bochat A., 2007. Badania wybranych cech fizykomechanicznych roślin źdźbłowych dla potrzeb projektowania maszyn rolniczych. IX Międzynarodowa Konferencja Naukowa, AR we Wrocławiu, PAN, Wrocław, Polanica Zdrój.
- był beneficjentem grantu promotorskiego pt.: „Badania energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym” Nr N N502 462134, który został przyznany przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego na przeprowadzenie prac analitycznych i doświadczalnych w przewodzie doktorskim.

Omawiany okres rozwoju naukowego habilitanta został zakończony opracowaniem i obroną rozprawy doktorskiej, która realizowana była pod opieką prof. dr. hab. inż. Andrzeja Bochata. Obrona rozprawy pt.: „Badania energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym” odbyła się w 2008 roku na Wydziale Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy.

W rozprawie habilitant zaprezentował wielostronną analizę i badania procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, a w szczególności przeprowadził:

- analizę mechaniczną uwzględniającą kinematykę i dynamikę ruchu zespołu tnącego,
- badania właściwości fizykomechanicznych pojedynczego źdźbła,
- badania doświadczalnych cięcia pojedynczego źdźbła i serii źdźbeł,
- modelowanie matematyczne procesu cięcia,
- obliczenia symulacyjne na modelu matematycznym,
- weryfikację modelu matematycznego w oparciu o wyniki badań doświadczalnych.

Jednym z wniosków ogólnych przedstawionych w rozprawie doktorskiej było stwierdzenie, że należy w dalszym ciągu prowadzić prace badawcze zmierzające do opracowania ogólnej teorii cięcia roślin źdźbłowych przy zmieniających się ich właściwościach fizykomechanicznych dla różnych cech i parametrów konstrukcyjnych zespołów tnących.

Jako celowe uznano również potrzebę opracowania nowych, zoptymalizowanych konstrukcji zespołów tnących o większej efektywności funkcjonowania w stosunku do istniejących rozwiązań konstrukcyjnych.

### *Po doktoracie*

Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych habilitant rozwijał swoje zainteresowania naukowe w zakresie teorii i konstrukcji zespołów tnących, co stanowi bezpośrednią i spójną kontynuację zainteresowań z okresu przed doktoratem. Podjął również prace zmierzające w kierunku rozwoju teorii i konstrukcji zespołów rozdrabniających.

Jednym z głównych trendów w budowie maszyn rolniczych, o szczególnym znaczeniu w systemie gospodarki rynkowej, jest informatyzacja procesu projektowania. Zapewnia ona możliwość szybkiego, elastycznego przystosowywania konstrukcji maszyn do zmieniających się wymagań rynku oraz możliwości konstruowania wyrobów optymalnych, z punktu widzenia oczekiwań użytkownika. Z powyższego wynika wniosek, że jednym z podstawowych zadań naukowych w tej dziedzinie jest dostarczanie praktyce inżynierskiej efektywnych matematycznych modeli maszyn i zachodzących w nich procesów.

W tym zakresie habilitant opracował szereg nowych, w pełni autorskich modeli matematycznych z obszaru zespołów tnących maszyn.

W zakresie teorii procesu cięcia, habilitant rozwinął zagadnienia związane z kinematyką i dynamiką ruchu nożycowo-palcowych zespołów tnących. Wybór tej odmiany zespołu tnącego był podyktowany jego szerokim zastosowaniem w maszynach typu kosiarki, sieczkarnie i kombajny zbożowe.

Do napędu listwy nożowej, która jest głównym zespołem roboczym nożycowo-palcowych zespołów tnących, wykonującej ruch posuwisto-zwrotny (wsuw i wysuw) stosuje się przede wszystkim mechanizmy korbowe asymetryczne. Istniejące rozwiązania konstrukcyjne zespołów tnących charakteryzują się dużą energochłonnością procesu cięcia, a co w efekcie się z tym wiąże ich układy napędowe wyposażone są w silniki o dużych mocach. Wskazuje to na fakt, że znane rozwiązania konstrukcyjne powstały w dużej mierze na podstawie intuicji konstruktorskiej. Związane to jest z brakiem szczegółowej analizy dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego oraz z brakiem modeli matematycznych opisujących proces cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, na podstawie których mogą być prowadzone obliczenia symulacyjne, optymalizacja konstrukcji oraz poprawa efektywności funkcjonowania zespołów tnących.

W ramach kinematyki ruchu listwy nożowej habilitant określił oryginalne równania modelowe na podstawie, których istnieje możliwość obliczenia prędkości ruchu listwy nożowej dla dowolnego kąta obrotu tarczy wirującej z korbą, która bezpośrednio napędza listwę nożową. PUBLIKACJA [I.1]. Obliczenia wykonane na podstawie równań modelowych, opracowanych przez habilitanta dają możliwość precyzyjnego wyznaczenia prędkości, gdyż nie uwzględniają uproszeń, które szeroko stosowane są w dostępnej literaturze. Równanie opracowane przez habilitanta przyjmuje postać:

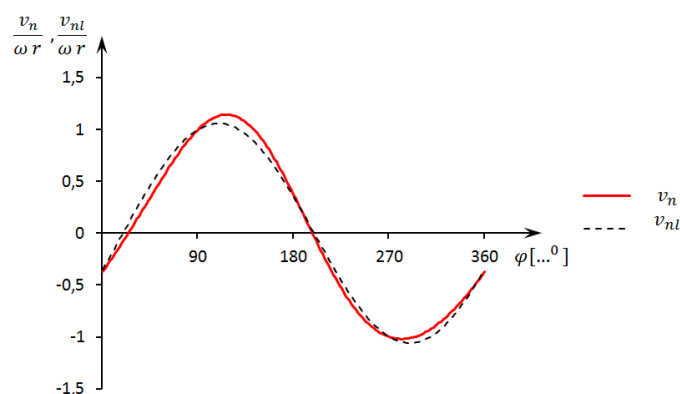
$$v_n = \omega r \left( \sin \varphi - \frac{(\sin \varphi + \varepsilon) \cos \varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin \varphi + \varepsilon)^2}} \right), \quad (1)$$

gdzie:

- $\varphi$  - kąt obrotu tarczy wirującej z korbą,
- $\omega$  - prędkość kątowa tarczy wirującej z korbą,
- $r$  - promień tarczy wirującej,
- $l$  - długość korbowodu,
- $h$  - odległość osi obrotu tarczy od płaszczyzny ruchu listwy nożowej,
- $\lambda$  i  $\varepsilon$  - parametry opisane zależnościami:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad \varepsilon = \frac{h}{r}.$$

Wyniki obliczeń prędkości ruchu listwy nożowej  $v_n$  z modelu matematycznego habilitant przedstawił w formie wykresu na rys. 1. Na wykresie przedstawiono zmianę prędkości ruchu listwy nożowej  $v_n$  w postaci bezwymiarowej w funkcji kąta obrotu tarczy wirującej z korbą wyznaczoną z modelu opisanego zależnością (1), w stosunku do prędkości  $v_{nl}$  wyznaczonej z równań prezentowanych w dostępnej literaturze. Zgodnie z przewidywaniami błąd w wyliczeniach może nawet wynosić 11,7% wobec tego habilitant rekomenduje stosowanie przedstawionego przez niego modelu opisanego wzorem (1).



Rys. 1. Zmiana prędkości listwy nożowej w postaci bezwymiarowej w funkcji kąta obrotu tarczy wirującej z korbą dla obliczeń według modelu habilitanta  $v_n$ , w stosunku do równań prezentowanych w literaturze  $v_{nl}$  [opracowanie własne habilitanta]

W ramach analizy kinematyki nożycowo-palcowego zespołu tnącego, którego listwa nożowa napędzana jest układem asymetrycznym habilitant podjął również tematykę związaną z dokładnym określeniem jej prędkości podczas wsuwu i wysuwu. Tematyka ta jest niezwykle ważna, z uwagi na fakt, iż właściwością asymetrycznego układu napędowego jest to, iż prędkości listwy nożowej przyjmują różne wartości podczas ruchu „tam i z powrotem”, tj. podczas ruchu wysuwu i wsuwu listwy nożowej. Wartości tych prędkości habilitant przedstawił w postaci zależności dla ruchu wysuwu (2) i dla ruchu wsuwu zależnością (3):

$$v_{n\acute{s}r} = \frac{1}{\varphi_k - \varphi_p} \int_{\varphi_p}^{\varphi_k} v_n(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

$$v_{n\acute{s}r} = \frac{1}{2\pi + \varphi_k - \varphi_p} \int_{\varphi_p}^{2\pi + \varphi_k} |v_n(\varphi)| d\varphi, \quad (3)$$

gdzie:

$\varphi_p, \varphi_k$  - wartości kątów odpowiadających skrajnym położeniom listwy nożowej, opisane odpowiednio zależnościami (4) i (5):

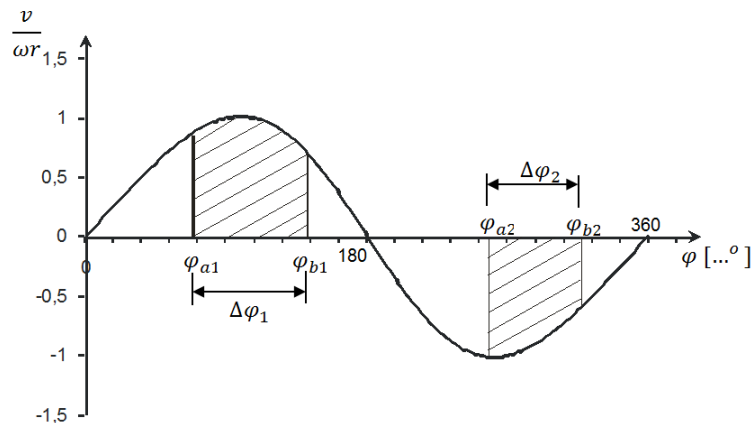
$$\varphi_p = \arcsin \frac{h}{l-r}, \quad (4)$$

$$\varphi_k = \pi + \arcsin \frac{h}{l+r}. \quad (5)$$

Dla prezentowanych równań habilitant przeprowadził obliczenia numeryczne w wyniku których uzyskał następujące wartości średniej prędkości:

- ruch wysuwu  $v_{n\dot{s}r} = 0,7070 \omega r$ ,
- ruch wsuwu  $v_{n\dot{s}r} = 0,6556 \omega r$ ,
- średnia wartość dla obu ruchów  $v_{n\dot{s}r} = 0,6803 \omega r$ .

Analizując proces cięcia źdźbła nożycowo-palcowym zespołem tnącym, napędzanym asymetrycznym układem korbowym habilitant dodatkowo zauważył, że faktyczne cięcie źdźbła nie następuje w czasie całego suwu listwy nożowej (połowa obrotu korby), lecz w przedziale kąta obrotu korby  $\Delta\varphi_1$  i  $\Delta\varphi_2$ , co przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Przedziały kąta obrotu korby mechanizmu napędowego odpowiadające rzeczywistemu cięciu źdźbła [opracowanie własne habilitanta]

Cięcie rośliny źdźbłowej, etap jej rozdzielania, podczas ruchu listwy nożowej w jedną stronę następuje odpowiednio między kątami  $\varphi_{a1} = 1,51340 \text{ rad}$  ( $86^{\circ}43'$ ), a  $\varphi_{b1} = 2,47777 \text{ rad}$  ( $141^{\circ}58'$ ). Podczas ruchu powrotnego listwy nożowej, co przedstawia część wykresu poniżej osi odciętych, cięcie następuje pomiędzy kątami  $\varphi_{a2} = 4,48165 \text{ rad}$  ( $256^{\circ}47'$ ), a  $\varphi_{b2} = 5,56163 \text{ rad}$  ( $318^{\circ}40'$ ).

Przedziały kąta  $\varphi$ , dla których odbywa się właściwe cięcie wynoszą:  $\Delta\varphi_1 = 0,96437 \text{ rad}$  ( $55^{\circ}15'$ ) i  $\Delta\varphi_2 = 1,07998 \text{ rad}$  ( $61^{\circ}53'$ ).

Dlatego rzeczywistą, średnią prędkość cięcia źdźbła  $v_{c\dot{s}r}$ , na etapie jego rozdzielania należy obliczać według modelu habilitanta przedstawionego w postaci równania (6):

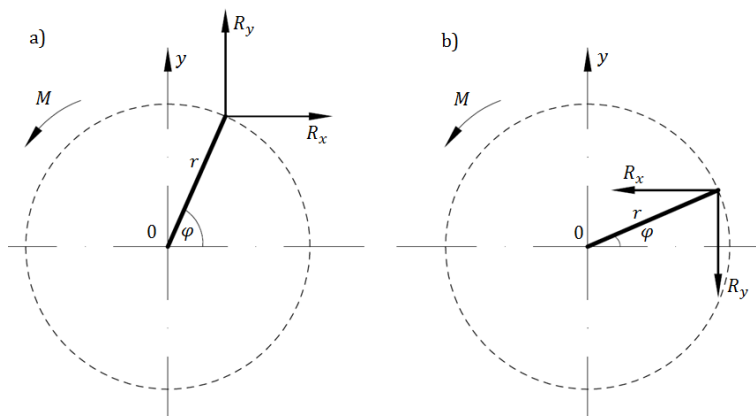
$$v_{c\dot{s}r} = \frac{1}{\varphi_{b1} - \varphi_{a1}} \int_{\varphi_{a1}}^{\varphi_{b1}} v_n d\varphi + \frac{1}{\varphi_{b2} - \varphi_{a2}} \int_{\varphi_{a2}}^{\varphi_{b2}} |v_n| d\varphi. \quad (6)$$

W ramach analizy dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego habilitant opracował autorski model matematyczny do wyznaczenia współczynnika tarcia ślizgowego-PUBLIKACJA [I.2]. Model ten umożliwi wyznaczenie współczynnika tarcia ślizgowego  $\mu$

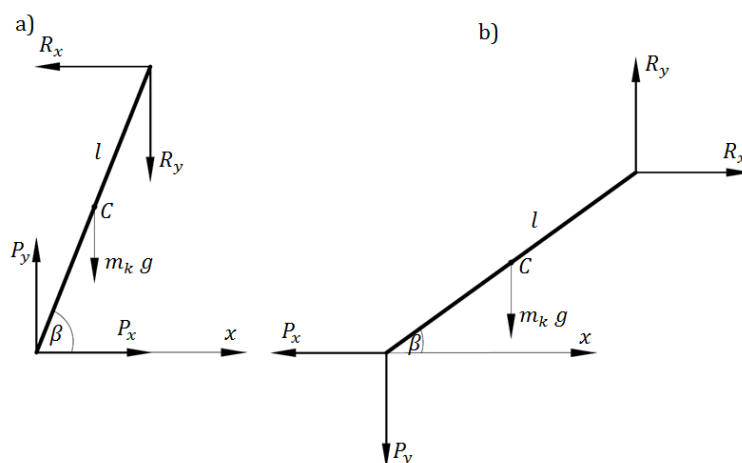
w warunkach rzeczywistej pracy maszyny. W analizie habilitant uwzględnił siły bezwładności korbowodu, co w dostępnej literaturze było pomijane. Z analizy przeprowadzonej przez habilitanta wynika, iż siła bezwładności korbowodu przyjmuje w przybliżeniu wartości tego samego rzędu, co siła bezwładności listwy nożowej. Z tego względu pomijanie ich w obliczeniach i w procesie modelowania jest niezasadne i może prowadzić do uzyskania błędnych wyników.

Opracowany model, na podstawie którego wyznaczano współczynnik tarcia ślizgowego opisano równaniem (17). Został on opracowany na podstawie następującej analizy procesu wsuwu i wysuwu listwy nożowej.

Układ sił w nożycowo-palcowym zespole tnącym działających na tarczę wirującą z korbą i korbówód przedstawiono na rysunku 3 i 4.



Rys. 3. Układ sił działających na tarczę wirującą z korbą [opracowanie własne habilitanta]:  
a – wysuw listwy nożowej, b – wsuw listwy nożowej



Rys. 4. Układ sił działających na korbówód [opracowanie własne habilitanta]:  
a – wysuw listwy nożowej, b – wsuw listwy nożowej

Proces wysuwu habilitant opisał następującymi równaniami:

$$R_x r \sin\varphi - R_y r \cos\varphi = M, \quad (7)$$

$$-R_x + P_x = m_k a_x, \quad (8)$$

$$-R_y + P_y = m_k (a_y + g), \quad (9)$$

$$R_x \frac{l}{2} \sin\beta - R_y \frac{l}{2} \cos\beta + P_x \frac{l}{2} \sin\beta - P_y \frac{l}{2} \cos\beta = J_k \varepsilon_k, \quad (10)$$

gdzie:

$a_x, a_y$  – przyspieszenia środka ciężkości korbowodu,

$m_k$  – masa korbowodu,

$g$  – przyspieszenie ziemskie,  
 $\varepsilon_k$  – przyspieszenie kątowe korbowodu,  
 $J_k$  – masowy moment bezwładności korbowodu.

Równania opisujące proces wsuwu listwy nożowej są analogiczne do wyżej przedstawionych równań z uwzględnieniem przeciwnego kierunku ruchu.

W celu wyznaczenia sił  $P_x$  i  $P_y$ , oddziaływujących na listwę nożową po przekształceniach równań opisujących proces wsuwu i wysuwu listwy nożowej, otrzymano równanie macierzowe:

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} P_x \\ P_y \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} M + b_1 \\ b_2 \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Elementy  $a_{ij}$  oraz  $b_{ij}$  zostały odpowiednio przyjęte dla ruchu posuwisto-zwrotnego listwy nożowej. Dla wysuwu:

$$a_{11} = r \sin \varphi, \quad a_{12} = -r \cos \varphi, \quad a_{21} = l \sin \beta, \quad a_{22} = -l \cos \beta$$

i dla wsuwu

$$a_{11} = -r \sin \varphi, \quad a_{12} = r \cos \varphi, \quad a_{21} = -l \sin \beta, \quad a_{22} = l \cos \beta.$$

Parametry  $b_1$  i  $b_2$  dla pełnego obrotu tarczy wirującej z korbą przyjmują następujące wartości:

$$b_1 = \sin \varphi a_x - \cos \varphi (a_y + g), \quad b_2 = \sin \beta a_x - \cos \beta (a_y + g),$$

Rozwiązanie równania (11) można przedstawić w postaci:

$$P_x = M \frac{a_{22}}{W} + \frac{c_1}{W}, \quad (12)$$

$$P_y = -M \frac{a_{21}}{W} + \frac{c_2}{W}. \quad (13)$$

Wyrażenia opisujące współczynniki  $c_1$  i  $c_2$  oraz wyznacznik  $W$  są następujące:

$$c_1 = b_1 a_{22} - b_2 a_{12}, \quad c_2 = b_2 a_{11} - b_1 a_{21}, \quad W = a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}.$$

Równanie ruchu listwy nożowej przyjmuje postać:

$$M(\varphi) \frac{a_{22}}{W} + \frac{c_1}{W} + \mu M(\varphi) \frac{a_{21}}{W} - \mu \frac{c_2}{W} = m_n a_n = 0. \quad (14)$$

Równanie (14) opisujące proces wysuwu listwy nożowej można zapisać postaci:

$$M(\varphi) + F_{wy}(\varphi, \mu) = 0, \quad (15)$$

a proces wsuwu w postaci:

$$M(\varphi) + F_{ws}(\varphi, \mu) = 0, \quad (16)$$

gdzie:

$$F_{wy}(\varphi, \mu) = \frac{c_1}{fW} - \mu \frac{c_2}{fW} - \frac{m_n}{f} a_n, \quad F_{ws}(\varphi, \mu) = \frac{c_1}{fW} - \mu \frac{c_2}{fW} + \frac{m_n}{f} a_n,$$

$$f = \frac{a_{22}}{W} + \mu \frac{a_{21}}{W}.$$

Całkując równanie (15) w przedziale kątów  $(\varphi_p, \varphi_k)$  i równanie (16) w przedziale kątów  $(\varphi_k, 2\pi + \varphi_p)$ , dodając stronami oraz łącząc obszary całkowania otrzymano ostatecznie zależność, która opisuje moment średni przyłożony do korby:



$$M_{sr} + \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi_p}^{\varphi_k} F_{wy}(\varphi, \mu) d\varphi + \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi_k}^{2\pi + \varphi_p} F_{ws}(\varphi, \mu) d\varphi = 0, \quad (17)$$

gdzie:

- $(\varphi_p, \varphi_k)$  - przedział kątów wysuwu listwy nożowej,
- $(\varphi_k, 2\pi + \varphi_p)$  - przedział kątów wsuwu listwy nożowej,
- $\varphi_p$  i  $\varphi_k$  - kąty opisane równaniami:

$$\varphi_p = \arcsin \frac{h}{l-r} \quad \text{i} \quad \varphi_k = \pi + \arcsin \frac{h}{l+r},$$

gdzie:

- $r$  - promień tarczy wirującej z korbą,
- $l$  - długość korbowodu,
- $h$  - odległość osi obrotu tarczy od płaszczyzny ruchu listwy nożowej.

Zależność (17) umożliwia obliczenie współczynnika tarcia ślizgowego  $\mu$  dla danych parametrów konstrukcyjnych nożycowo-palcowego zespołu tnącego i dla określonej prędkości kątowej korby. W celu wyznaczenia współczynnika tarcia  $\mu$  konieczna jest znajomość średniego momentu  $M_{sr}$ , działającego na korbę. Takie dane habilitant otrzymał prowadząc badania doświadczalne procesu cięcia. PUBLIKACJE [I.1, I.7].

W trakcie analizy literatury nie spotkano podobnego podejścia w celu wyznaczenia współczynnika tarcia w warunkach pracy zespołu tnącego. Wartości współczynnika tarcia przedstawione w literaturze opierają się najprawdopodobniej na doświadczeniu przeprowadzonym przy przesuwaniu listwy przy zdemontowanym napędzie korbowym. Wartości tak wyznaczonego współczynnika tarcia są kilkakrotnie mniejsze niż wyniki prezentowane przez habilitanta. Wynika to z faktu, że w trakcie ruchu roboczego występują niekorzystne warunki pracy listwy nożowej w prowadnicy, co nie zachodzi w przypadku jej przesuwu statycznego. Przy ruchu roboczym następuje m.in. falowanie listwy nożowej oraz jej podrywanie w przedniej części. Ma to decydujący wpływ na wzrost wartości współczynnika tarcia. Tematykę związaną z modelowaniem dynamiki ruchu nożycowo-palcowych zespołów tnących habilitant podejmował szeroko w publikacjach [I.7, I.8].

W ramach modelowania procesu cięcia habilitant opracował i zweryfikował doświadczalnie własny model matematyczny odwzorowujący proces cięcia źdźbeł nożycowo-palcowym zespołem tnącym, uwzględniając specyficzne właściwości morfologiczne i fizykomechaniczne ciętego materiału-PUBLIKACJA [I.15]. Model matematyczny został opracowany, w celu przeprowadzenia obliczeń symulacyjnych i może być podstawą do doboru optymalnych parametrów procesu cięcia, co w efekcie może posłużyć do obniżenia energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym.

Dotychczas prezentowane modele matematyczne procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym traktowały źdźbło jako element belkowy o stałej średnicy i ustalonych właściwościach fizykomechanicznych.

Oryginalność opracowanego modelu, w porównaniu z już istniejącymi, polega na tym, że uwzględnia on wszystkie etapy procesu cięcia źdźbeł i umożliwia wyznaczenie sił działających na listwę nożową oraz energochłonność procesu cięcia w poszczególnych etapach:

- a) **etap I** – dosunięcie źdźbła do krawędzi przeciwnącej,
- b) **etap II** – odkształcenie przekroju źdźbła,
- c) **etap III** – rozdzielanie źdźbła.

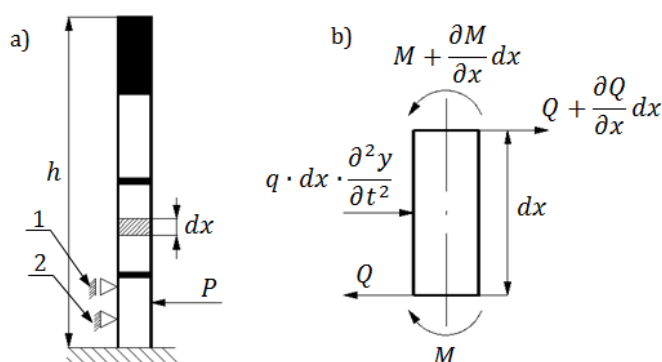
Całkowitą pracę cięcia habilitant określił zależnością (18) jako sumę prac w poszczególnych trzech etapach, z uwzględnieniem współczynnika korekcyjnego z uwagi na dynamiczny charakter procesu cięcia.

$$L_c = L_I + L_{II} + L_{III} + L_{IV}, \quad (18)$$

gdzie:

- $L_I$  – praca procesu cięcia w I etapie (dosunięcie źdźbła do krawędzi przeciwnącej),
- $L_{II}$  – praca procesu cięcia w II etapie (odkształcenie przekroju źdźbła),
- $L_{III}$  – praca procesu cięcia w III etapie (rozdzielanie źdźbła),
- $L_{IV}$  – praca dynamicznego oddziaływania nożyka na źdźbło, który został ustalony podczas prowadzenia badań doświadczalnych i jest uzależniony od kwadratu średniej prędkości listwy nożowej  $v_{ns}^2$  i wynosi  $0,03151 v_{ns}^2$ .

Ad a) Do wyznaczenia pracy cięcia w **etapie I** habilitant opracował autorski model matematyczny uwzględniający skomplikowaną budowę źdźbła, zmianę jego przekroju i sztywności oraz opór powietrza towarzyszący odchyłaniu źdźbła, co przedstawił w formie równania (19):



Rys. 5. Schematy [opracowanie własne habilitanta]: a – źdźbła obciążonego siłą tnącą  $P$ , b – wycinka źdźbła o długości  $dx$  pozostającego w równowadze, 1 – górne ramię palca, 2 – krawędź przeciwnąca

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial EJ}{\partial x} \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + \frac{\partial^2 EJ}{\partial x^2} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + q \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -c_x \frac{\rho_p}{2} d_z v^2, \quad (19)$$

gdzie:

- $x$  – współrzędna długości źdźbła,
- $y$  – współrzędna odchylenia pionowego,
- $q$  – masa rozłożona źdźbła (gęstość liniowa źdźbła),
- $E$  – moduł Younga,
- $J$  – moment bezwładności przekroju,
- $c_x$  – współczynnik oporu powietrza,
- $\rho_p$  – gęstość powietrza,
- $d_z$  – średnica zewnętrzna źdźbła,
- $v$  – prędkość źdźbła w określonym punkcie,
- $t$  – czas,
- $p$  – siła jednostkowa oddziaływania oporu powietrza.

Nieznany parametrem wymagającym identyfikacji był moduł Younga, który wyznaczono doświadczalnie, co opisano w publikacji [I.16]. Z przeprowadzonych badań jednoznacznie wynika, że moduł Younga  $E$  dla źdźbła rośliny zbożowej nie jest wielkością stałą i zależy od cech geometrycznych jej przekroju i wraz ze wzrostem średnicy zewnętrznej  $d_z$  źdźbła wartość modułu Younga  $E$  w przybliżeniu maleje liniowo.

Do rozwiązania równania różniczkowego (19) posłużono się metodą różnic skończonych. Operatory różniczkowania funkcji ciągłych zastąpiono odpowiadającymi im operatorami różnic wartości funkcji w wybranych punktach. Wszystkie ciągłe funkcje, określono zbiorem ich wartości w punktach dyskretnych, dostatecznie gęsto pokrywających obszar zmienności funkcji. W ten sposób równanie różniczkowe cząstkowe (19) zastąpiono układem równań różnic skończonych, który przyjmuje postać:

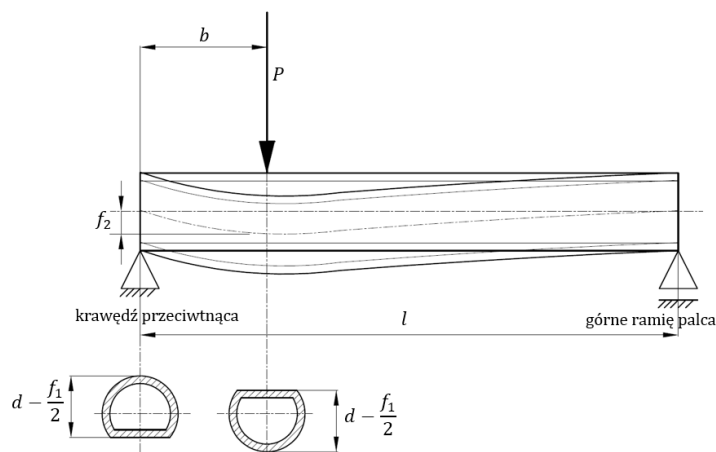
$$\frac{EJ}{h^4}(y_{i-2} - 4y_{i-1} + 6y_i - 4y_{i+1} + y_{i+2}) + \frac{q}{\Delta t^2}(y_i - 2y_{1i} + y_{0i}) = -c_x \frac{v_p}{2} d_z \frac{v_p}{\Delta t}(y_i - y_{1i}), \quad (20)$$

gdzie:

- $h$  – odległość między przedziałami całkowania,
- $y_{1i}$  – współrzędna  $y_i$  dla czasu  $t - \Delta t$ ,
- $y_{0i}$  – współrzędna  $y_i$  dla czasu  $t - 2\Delta t$ ,
- $y_i$  – współrzędna dla czasu  $t$ .

Ad b) W celu wyznaczenia pracy cięcia w **etapie II** habilitant wyróżnił dwa procesy:

- proces ugięcia źdźbła,
- proces spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła w miejscu przyłożenia siły i na podporach.



Rys. 6. Odkształcenie przekroju źdźbła w miejscu działania siły  $P$  oraz na krawędzi przeciwną [opracowanie własne habilitanta]

Praca cięcia  $L_{II}$  w tym etapie, jest sumą prac obu procesów: ugięcia i spłaszczenia, co przedstawiono w równaniu (21):

$$L_{II} = L_{IIa} + L_{IIb}, \quad (21)$$

gdzie:

- $L_{IIa}$  – praca ugięcia źdźbła podpartego na krawędzi przeciwną,
- $L_{IIb}$  – praca spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła.

Pracę zginania  $L_{II a}$  żdźbła wyznaczono numerycznie, rozwiązując równanie (19) przy uwzględnieniu dodatkowo warunków brzegowych opisujących podparcie żdźbła.

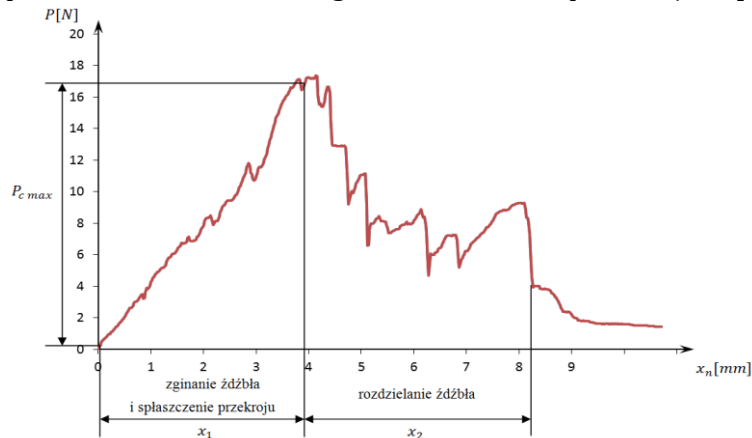
Pracę spłaszczenia przekroju  $L_{II b}$  wyznaczono z zależności opisanej równaniem (22):

$$L_{II b} = \frac{1}{2} P_{c \max} f_1, \quad (22)$$

gdzie:

- $P_{c \max}$  – maksymalna siła cięcia,  
 $f_1$  – wartość spłaszczenia przekroju żdźbła.

Przykładowy przebieg zmian siły cięcia, w funkcji przemieszczenia nożyka w żdźbłę, przedstawiono na rysunku 7. Wykres ten został sporządzony w oparciu o badania siły cięcia przeprowadzonej przez habilitanta, co szczegółowo zawarto w publikacjach [I.1, I.7].



Rys. 7. Fazy przebiegu procesu cięcia żdźbła [opracowanie własne habilitanta]

Ad c) W celu wyznaczenia pracy cięcia w **etapie III** wyszczególnionym przez habilitanta, wartość siły rozdzielania żdźbła opisano zależnością:

$$P_{cś} = \frac{1}{x_2} \int_{x_1}^{x_1+x_2} P dx, \quad (23)$$

gdzie:

- $P$  – chwilowa wartość siły rozdzielania żdźbła,  
 $x_1$  – odcinek drogi, na którym występuje ugięcie i spłaszczenie żdźbła,  
 $x_2$  – odcinek drogi, na którym występuje rozdzielanie żdźbła.

Do rozwiązania modelu habilitant napisał własny program komputerowy o nazwie ŻDŻBŁO\_1, którego przykładowe okno przedstawiono na rysunku 8 – PUBLIKACJA [I.12].

Opracowany program umożliwia obliczenie następujących wielkości:

- ugięcie żdźbła w dowolnym punkcie,
- siłę cięcia żdźbła,
- pracę cięcia żdźbła,
- reakcję krawędzi przeciwnącej.

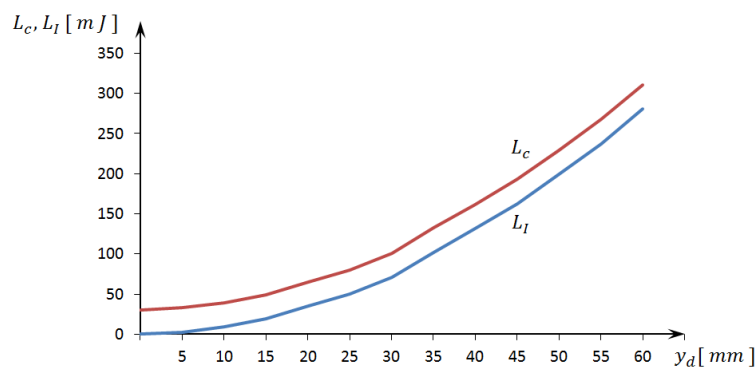
```

- File Edit Search Run Compile Debug Options Window Help
MARCIN01.PAS
read(z);
ls:=0;
dw:=rz/1000;
for i:=1 to 1000 do
begin
w:=0.5*dw+(i-1)*dw;
<ls - srednia dlugosc krawedzi ciecia>
if w<g then ls:=ls+sqrt(8*rz*w-4*w*w)
else ls:=ls+sqrt(8*rz*w-4*w*w)-sqrt(8*r*w*(w-g)-4*(w-g)*(w-g));
end;
ls:=2*ls*dw/(2*rz);
writeln('ls=',ls,' srednia dlugosc krawedzi ciecia');
read(z);
read(z);
168:42
F1 Help F2 Save F3 Open Alt-F9 Compile F9 Make F10 Menu

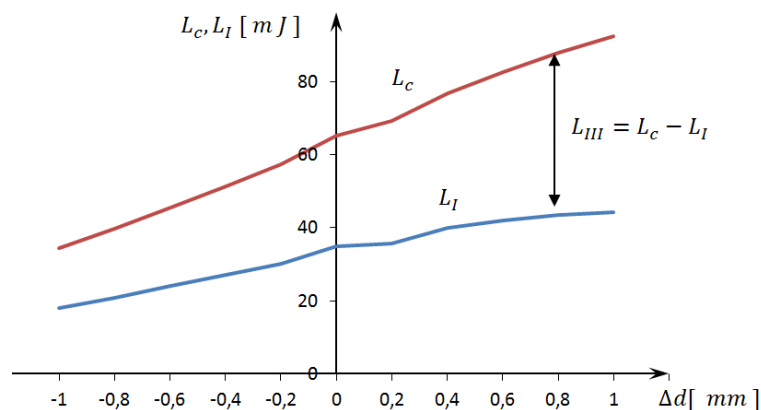
```

Rys. 8. Widok przykładowego okna programu ŻDŹBŁO\_1

Na rysunkach 9-11 przedstawiono przykładowe wykresy uzyskane z obliczeń symulacyjnych. Na rysunku 9 zaprezentowano wpływ drogi dosunięcia żdźbła do krawędzi przeciwnącej  $y_d$  na pracę cięcia żdźbła  $L_c$  oraz pracę dosunięcia żdźbła do krawędzi przeciwnącej  $L_I$ .



Rys. 9. Praca cięcia żdźbła  $L_c$  i praca dosunięcia żdźbła do krawędzi przeciwnącej  $L_I$  w funkcji długości drogi dosunięcia żdźbła  $y_d$  dla wysokości cięcia  $h_c = 70$  mm [opracowanie własne habilitanta]

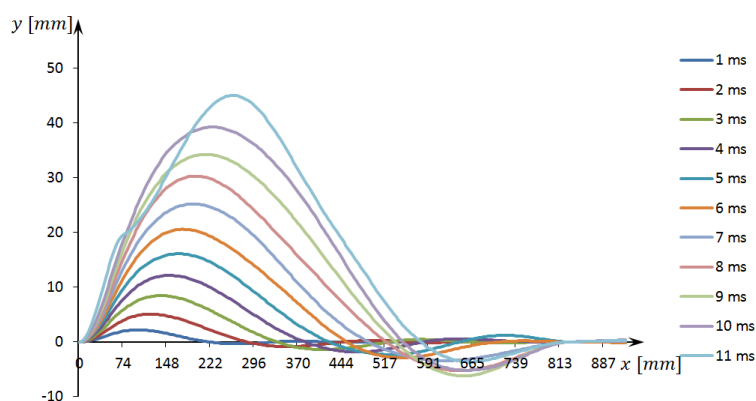


Rys. 10. Praca cięcia żdźbła  $L_c$  i praca dosunięcia żdźbła do krawędzi przeciwnącej  $L_I$  w funkcji zmiany średnicy żdźbła  $\Delta d_z$  dla wysokości cięcia  $h_c = 70$ mm i drogi dosuwu  $y_d = 20$ mm [opracowanie własne habilitanta]

Na rysunku 10 przedstawiono wpływ zmiany średnicy źdźbła  $\Delta d$  na prace, cięcia  $L_C$  i  $L_I$ . Zmiana średnic o wartość  $\Delta d$  dotyczyła wszystkich odcinków źdźbła. Wraz ze zmianą średnicy zewnętrznej, zmieniano odpowiednio średnicę wewnętrzną, zakładając stałą grubość ścianki źdźbła.

Z wyników obliczeń symulacyjnych wynika, że wraz ze wzrostem średnicy źdźbła zauważono wzrost udziału pracy  $L_{III}$  rozdzielającej źdźbło.

Na rysunku 11 przedstawiono wykres wychYLENIA źdźbła w funkcji jego długości  $x$  dla danej chwili czasu.



Rys. 11. Wychylenie źdźbła w danej chwili czasu pod działaniem nożyka [opracowanie własne habilitanta]

W zakresie rozwoju teorii cięcia warstwy materiału habilitant dokonał w sposób autorski analizy kinematyki i dynamiki ruchu bębnowych zespołów tnących, co szczegółowo opisał na 64 stronach w monografii [I.1], która stanowi cykl publikacji wskazanych jako osiągnięcie naukowe.

Analiza dynamiki ruchu bębnowego zespołu tnącego wymaga określenia zależności opisujących siłę tnącą przyłożoną do krawędzi noża.

Materiał roślinny podlegający cięciu to zagęszczona jego warstwa o określonej szerokości i wysokości. Nie jest możliwe określenie siły tnącej dla całej warstwy materiału na podstawie znajomości siły cięcia pojedynczego źdźbła. Związane to jest z niejednorodnością warstwy materiału, a także usztywnieniem pojedynczych źdźbeł na skutek oddziaływania sąsiednich źdźbeł. Iloczyn liczby źdźbeł i siły cięcia pojedynczego elementu nie obrazuje całkowitej siły cięcia warstwy materiału. Dlatego habilitant wraz z współautorem opracował własne modele matematyczne opisujące odkształcenia pojedynczego źdźbła oraz warstwy źdźbeł pod działaniem noża. Sposób obliczenia odkształceń sprężystych źdźbeł oraz jego opis matematyczny umożliwia przeprowadzenie symulacji procesu odkształceń sprężystych źdźbeł [I.6].

W przyjętym rozwiązaniu źdźbło potraktowano jako pierścień, którego odkształcenia sprężyste obliczano na podstawie zasady obliczania odkształceń prętów zakrzywionych.

Wykazano, że w przyjętym modelu matematycznym wzajemne oddziaływanie źdźbeł wpływa zasadniczo na wartość odkształceń sprężystych spowodowanych siłą oddziaływania noża na źdźbła.

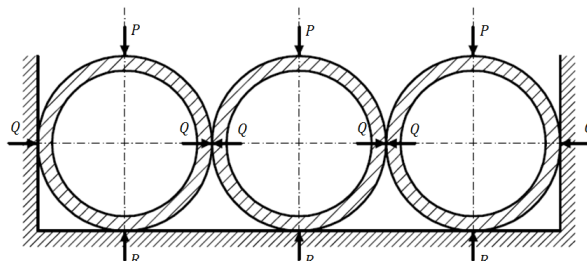
Ugięcie sprężyste pojedynczego źdźbła  $f$  pod działaniem siły zewnętrznej  $P$  opisano zależnością:

$$f = \left( \frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} \right) \frac{P r^3}{EJ} + \frac{\pi}{4} \frac{P r}{EF}, \quad (24)$$

gdzie:

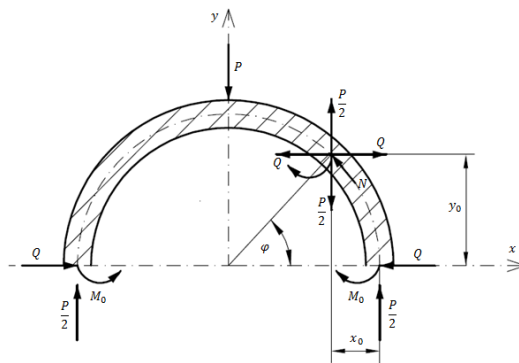
- $E$  – moduł Younga,
- $J$  – moment bezwładności,
- $F$  – pole przekroju łożyska,
- $r$  – średni promień przekroju łożyska.

Rozpatrując ugięcie sprężyste warstwy łożysk habilitant przyjął, że poszczególne łożyska oddziałują między sobą, a ich ugięcie poprzeczne jest równe zero (rys. 12).



Rys. 12. Warstwa elementów rurowych obciążonych siłami pionowymi  $P$

Do rozwiązania takiego układu przyjęto model przedstawiony na rysunku 13, gdzie uwzględniono siłę  $Q$ , pochodzącą od oddziaływania sąsiednich elementów.



Rys. 13. Układ sił działających na górną część pierścienia

W przekroju określonym kątem  $\varphi$  względem osi  $x$  działają następujące obciążenia wewnętrzne (rys. 13):

- siła ściskająca  $N$ ,
- moment gnący  $M$ .

Ostatecznie ugięcia warstwy łożysk pod działaniem siły  $P$  habilitant opisał wzorem:

$$f = \frac{4r}{EJ} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\partial M}{\partial P} d\varphi + \frac{4r}{EF} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N \frac{\partial N}{\partial P} d\varphi. \quad (25)$$

Całkowite ugięcie  $f$  związane jest z oddziaływaniem siły ściskającej  $N$  i momentu gnącego  $M$ , stąd:

$$f = f_1 + f_2,$$

gdzie:

- $f_1$  – ugięcie pochodzące od momentu gnącego  $M$ ,
- $f_2$  – ugięcie od siły ściskającej  $N$ .

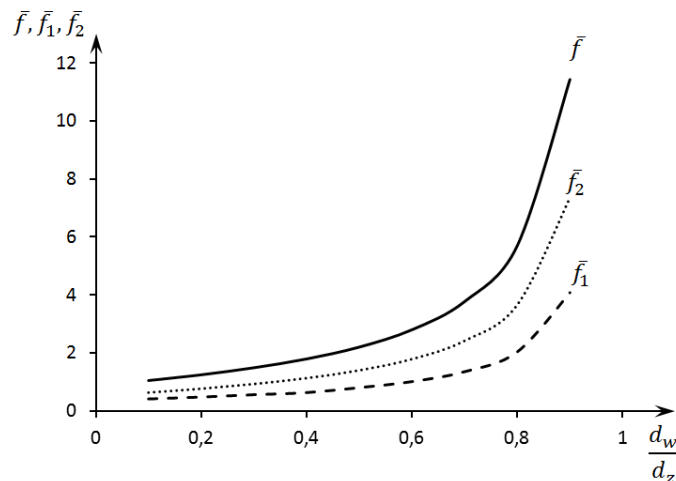
Dlatego:

$$f_1 = \frac{4 P r^3}{EJ} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( \gamma - \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \varphi + \alpha \sin \varphi \right)^2 d\varphi, \quad (26)$$

natomiast  $f_2$  opisuje zależność:

$$f_2 = \frac{4 P r}{EF} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( \frac{1}{2} \cos \varphi + \alpha \sin \varphi \right)^2 d\varphi. \quad (27)$$

Na rysunku 14 przedstawiono wykres ugięcia w postaci bezwymiarowej, w zależności od stosunku średnic przekroju poszczególnych źdźbeł w warstwie materiału. Z przedstawionego wykresu względnego ugięcia wynika, że dla stosunku średnic warstwy źdźbeł w przedziale wartości od 0,2 do 0,8 względne odkształcenie ich przekroju zmienia się w przybliżeniu liniowo, natomiast dla stosunku średnic powyżej 0,8 zmiana odbiega od liniowości i następuje gwałtowny wzrost (w przybliżeniu potęgowej). Przebieg poszczególnych krzywych jest zbliżony, przy czym inaczej niż w przypadku pojedynczego elementu, ugięcie warstwy źdźbeł wywołane siłą ściskającą  $N$  przyjmuje większe wartości niż ugięcie wywołane momentem gnącym  $M$  dla danych stosunków średnic źdźbeł.



Rys. 14. Ugięcie przekroju źdźbła ułożonego w warstwie pod działaniem siły  $P$  w postaci bezwymiarowej [opracowanie własne habilitanta]:  $\bar{f}$  – względne całkowite ugięcie,  $\bar{f}_1$  – względne ugięcie od momentu gnącego  $M$ ,  $\bar{f}_2$  – względne ugięcie od siły ściskającej  $N$ ,  $d_w$  – średnica wewnętrzna źdźbła,  $d_z$  – średnica zewnętrzna źdźbła

W ramach modelowania procesu cięcia warstwy materiału roślinnego habilitant opracował teorię cięcia dla różnych konstrukcji bębnow tnących siewczkarni, m.in. dla:

1. bębnow walcowych z nożami prostymi,
2. bębnow walcowych z nożami śrubowymi,
3. bębnow stożkowych z nożami prostymi,
4. bębnow stożkowych z nożami śrubowymi,
5. bębnow z nożami ukośnymi.

Habilitant podejmował tą tematykę w publikacjach [I.1, I.4, I.10] gdzie w sposób autorski wyznaczył zależności opisujące chwilową szerokość ciętej warstwy materiału w funkcji kąta obrotu bębna  $b = b(\varphi)$ , co było podstawą do określenia siły tnącej  $P_c(\varphi)$  noża zgodnie z zależnością:



$$P_c(\varphi) = p b(\varphi), \quad (28)$$

gdzie:

$p$  – jednostkowa siła cięcia.

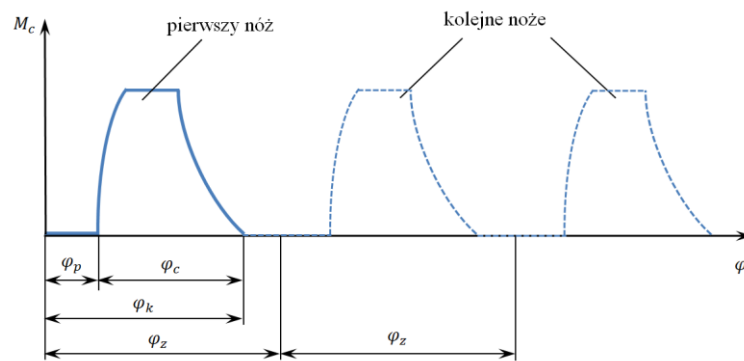
oraz momentu tnącego, który dla bębna walcowego wynosi:

$$M_c(\varphi) = P_c(\varphi) r_s, \quad (29)$$

gdzie:

$r_s$  – promień bębna walcowego.

Dla bębnow o konstrukcji stożkowej, z uwagi na zmienność promienia bębna w funkcji jego szerokości, zależność opisująca moment tnący  $M_c(\varphi)$  jest złożona, a przykład jej przebiegu przedstawiono na rysunku 15.



Rys. 15. Przykładowy wykres przebiegu momentu cięcia dla bębna o konstrukcji stożkowej [opracowanie własne habilitanta]

Kąty identyfikujące wykres przebiegu momentu to:

- kąt początkowy cięcia  $\varphi_p$ ,
- kąt końcowy cięcia  $\varphi_k$ ,
- kąt cięcia  $\varphi_c$ , gdzie:  $\varphi_c = \varphi_k - \varphi_p$ ,
- podziałka kątowa noży  $\varphi_z = \frac{2\pi}{z}$ , gdzie:  $z$  – liczba noży.

Znajomość momentu cięcia w funkcji kąta obrotu bębna  $M_c(\varphi)$  umożliwia:

- obliczenia pracy cięcia,
- ocenę właściwości dynamicznych zespołu tnącego.

Pracę cięcia  $L_c$  jednego noża habilitant opisał zależnością:

$$L_c = \int_{\varphi_p}^{\varphi_k} M_c(\varphi) d\varphi. \quad (30)$$

Ocenę właściwości dynamicznych bębnowego zespołu tnącego można przeprowadzić na podstawie analizy równania ruchu bębna, gdzie jedną z podstawowych wielkości jest moment cięcia. Równanie ruchu bębna może mieć postać:

$$M - M_c - M_0 = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (31)$$

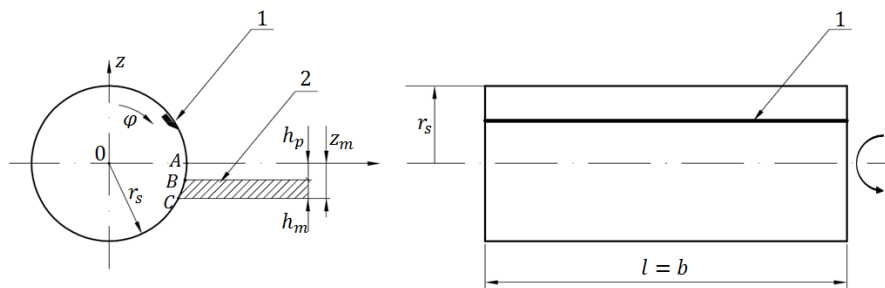
gdzie:

- $M$  – moment napędowy na wale bębna tnącego,
- $M_c$  – moment cięcia,
- $M_0$  – moment oporów ruchu bębna,
- $J$  – masowy moment bezwładności bębna,
- $\omega$  – prędkość kątowa bębna,
- $t$  – czas.

Habilitant dokonał analizy trzech różnych przypadków cięcia dla każdej z rozpatrywanych konstrukcji bębnowego zespołu tnącego w zależności od wysokości warstwy ciętego materiału.

Dla każdego z przypadków habilitant opisał matematycznie po trzy etapy określające chwilowe położenie bębna, czyli krawędzi tnącej względem ciętego materiału. Łącznie habilitant zaproponował modele matematyczne dla 12 przypadków i 32 etapów cięcia.

Ad 1) Bęben tnący siewkarni typu walcowego z nożami prostymi przedstawiono na rysunku 16.



Rys. 16. Schemat bębna tnącego walcowego z nożami prostymi [oprac. własne habilitanta]:  
1 – nóż tnący, 2 – warstwa materiału do cięcia.

Przeprowadzono analizę procesu cięcia warstwy materiału 2, o wysokości  $h_m$  i szerokości  $b$ . Cięcie nastąpi pod wpływem oddziaływania noża 1 umieszczonego na promieniu  $r_s$  bębna. Cięcie następuje jednocześnie całą długością krawędzi tnącej.

Dla analizowanej konstrukcji bębna habilitant wyznaczył moment cięcia  $M_c$  na wale bębna tnącego oraz pracę cięcia jednostkowego  $L_c$ , co przedstawił w postaci zależności (32) i (33):

$$M_c = p l r_s, \quad (32)$$

$$L_c = \frac{M_c h}{r_s}, \quad (33)$$

gdzie:

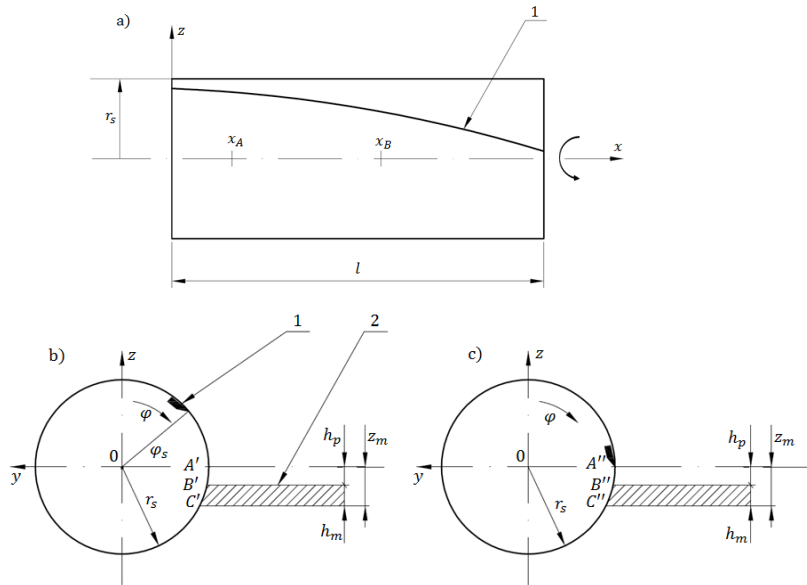
- $p$  – jednostkowy opór cięcia,
- $l$  – długość krawędzi tnącej,
- $r_s$  – promień bębna tnącego,
- $h$  – wysokość ciętej warstwy materiału w mierze łukowej opisana zależnością (34).

W opisie konstrukcji i eksploatacji zespołów roboczych maszyn najczęściej stosowane są parametry w mierze liniowej. Jednakże w przypadku bębnowego zespołu tnącego, opisując i analizując jego kinematykę i dynamikę najdogodniej jest posługiwać się parametrami w mierze łukowej, co pozwala znacznie uprościć zapisy matematyczne. Dlatego też w autoreferacie habilitant na potrzeby opisu autorskiej teorii cięcia będzie stosował miarę łukową.

Wysokość ciętej warstwy materiału w mierze łukowej wynosi więc:

$$h = r_s \left( \arcsin \frac{z_m}{r_s} - \arcsin \frac{h_p}{r_s} \right). \quad (34)$$

Ad 2) Bęben tnący sieczkarni typu walcowego z nożami śrubowymi przedstawiono na rys. 17.



Rys. 17. Schemat bębna tnącego walcowego z nożami śrubowymi [opr. własne]:  
a – bęben tnący w widoku, b – przekrój bębna dla  $x = 0$ , c – przekrój bębna dla  $x = l$ ,  
1 – nóż tnący, 2 – warstwa materiału do cięcia

W celu opisanie teorii cięcia omawianą konstrukcją bębna tnącego habilitant wyróżnił trzy przypadki cięcia:

- przypadek 1,
- przypadek 2,
- przypadek 3.

Ad a) **Przypadek 1** zachodzi przy mniejszych wysokościach warstwy ciętego materiału, gdy spełniona jest nierówność:

$$\varphi_s > \frac{h}{r_s}. \quad (35)$$

Dla tego przypadku podzielono proces cięcia na trzy etapy. Dla każdego z etapów obliczano chwilową długość aktywnej części noża tnącego oraz moment cięcia. Wyróżniono następujące etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_1 = \frac{l}{\varphi_s} (\varphi - \varphi_p), \quad (36)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c1} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi - \varphi_p), \quad (37)$$

- **Etap 2** – *cięcie stałą długością noża*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_2 = l \frac{z_0 - h_0}{\varphi_s r_s}, \quad (38)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c2} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi_f - \varphi_p). \quad (39)$$

- **Etap 3** – *wyjście noża*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_3 = \frac{l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi), \quad (40)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c3} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi). \quad (41)$$

Dla przypadku 1 cięcia habilitant wyznaczył pracę cięcia  $L_c$  jednego noża, która wynosi:

$$L_c = \frac{1}{2} M_{c2} (\varphi_f - \varphi_p) + M_{c2} (\varphi_g - \varphi_f) + \frac{1}{2} M_{c2} (\varphi_k - \varphi_g). \quad (42)$$

Ad b) **Przypadek 2** jest w praktyce realizowany najczęściej i występuje dla większych wysokości ciętego materiału niż w przypadku 1, a zachodzi gdy spełniona jest nierówność:

$$\varphi_s r_s < h < h_{max} = z_0 - r_s \arcsin \frac{v_m}{v_b}, \quad (43)$$

gdzie:

- $h_{max}$  – maksymalna wysokość warstwy ciętego materiału opisana zależnością,
- $v_m$  – prędkość podawania materiału do cięcia,
- $v_b$  – prędkość obwodowa bębna tnącego.

Dla tego przypadku podzielono proces cięcia na trzy etapy. Dla każdego z etapów obliczono chwilową długość aktywnej części noża tnącego oraz moment cięcia. Wyróżniono następujące etapy:

- **Etap 1** – *wejście noża w materiał do cięcia*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_1 = \frac{l}{\varphi_s} \left( \varphi - \frac{h_0}{r_s} \right), \quad (44)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c1} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi - \varphi_p), \quad (45)$$

- **Etap 2** – *cięcie całą długością noża*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_2 = l, \quad (46)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c2} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi_f - \varphi_p). \quad (47)$$

- **Etap 3** – *wyjście noża z materiału*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_3 = \frac{l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi), \quad (48)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c3} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi). \quad (49)$$

Dla przypadku 2 cięcia habilitant wyznaczył pracę cięcia  $L_c$  jednego noża, która wynosi:

$$L_c = \frac{1}{2} M_{c2} (\varphi_f - \varphi_p) + M_{c2} (\varphi_g - \varphi_f) + \frac{1}{2} M_{c2} (\varphi_k - \varphi_g). \quad (50)$$

Ad c) **Przypadek 3** jest szczególnym przypadkiem zachodzącym dla określonej wysokości ciętego materiału, zgodnie z zależnością:

$$\varphi_s = \frac{h}{r_s}. \quad (51)$$

Dla tego przypadku podzielono proces cięcia na dwa etapy. Dla każdego z etapów obliczano chwilową długość aktywnej części noża tnącego oraz moment cięcia. Wyróżniono następujące etapy:

- **Etap 1** – *wejście noża w warstwę materiału*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_1 = \frac{l}{\varphi_s} (\varphi - \varphi_p), \quad (52)$$

natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c1} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi - \varphi_p). \quad (53)$$

- **Etap 2** – *wyjście noża z materiału*, dla którego chwilowa długość aktywnej linii cięcia wynosi:

$$b_2 = \frac{l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi), \quad (54)$$

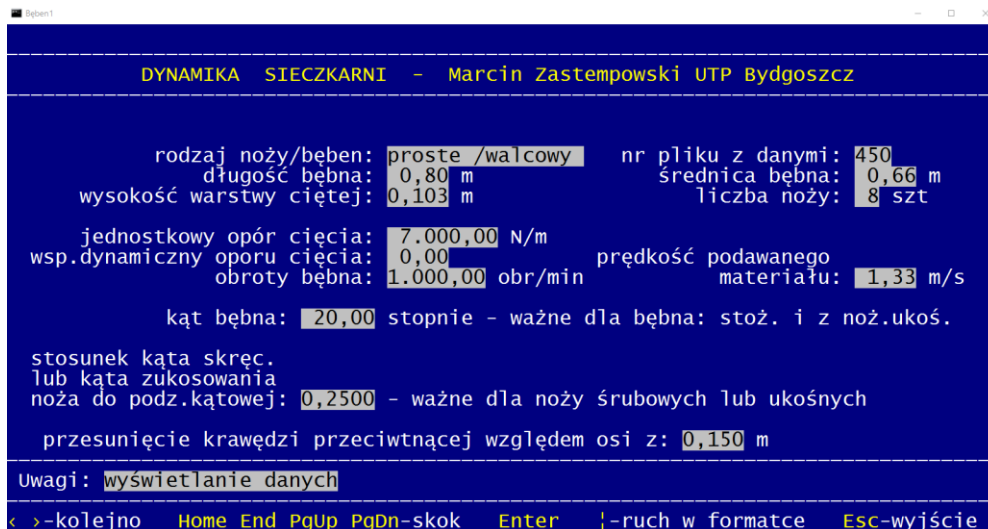
natomiast moment tnący opisano zależnością:

$$M_{c2} = \frac{p r_s l}{\varphi_s} (\varphi_k - \varphi). \quad (55)$$

Dla przypadku 3 cięcia określono pracę cięcia  $L_c$  jednego noża, która wynosi:

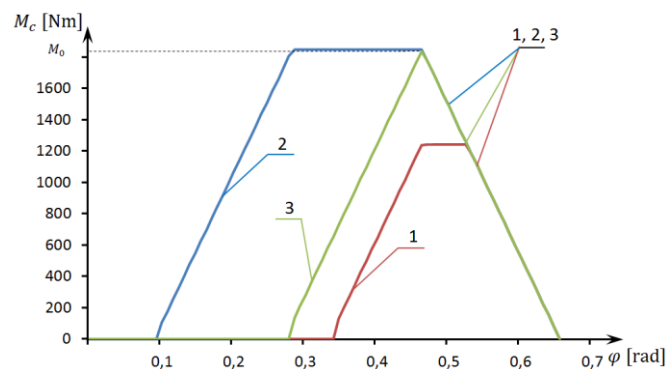
$$L_c = \frac{1}{2} p r_s l (\varphi_k - \varphi_p). \quad (56)$$

Na potrzeby obliczeń symulacyjnych dla wszystkich rozpatrywanych konstrukcji bębnowych zespołów tnących habilitant opracował autorski program komputerowy BĘBEN\_1, z którego przykładowe okno przedstawiono na rysunku 18.



Rys. 18. Widok okna programu [opracowanie własne habilitanta]

Wybrane wyniki z obliczeń numerycznych prowadzonych przez habilitanta dla bębna tnącego siewczkarni typu walcowego z nożami śrubowymi przedstawiono na wykresie zamieszczonym na rysunku 19.



Rys. 19. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla bębna tnącego siewczkarni typu walcowego z nożami śrubowymi [opracowanie własne habilitanta]: 1 – wykres dla przypadku 1, 2 – wykres dla przypadku 2, 3 – wykres dla przypadku 3

Ad 3) Bęben tnący siewczkarni typu stożkowego z nożami prostymi przedstawiono na rys. 20.

W celu opisanie teorii cięcia omawianą konstrukcją bębna tnącego habilitant wyróżnił trzy przypadki cięcia:

- przypadek 1,
- przypadek 2,
- przypadek 3.

Do określenia etapów cięcia bębnowego zespołu tnącego typu walcowego zastosowano parametry  $z_0$  i  $h_0$  w mierze łukowej. W przypadku zespołów tnących typu stożkowego parametry te nie są wielkościami stałymi wzdłuż całej szerokości bębna, dlatego określenie ich wymaga wprowadzenia następujących zależności w mierze łukowej:

$$h_{01} = r_1 \arcsin \frac{h_p}{r_1}, \quad (57)$$

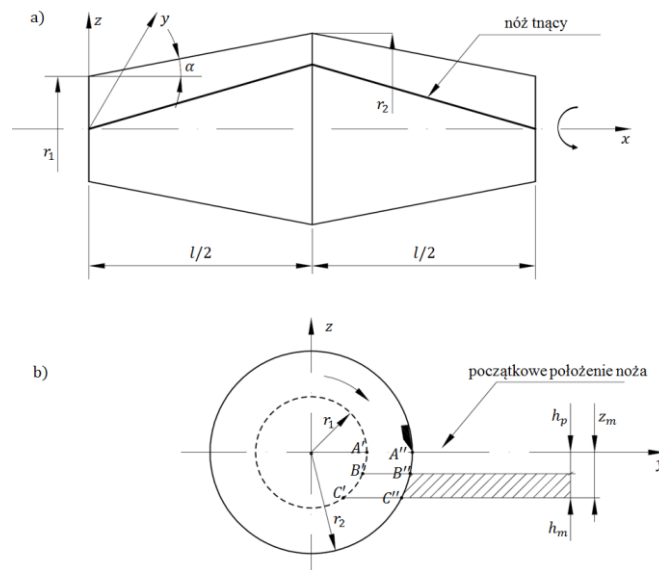
$$h_{02} = r_2 \arcsin \frac{h_p}{r_2}, \quad (58)$$

$$z_{01} = r_1 \arcsin \frac{z_m}{r_1}, \quad (59)$$

$$z_{02} = r_2 \arcsin \frac{z_m}{r_2}, \quad (60)$$

gdzie:

$h_{01}, h_{02}$  – dobieg noża do materiału na promieniu  $r_1$  i  $r_2$ ,  
 $z_{01}, z_{02}$  – usytuowanie krawędzi przeciwną względem osi bębna na promieniu  $r_1$  i  $r_2$ .



Rys. 20. Bęben tnący siewczarni typu stożkowego z nożami prostymi [opracowanie własne habilitanta]:  
a – w widoku, b – w przekroju dla współrzędnej  $x = \frac{l}{2}$ .

Ad a) **Przypadek 1** wystąpi przy mniejszych wysokościach warstwy ciętego materiału, gdy spełniona jest nierówność:

$$\frac{h_{01}}{r_1} > \frac{z_{02}}{r_2}. \quad (61)$$

Dla przypadku 1 cięcia bębniem tnącym typu stożkowego z nożami prostymi, dla warunku opisanego zależnością (61) habilitant wyszczególnił trzy etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – właściwe cięcia materiału,
- **Etap 3** – wyjście noża.

Ad b) **Przypadek 2** występuje najczęściej w praktyce i zachodzi, gdy spełniona jest nierówność:

$$z_m \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) < h_m < h_{max}. \quad (62)$$

Dla tego przypadku wyszczególniono również trzy charakterystyczne etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – cięcie całą długością noża,
- **Etap 3** – wyjście noża.

Ad c) **Przypadek 3** występuje dla ściśle określonej wysokości warstwy ciętego materiału opisanej zależnością:

$$h_m = z_m \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right). \quad (63)$$

Dla tego przypadku określono dwa charakterystyczne etapy cięcia:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – wyjście noża.

Podobnie jak dla bębnow walcowych habilitant prowadził obliczenia chwilowej czynnej długości cięcia noża oraz momentu cięcia dla poszczególnych etapów w każdym z przypadków cięcia. Z uwagi na złożone zależności matematyczne całość obliczeń realizowana była w autorskim programie komputerowym habilitanta BĘBEN\_1.

Chwilową czynną długość krawędzi tnącej obliczano ze wzoru:

$$b = 2 \int_{x_A}^{x_B} \sqrt{\left(\frac{r_1 + x \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{(r_1 + x \operatorname{tg} \alpha)^2 - z_m}} \operatorname{tg} \alpha\right)^2 + 1} dx, \quad (64)$$

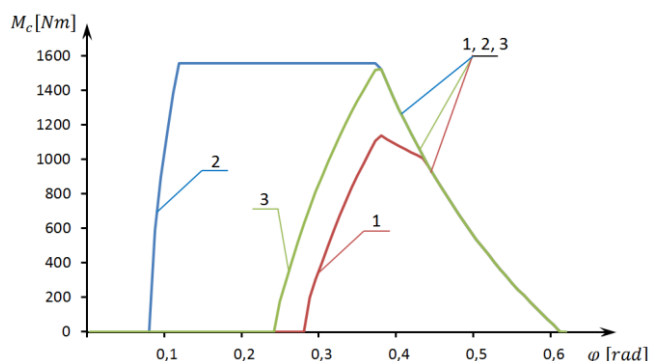
gdzie:

- $x_A, x_B$  - współrzędne określające chwilową długość krawędzi tnącej,
- $r_1$  - minimalny promień bębna,
- $\alpha$  - kąt pochylenia stożka,
- $z_m$  - odległość krawędzi przeciwnącej, linii cięcia od osi bębna.

Habilitant wyznaczył także wzór na moment cięcia  $M_c$  dla całej krawędzi tnącej, dla określonego kąta obrotu bębna  $\varphi$ :

$$M_c = 2 \int_{x_A}^{x_B} p(r_1 + x \operatorname{tg} \alpha) \sqrt{\left(\frac{r_1 + x \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{(r_1 + x \operatorname{tg} \alpha)^2 - z_m}} \operatorname{tg} \alpha\right)^2 + 1} dx. \quad (65)$$

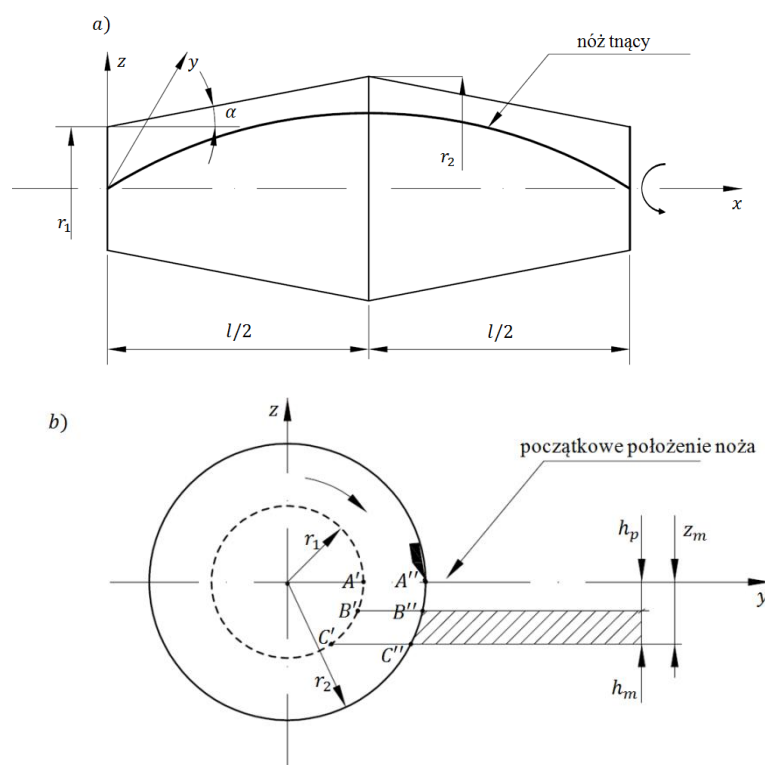
Przykładowe wyniki z obliczeń symulacyjnych prowadzonych przez habilitanta w autorskim programie komputerowym BĘBEN\_1 dla bębna typu stożkowego z nożami prostymi, przedstawiono na rysunku 21.



Rys. 21. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla bębna tnącego sieczkarni typu stożkowego z nożami prostymi [opracowanie własne habilitanta]: 1 – wykres dla przypadku 1, 2 – wykres dla przypadku 2, 3 – wykres dla przypadku 3



Ad 4) Bęben tnący siewczarni typu stożkowego z nożami śrubowymi przedstawiono na rys. 22.



Rys. 22. Parametry geometryczne zespołu tnącego bębnowego typu stożkowego z nożami śrubowymi [opracowanie własne habilitanta]: a – bęben w widoku, b – przekrój bębna dla współrzędnej  $x = \frac{l}{2}$

W celu opisanie teorii cięcia omawianą konstrukcją bębna tnącego habilitant wyróżnił trzy przypadki cięcia:

- a) przypadek 1,
- b) przypadek 2,
- c) przypadek 3.

Podobnie jak dla bębna stożkowego z nożami prostymi wszystkie obliczenia habilitant prowadził w autorskim programie komputerowym. Wyszczególnił dla podanych wyżej przypadków następujące etapy cięcia:

Ad a) Dla **przypadku 1**, który zachodzi przy spełnieniu nierówności:

$$\frac{h_{01}}{r_1} + \varphi_s > \frac{z_{02}}{r_2}, \quad (66)$$

wyszczególniono trzy charakterystyczne etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – właściwe cięcie,
- **Etap 3** – wyjście noża.

Ad b) Dla **przypadku 2**, który występuje najczęściej w praktyce, gdy spełniona jest nierówność:

$$\frac{h_{01}}{r_1} + \varphi_s < \frac{z_{02}}{r_2}, \quad (67)$$

wyszczególniono również trzy charakterystyczne etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – cięcie całą długością noża,
- **Etap 3** – wyjście noża.

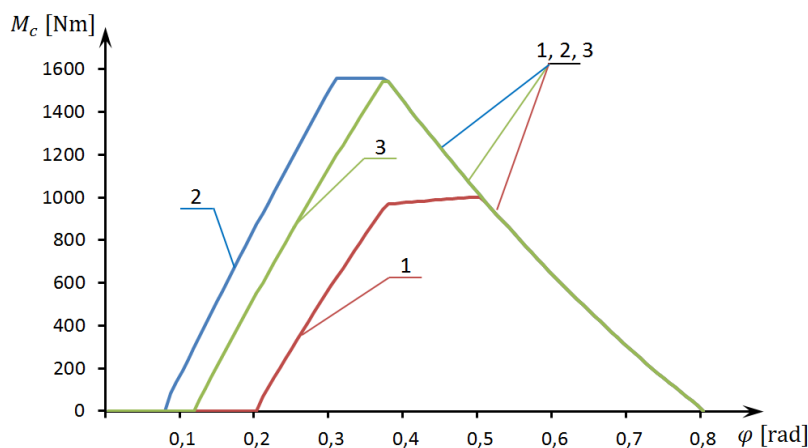
Ad c) Dla **przypadku 3**, który zachodzi tylko dla określonej wysokości ciętego materiału opisany zależnością:

$$\frac{h_{01}}{r_1} \varphi_s = \frac{z_{01}}{r_2}, \quad (68)$$

wskazano dwa charakterystyczne etapy:

- **Etap 1** – wejście noża w materiał do cięcia,
- **Etap 2** – wyjście noża.

Wyniki obliczeń symulacyjnych na modelach matematycznych opracowanych przez habilitanta dla bębna tnącego, stożkowego z nożami śrubowymi przestawiono na rysunku 23:

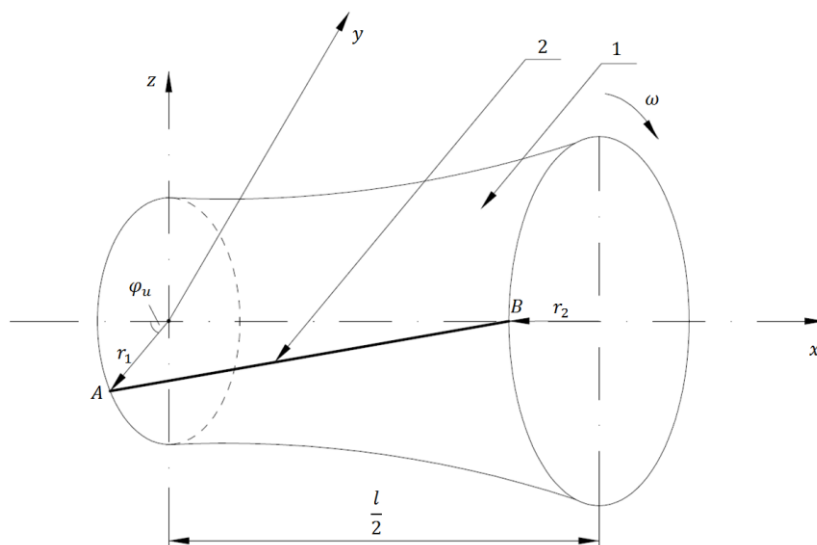


Rys. 23. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla bębna tnącego siewczarni typu stożkowego z nożami śrubowymi [opracowanie własne habilitanta]:  
1 – wykres dla przypadku 1, 2 – wykres dla przypadku 2, 3 – wykres dla przypadku 3

Ad 5) Należy zwrócić uwagę, że ze względu na obciążenia dynamiczne najkorzystniejsze jest stosowanie bębnow tnących wyposażonych w noże ukształtowane do postaci linii śrubowej. Stwarza to jednak duże trudności technologiczne w procesie ich wytwarzania. W związku z tym bardzo często stosowane są rozwiązania konstrukcyjne bębnow tnących z nożami prostymi usytuowanymi ukośnie.

W związku z powyższym habilitant przeprowadził również autorską analizę procesu cięcia zespołów tnących siewczarni wyposażonych w bębny z nożami ukośnymi. Na rysunku 24 przedstawiono jeden z dwóch segmentów bębna o długości  $\frac{l}{2}$ . Bębny z nożami prostymi ukośnymi łączone są parami podobnie jak bębny stożkowe, co umożliwia kompensację składowych wzdłużnych sił tnących.

Dla uproszczenia na rysunku 24 przedstawiono jeden segment bębna 1 i zaznaczono tylko jeden nóż tnący 2. W wyniku obrotu bębna z nożami powstaje bryła obrotowa. Przekrojami tej bryły są okręgi o promieniu  $r$ . Podstawami tej bryły są okręgi  $r = r_1$  dla współrzędnej  $x = 0$  i okrąg o promieniu  $r = r_2$  dla współrzędnej  $x = \frac{l}{2}$ .



Rys. 24. Bęben tnący siewczkarni z nożami ukośnymi [opracowanie własne habilitanta]:  
1 - bęben, 2 - nóż tnący

Usytuowanie noża zdefiniowane jest przez jeden parametr, czyli kąt zukosowania noża  $\varphi_u$  na długości  $\frac{l}{2}$  (rys. 24). Początek noża znajduje się w punkcie  $A$  na promieniu  $r_1$ , natomiast koniec noża w punkcie  $B$  na promieniu  $r_2$ . Współrzędne początku noża  $A(a_x, a_y, a_z)$  wynoszą odpowiednio:

$$a_x = 0, \quad a_y = -r_1 \cos \varphi_u, \quad a_z = -r_1 \sin \varphi_u$$

Natomiast współrzędne końca noża  $B(b_x, b_y, b_z)$  wynoszą odpowiednio:

$$b_x = \frac{l}{2}, \quad b_y = -r_2, \quad b_z = 0$$

Współrzędne wektora  $\overrightarrow{AB} = (w_x, w_y, w_z)$  związanego z nożem tnącym wynoszą:

$$\begin{aligned} w_x &= b_x - a_x = \frac{l}{2} \\ w_y &= b_y - a_y = -r_2 + r_1 \cos \varphi_u \\ w_z &= b_z - a_z = r_1 \sin \varphi_u \end{aligned} \quad (69)$$

Równanie linii noża, czyli linii prostej w przestrzeni opisuje następujący układ równań:

$$\begin{cases} x = a_x + t w_x \\ y = a_y + t w_y \\ z = a_z + t w_z \end{cases} \quad (70)$$

gdzie:

- $x, y, z$  - współrzędne układu kartezjańskiego,
- $t$  - parametr (liczba) o wartościach z przedziału  $(-\infty, \infty)$ . Dla potrzeb opisu noża przyjęto zmienność w przedziale  $< 0, 1 >$ .

Po uwzględnieniu układów równań (69) i (70) równanie linii noża można przedstawić w postaci:

$$\begin{cases} x = t \frac{l}{2} \\ y = -r_1 \cos \varphi_u + t(-r_2 + r_1 \cos \varphi_u) \\ z = r_1 \sin \varphi_u (t - 1) \end{cases} \quad (71)$$

Wyznaczając parametr  $t$  z pierwszego równania układu równań (71), równanie opisujące linię noża przedstawić można w postaci układu dwóch równań:

$$\begin{cases} y = -2 \frac{x}{l} r_2 - r_1 \cos \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right) \\ z = -r_1 \sin \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right) \end{cases} \quad (72)$$

Opisując promień  $r$  zależnością:

$$r = \sqrt{y^2 + z^2}$$

i podstawiając do niej układ równań (72) otrzymano wzór opisujący promień  $r$  bryły obrotowej w funkcji współrzędnej  $x$  w postaci:

$$r = \sqrt{\left[2 \frac{r_2}{l} x + r_1 \cos \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right)\right]^2 + r_1^2 \sin^2 \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right)^2}. \quad (73)$$

Biezący kąt zukosowania noża  $\varphi_{ux}$  w funkcji współrzędnej  $x$  określa związek:

$$\sin \varphi_{ux} = -\frac{z}{r} = \frac{r_1 \sin \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right)}{r}, \quad (74)$$

czyli

$$\varphi_{ux} = \arcsin \frac{r_1 \sin \varphi_u \left(1 - 2 \frac{x}{l}\right)}{r}, \quad (75)$$

gdzie:

- $\varphi_{ux}$  - biezący kąt zukosowania noża w funkcji  $x$ ,
- $\varphi_u$  - kąt zukosowania noża na długości  $\frac{l}{2}$ ,
- $r$  - promień określony wzorem (73).

Długość noża  $l_0$  opisuje związek:

$$l_0 = \sqrt{w_x^2 + w_y^2 + w_z^2}. \quad (76)$$

Podstawiając układ równań (69) do równania (76), habilitant wyznaczył ostateczną zależność opisującą długość noża  $l_0$  w postaci:

$$l_0 = \sqrt{\frac{l^2}{4} + (-r_2^2 + r_1 \cos \varphi_u)^2 + r_1^2 \sin^2 \varphi_u}. \quad (77)$$

Równanie powierzchni zakreślonej przez noże ma postać:

$$y^2 + z^2 = r_{(x)}^2. \quad (78)$$

Ponieważ, krawędź przeciwną przesunięta jest względem osi  $z$  o wymiar  $z_m$ , równanie krawędzi przeciwną opisuje równanie:

$$y = \sqrt{r(x)^2 - z_m^2} \quad (79)$$

gdzie:

$r(x)$  – promień bryły obrotowej wyznaczony przez noże tnące (73).

Całkowitą szerokość warstwy materiału podlegającej cięciu  $b$  określa zależność w postaci:

$$b = 2 \int_{x_A}^{x_B} \sqrt{(y')^2 + 1} \, dx, \quad (80)$$

gdzie:

$y'$  – pochodna wyrażenia (79),

$x_A, x_B$  – współrzędne początku i końca czynnej części krawędzi przeciwtnącej, będące funkcjami kąta obrotu bębna  $\varphi$ .

Równanie opisujące pochodną równania (79), przedstawione w uproszczonym zapisie ma postać:

$$y' = \frac{r(x) r'(x)}{\sqrt{r(x)^2 - z_m^2}}, \quad (81)$$

gdzie:

$r'(x)$  – pochodna zależności (74). Z uwagi na złożoną postać tej zależności nie zostanie ona przedstawiona w pracy w sposób jawny.

Moment cięcia czynnej części krawędzi tnącej obu części bębna określa zależność w postaci:

$$M_c = 2 \int_{x_A}^{x_B} p r(x) \sqrt{(y')^2 + 1} \, dx, \quad (82)$$

gdzie:

$r(x)$  – promień opisany zależnością (74).

Dla pewnych szczególnych wartości parametrów geometrycznych bębnow tnących z nożami ukośnymi habilitant określił zbieżne przypadki z innymi konstrukcjami zespołów tnących:

- I przypadek konstrukcyjny zachodzi, gdy  $\varphi_u = 0$  oraz  $r_1 = r_2$ . Wtedy odpowiada on postaci konstrukcyjnej bębna tnącego walcowego z nożami prostymi,
- II przypadek konstrukcyjny: zachodzi, gdy  $\varphi_u = 0$  oraz  $r_1 < r_2$ . Wtedy odpowiada on postaci konstrukcyjnej bębna tnącego stożkowego z nożami prostymi.

Wartości współrzędnych  $x_A$  początku czynnej części krawędzi tnącej dla każdego etapu cięcia wyznaczone zostały z równania:

$$\varphi = \arcsin \frac{h_p}{r(x)} + \varphi_{ux(x)}, \quad (83)$$

gdzie:

- $\varphi$  – kąt obrotu bębna,
- $r_{(x)}$  – promień określony wzorem (73),
- $\varphi_{ux(x)}$  – bieżący kąt zukosowania określony wzorem (75).

Współrzędne  $x_B$  końca czynnej części krawędzi przeciwnącej dla poszczególnych etapów procesu cięcia wyznaczone zostały z równania:

$$\varphi = \arcsin \frac{z_m}{r_{(x)}} + \varphi_{ux(x)}. \quad (84)$$

Rozwiązanie równań (83) i (84) z uwagi na ich złożoność przeprowadzono numerycznie w opracowanym przez habilitanta programie komputerowym BĘBEN\_1.

Przypadki cięcia i ich etapy dla omawianej konstrukcji bębna są zbieżne z przypadkami, które zostały określone dla bębna tnącego typu stożkowego z zębami śrubowymi.

Podczas analizy omawianej konstrukcji bębna rozpatrzono trzy przypadki cięcia:

- **przypadek 1**, który wystąpi dla:

$$\frac{h_{01}}{r_1} + \varphi_u > \frac{z_{02}}{r_2}, \quad (85)$$

- **przypadek 2**, który wystąpi dla:

$$\frac{h_{01}}{r_1} + \varphi_u < \frac{z_{02}}{r_2}, \quad (86)$$

- **przypadek 3**, który wystąpi dla:

$$\frac{h_{01}}{r_1} + \varphi_u = \frac{z_{02}}{r_2}, \quad (87)$$

Program komputerowy BĘBEN\_1, którego przykładowe okno przedstawiono na rysunku 18 opracowany został na potrzeby obliczeń związanych z modelowaniem procesów cięcia różnymi konstrukcjami bębnowych zespołów tnących. Przykładowe wyniki z obliczeń symulacyjnych przedstawiono poniżej.

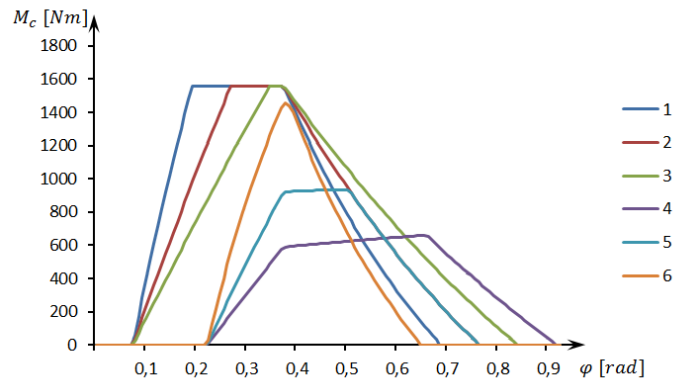
Na rysunkach 25-27 przedstawiono wykresy przebiegu momentu cięcia  $M_c$ , średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  i mocy cięcia  $N_c$  dla bębna tnącego typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów skręcenia linii śrubowej noża  $\varphi_s$  oraz dla różnych wysokości warstwy ciętego materiału  $h_m$ .

Przyjęto następujące stałe dane wejściowe:

- szerokość bębna  $l = 0,8 \text{ m}$ ,
- promień minimalny  $r_1 = 0,25 \text{ m}$ ,
- promień maksymalny  $r_2 = 0,40 \text{ m}$ ,
- liczba noży bębna  $z = 8 \text{ szt.}$
- kąt bębna  $\alpha = 20^\circ$ ,
- prędkość podawania materiału do cięcia  $v = 1,33 \text{ m s}^{-1}$ ,
- przesunięcie krawędzi przeciwnącej względem osi bębna  $z_m = 0,15 \text{ m}$
- jednostkowy opór cięcia  $p = 7000 \text{ N m}^{-1}$ ,
- obroty bębna  $n = 1000 \text{ obr min}^{-1}$ .

Podczas analizy zmieniano następujące parametry zgodnie z tabelą 3:

- kąt skręcenia linii śrubowej noża  $\varphi_s$ ,
- wysokość ciętej warstwy materiału  $h_m$ .

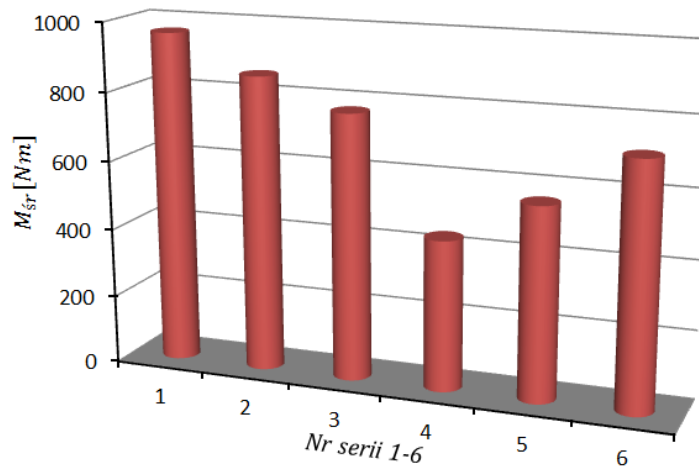


Rys. 25. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla bębna tnącego siewczkarni typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów skręcenia linii śrubowej noża oraz różnej wysokości ciętego materiału zestawionych w tabeli 3.1 [opracowanie własne habilitanta]

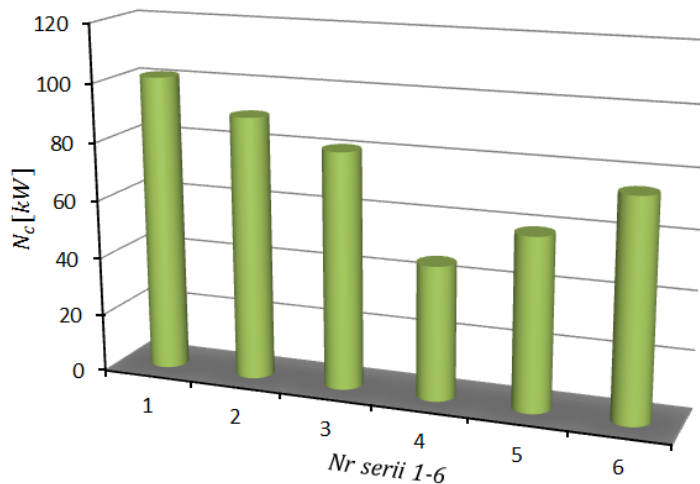
Tabela 3. Zestawienie danych zmiennych wejściowych podczas obliczeń numerycznych dla rys. 25-27

Nr serii	Wysokość ciętej warstwy materiału $h_m$ [m]	Kąt skręcenia linii śrubowej noża $\varphi_s$ [rad]
1	0,12	0,0785
2		0,1571
3		0,2356
4	0,06	0,3142
5		0,1571
6		0,0393

Na rysunku 26 przedstawiono wykres średniego momentu cięcia  $M_{sr}$ , a na rysunku 27 wykres mocy cięcia dla przyjętych w tabeli 3 sześciu serii danych.



Rys. 26. Wykres średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  bębna tnącego typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów skręcenia linii śrubowej noża oraz różnej wysokości ciętego materiału zestawionych w tabeli 3 [opracowanie własne habilitanta]



Rys. 27. Wykres mocy cięcia  $N_c$  bębna tnącego typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów skręcenia linii śrubowej noża oraz różnej wysokości ciętego materiału zestawionych w tabeli 3 [opracowanie własne habilitanta]

Z przedstawionych powyżej wykresów wynika, że wraz ze wzrostem kąta skręcenia linii śrubowej noża  $\varphi_s$ , wartości momentu średniego  $M_{sr}$  oraz mocy cięcia  $N_c$  maleją. Trend tych zmian zachodzi dla obu rozpatrywanych wartości wysokości warstwy ciętego materiału  $h_m$ .

Na rysunku 28-30 przedstawiono wykresy przebiegu momentu cięcia  $M_c$ , średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  i mocy cięcia  $N_c$  dla bębna typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów bębna  $\alpha$ .

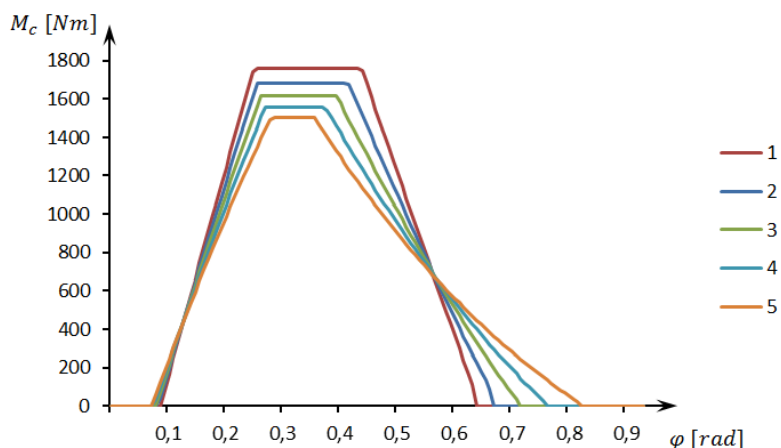
Przyjęto następujące stałe dane wejściowe:

- szerokość bębna  $l = 0,8 \text{ m}$ ,
- liczba noży bębna  $z = 8 \text{ szt.}$
- kąt skręcenia linii śrubowej noża  $\varphi_s = 0,1571 \text{ rad}$ , ( $\varphi_s = 9^\circ$ ),
- wysokość ciętej warstwy materiału dla:
  - przypadku 1  $h_m = 0,07 \text{ m}$ ,
  - przypadku 2  $h_m = 0,12 \text{ m}$ ,
  - przypadku 3  $h_m = 0,103 \text{ m}$ ,
- prędkość podawania materiału do cięcia  $v = 1,33 \text{ m s}^{-1}$ ,
- przesunięcie krawędzi przeciwną względem osi bębna  $z_m = 0,15 \text{ m}$ ,
- jednostkowy opór cięcia  $p = 7000 \text{ N m}^{-1}$ ,
- obroty bębna  $n = 1000 \text{ obr min}^{-1}$ .

Podczas analizy zmieniano:

- kąt bębna  $\alpha$ ,
- promień minimalny  $r_1 = 0,25 \text{ m}$ ,
- promień maksymalny  $r_2 = 0,40 \text{ m}$ ,



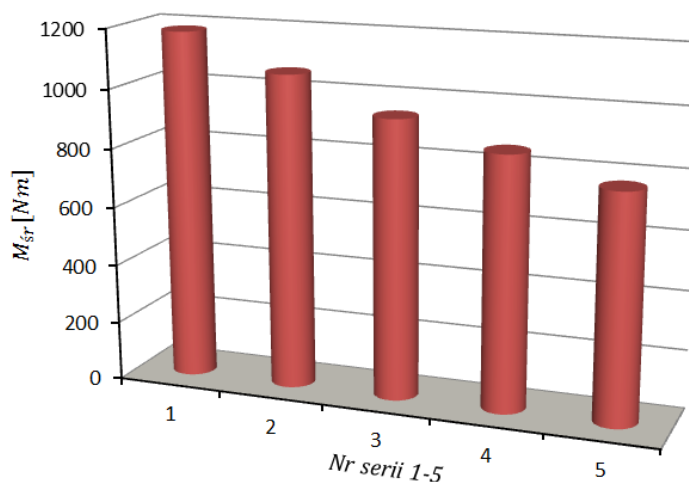


Rys. 28. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla bębna tnącego siewczkarni typu stożkowego z nożami śrubowymi, dla różnych wartości kąta bębna  $\alpha$ , zestawionych w tabeli 4 [opracowanie własne habilitanta]

Tabela 4. Zestawienie danych wejściowych zmienianych podczas obliczeń numerycznych dla rys. 28-30

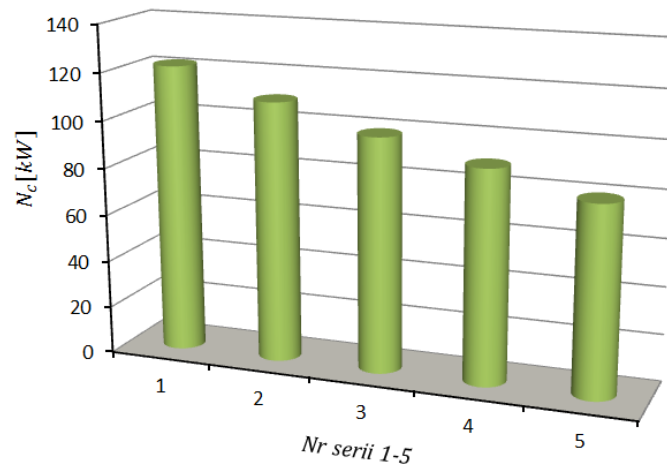
Nr serii		1		2		3		4		5	
Kąt bębna $\alpha$ [...°]		5		10		15		20		25	
Promień minimalny $r_1$ [m]	Promień maksymalny $r_2$ [m]	0,31	0,34	0,29	0,36	0,27	0,38	0,25	0,40	0,23	0,42

Na rysunku 29 przedstawiono wykres średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  dla przyjętych w tabeli 4 pięciu serii danych.



Rys. 29. Wykres średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  bębna tnącego typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów bębna  $\alpha$  zestawionych w tabeli 4 [opracowanie własne habilitanta]

Na rysunku 30 przedstawiono wykres mocy cięcia  $N_c$  dla przyjętych w tabeli 4 pięciu rozwiązań konstrukcyjnych bębna.



Rys. 30. Wykres mocy cięcia  $N_c$  bębna tnącego typu stożkowego z nożami śrubowymi dla różnych kątów bębna  $\alpha$  zestawionych w tabeli 4 [opracowanie własne habilitanta]

Z przedstawionych powyżej wykresów wynika, że wraz ze wzrostem kąta bębna  $\alpha$  wartości momentu średniego  $M_{sr}$  oraz mocy cięcia  $N_c$  maleją.

Na rysunkach 31-33 przedstawiono wykresy przebiegu momentu cięcia  $M_c$ , średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  i mocy cięcia  $N_c$  dla prezentowanych w pracy odmian konstrukcyjnych bębna.

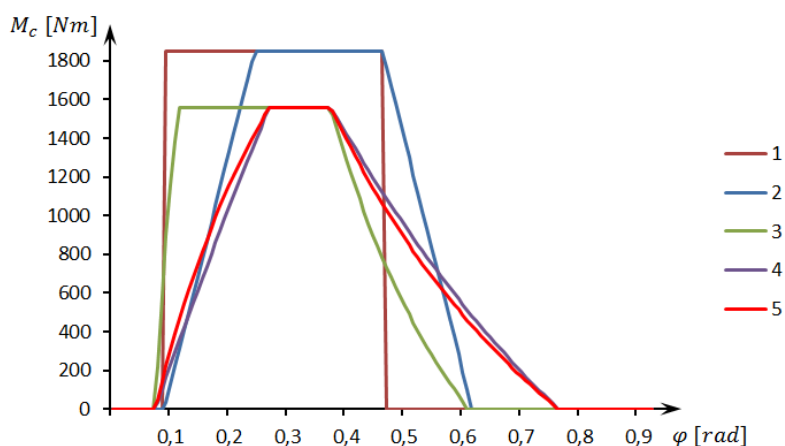
Przyjęto następujące stałe dane wejściowe:

- szerokość bębna  $l = 0,8 \text{ m}$ ,
- liczba noży bębna  $z = 8 \text{ szt.}$
- kąt bębna  $\alpha = 20^\circ$ ,
- wysokość ciętej warstwy materiału  $h_m = 0,12 \text{ m}$ ,
- prędkość podawania materiału do cięcia  $v = 1,33 \text{ m s}^{-1}$ ,
- przesunięcie krawędzi przeciwną względem osi bębna  $z_m = 0,15 \text{ m}$ ,
- jednostkowy opór cięcia  $p = 7000 \text{ N m}^{-1}$ ,
- obroty bębna  $n = 1000 \text{ obr min}^{-1}$ .

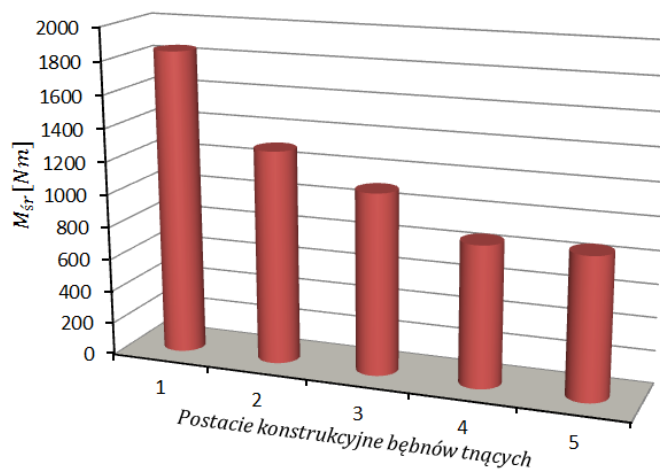
Jako zmienne dane przyjęto:

- bęben typu walcowego z nożami prostymi:
  - promień bębna  $r = 0,33 \text{ m}$ ,
  - kąt bębna  $\alpha = 0^\circ$ ,
- bęben typu walcowego z nożami śrubowymi:
  - promień bębna  $r = 0,33 \text{ m}$ ,
  - kąt bębna  $\alpha = 0^\circ$ ,
  - kąt skreślenia linii śrubowej noża  $\varphi_s = 0,1571 \text{ rad}$ , ( $\varphi_s = 9^\circ$ ),
- bęben typu stożkowego z nożami prostymi:
  - promień bębna  $r = 0,33 \text{ m}$ ,
  - kąt bębna  $\alpha = 20^\circ$ ,
- bęben typu stożkowego z nożami śrubowymi:
  - promień bębna  $r = 0,33 \text{ m}$ ,
  - kąt bębna  $\alpha = 20^\circ$ ,
  - kąt skreślenia linii śrubowej noża  $\varphi_s = 0,1571 \text{ rad}$ , ( $\varphi_s = 9^\circ$ ),
- bęben z nożami ukośnymi:

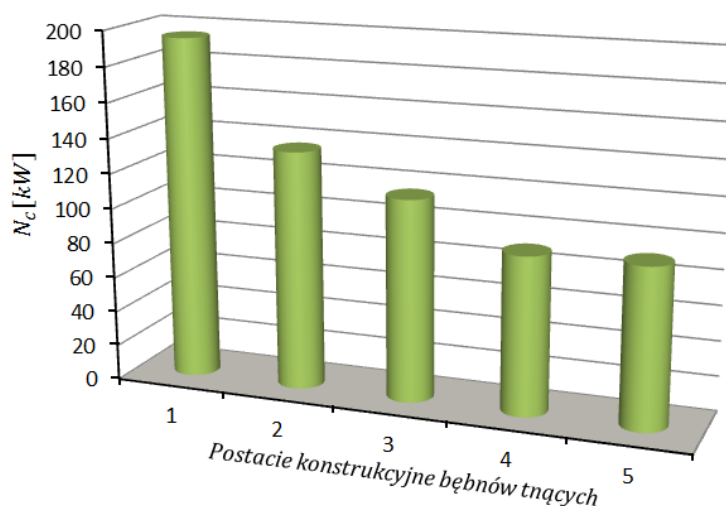
- promień bębna  $r = 0,33 \text{ m}$ ,
- kąt zukosowania noży  $\varphi_u = 0,1571 \text{ rad}$ ,  $\varphi_u = 9^\circ$ .



Rys. 31. Wykres momentu cięcia  $M_c$  w funkcji kąta obrotu bębna  $\varphi$  dla różnych postaci konstrukcyjnych bębnow tnących [opracowanie własne habilitanta]: 1 – bęben tnący typu walcowego z nożami prostymi, 2 – bęben tnący typu walcowego z nożami śrubowymi, 3 – bęben tnący typu stożkowego z nożami prostymi, 4 – bęben tnący typu stożkowego z nożami śrubowymi, 5 – bęben z nożami ukośnymi



Rys. 32. Wykres średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  dla różnych postaci konstrukcyjnych bębnow tnących [opracowanie własne habilitanta]: 1 – bęben tnący typu walcowego z nożami prostymi, 2 – bęben tnący typu walcowego z nożami śrubowymi, 3 – bęben tnący typu stożkowego z nożami prostymi, 4 – bęben tnący typu stożkowego z nożami śrubowymi, 5 – bęben z nożami ukośnymi



Rys. 33. Wykres mocy cięcia  $N_c$  dla różnych postaci konstrukcyjnych bębnow tnących [opracowanie własne habilitanta]: 1 – bęben tnący typu walcowego z nożami prostymi, 2 – bęben tnący typu walcowego z nożami śrubowymi, 3 – bęben tnący typu stożkowego z nożami prostymi, 4 – bęben tnący typu stożkowego z nożami śrubowymi, 5 – bęben z nożami ukośnymi

Z wykresu przedstawionego na rysunku 31 wynika, że najbardziej korzystny przebieg linii momentu cięcia zachodzi dla bębna z nożami ukośnymi. Z kolei wartości średniego momentu cięcia  $M_{sr}$  i mocy cięcia  $N_c$  są najmniejsze dla dwóch konstrukcji bębnow tnących, tj. dla bębna stożkowego z nożami prostymi i bębna z nożami ukośnymi (rys. 32 i 33).

Z zakresu modelowania matematycznego dynamiki ruchu zespołów roboczych maszyn rolniczych habilitant wraz z współautorem opracował w sposób autorski dynamikę ruchu narzędzia roboczego w procesie odcinania materiału roślinnego od calizny, który jest nazywany również odspajaniem.

Opracowany model matematyczny może być zastosowany na etapie projektowania zespołów roboczych wybranych maszyn rolniczych.

Z typowym zagadnieniem odspajania materiału roślinnego od calizny mamy do czynienia przede wszystkim podczas pracy maszyn rolniczych do rozładunku zbiorników wieżowych, czy też przejezdnych wypełnionych materiałem roślinnym wcześniej pociętym na sieczkę i zakiszonym.

W tym miejscu należy stwierdzić, że zupełnie innym zagadnieniem do procesu odspajania jest cięcie materiału roślinnego.

Proces odspajania materiału roślinnego, a w szczególności jego dynamika nawet w odniesieniu do pojedynczego narzędzia roboczego, czyli noża jest skomplikowany i dotychczas nie opisywany w literaturze przez innych autorów. Wynika to z faktu, że materiał roślinny stanowi ośrodek wielofazowy, polidispersyjny o niezidentyfikowanych do końca właściwościach fizycznych.

Szczegółowe opracowanie dotyczące procesu odspajania materiału od calizny habilitant przedstawił w publikacji [1.9], która jest monotematycznym cyklem publikacji w ramach osiągnięcia naukowego.

Chwilową wartość siły odspajania  $P(t)$  materiału roślinnego od calizny w trakcie wchodzenia narzędzia roboczego, w materiał można obliczyć z zależności opracowanej przez habilitanta:

$$P(t) = P_s - mv\omega_0 \frac{k_1}{k_1 + k_2} \sin \omega_0 t, \quad (88)$$

gdzie:

- $P_s$  - chwilowa wartość odspajania materiału od calizny,
- $m$  - masa narzędzia roboczego,
- $k_1$  - współczynnik sprężystości materiału roślinnego,
- $k_2$  - współczynnik sprężystości narzędzia roboczego,
- $v$  - prędkość narzędzia roboczego,
- $\omega_0$  - częstotliwość drgań własnych narzędzia.

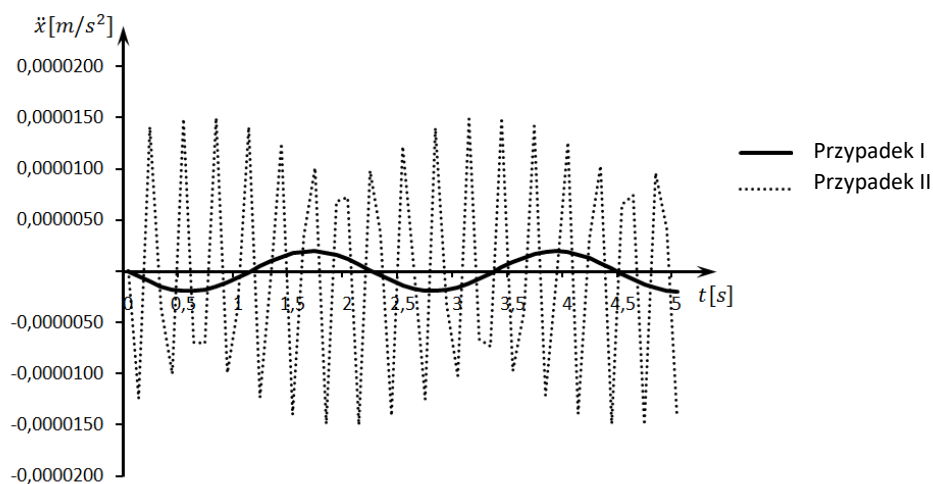
Zaproponowany przez habilitanta oryginalny model dyskretny, jego opis matematyczny w postaci równania różniczkowego wraz z rozwiązaniem, umożliwia dla zmiennych parametrów:  $m, k_1, k_2, t, v$  i  $P(t)$  przeprowadzenie symulacji procesu odspajania materiału roślinnego od calizny. W wyniku tego możliwe jest przeprowadzenie analizy ruchu narzędzia roboczego dla zaproponowanego modelu.

Dla potrzeb prowadzenia badań symulacyjnych habilitant opracował autorski program komputerowy.

Na rysunku 34 przedstawiono przykładowy przebieg przyspieszenia narzędzia roboczego dla następujących parametrów:

- dla I przypadku przyjęto  $m_1 = 65,20 \text{ kg}$ ,  $k_1 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^{-1}$ ,  $k_2 = 520 \text{ Nm}^{-1}$ ,  
 $v = 0,60 \text{ ms}^{-1}$ ;
- dla II przypadku przyjęto  $m_2 = 1,1 \text{ kg}$ ,  $k_1 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^{-1}$ ,  $k_2 = 520 \text{ Nm}^{-1}$ ,  
 $v = 0,60 \text{ ms}^{-1}$ ;

Przedstawione wartości zmiennych  $m_1, m_2, k_2$  i  $v$  są ściśle zdeterminowane konstrukcją maszyny, przy czym  $m_1$  stanowi masę pojedynczego noża z osprzętem,  $m_2$  masę pojedynczego noża bez osprzętu, a współczynniki  $k_1$  i  $k_2$  wyznaczono doświadczalnie.



Rys. 34. Wykres przyspieszenia narzędzia roboczego [opracowanie własne habilitanta]

W ramach realizacji rozprawy doktorskiej habilitant prowadził badania procesu cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego celem wyznaczenie całkowitej pracy cięcia  $L_c$  wykonanej przez listwę nożową. W tym celu zostało zaprojektowane i zbudowane stanowisko badawcze, którego widok zamieszczono na rys. 35.



Rys. 35. Stanowisko badawcze – widok od strony stołu pomiarowego [opracowanie własne habilitanta]:  
 1 – źdźbła (materiał do cięcia), 2 – nożycowo-palcowy zespół tnący wyposażony w listwę nożową, 3 – wózek z materiałem do cięcia, 4 – stoper elektryczny, 5 – rozdzielacz pneumatyczny, 6 – komputer, 7 – miernik dwukanałowy MW2006-4, 8 – blok przygotowania sprężonego powietrza, 9 – siłownik pneumatyczny

Po obronie doktoratu praca naukowo-badawcza habilitanta była w dalszym ciągu ukierunkowana na rozwój teorii i konstrukcji zespołów tnących w zakresie nożycowo-palcowych i bębnowych zespołów tnących.

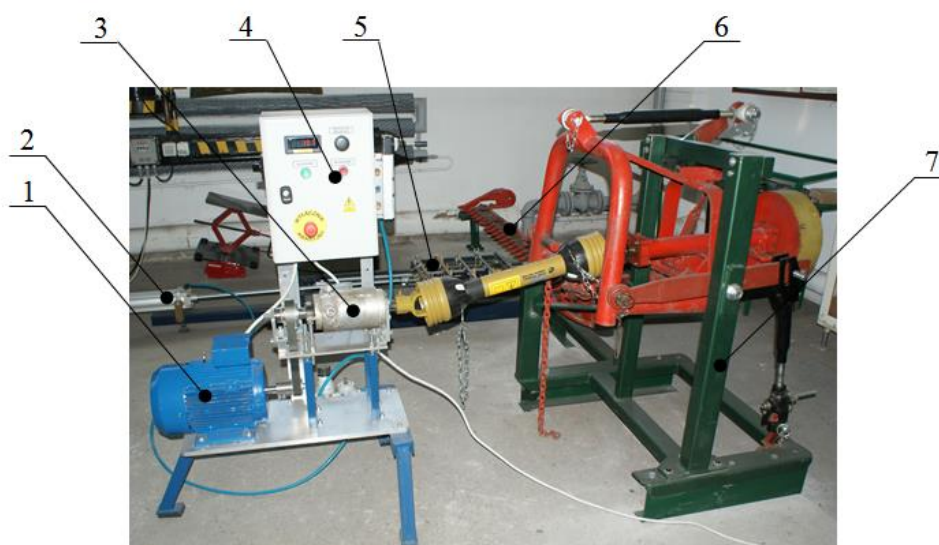
Habilitant prowadził dalsze badania energochłonności cięcia. W tym celu nowe stanowisko badawcze do prowadzenia badań z użyciem nożycowo-palcowego zespołu tnącego zostało zaprojektowane i zbudowane od podstaw. W ten sposób stworzono kompaktową aparaturę, która umożliwia prowadzenie badań w warunkach laboratoryjnych przez cały rok. Zaletą opracowanego stanowiska badawczego jest to, że odwzorowuje ono proces cięcia za pomocą maszyny w warunkach naturalnych. Tematykę związaną z badaniami procesów cięcia materiału habilitant podejmował w publikacjach [I.3, I.13, I.14].

Schemat blokowy stanowiska badawczego zbudowanego przez habilitanta przedstawiono na rysunku 36, natomiast jego ogólny widok na rysunku 37.

W stanowisku badawczym napęd od ciągnika został zastąpiony napędem od silnika elektrycznego z przekładnią pasową zębatą, natomiast ruch zespołu tnącego (ciągnik rolniczy + kosiarka) został zastąpiony ruchem podajnika z materiałem do cięcia.



Rys. 36. Schemat blokowy stanowiska badawczego [opracowanie własne]



Rys. 37. Stanowisko do badań procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym [opracowanie własne habilitanta]: 1-silnik elektryczny, 2-siłownik pneumatyczny, 3-momentomierz, 4-układ sterująco-regulacyjny, 5-podajnik materiału do cięcia, 6-listwa nożowa kosiarki, 7-rama nośna z TUZ

Stanowisko badawcze do pomiaru energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym składa się z następujących elementów: kosiarka Z034 wyposażona w nożycowo-palcowy zespół tnący, zamocowana na regulowanej ramie nośnej, podajnik materiału do cięcia, wyposażony w pneumatyczny układ napędowy, układ elektryczny służący do napędu i sterowania prędkością zespołu tnącego, aparatura do pomiaru momentu obrotowego i prędkości obrotowej, aparatura do pomiaru prędkości podawanego materiału.

Projektując stanowisko badawcze habilitant przewidział również możliwość zmiany kąta pochylenia zespołu tnącego względem ścinanych roślin.

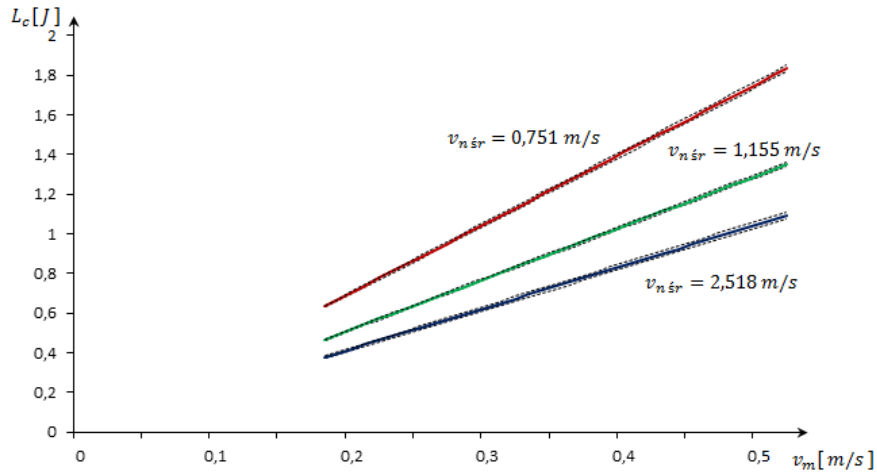
Struktura stanowiska badawczego do badania nakładów energetycznych odzwierciedla proces cięcia materiału roślinnego realizowany w rzeczywistych warunkach polowych, a dodatkowe możliwości regulacji i nastawy parametrów umożliwiają wszechstronne badania dla różnych materiałów roślinnych.

Stanowisko umożliwia wyznaczanie całkowitej pracy cięcia  $L_c$  wykonanej przez listwę nożową w zależności od prędkości ruchu listwy nożowej  $v_{n\ sr}$ , prędkości podawania materiału do cięcia  $v_m$  oraz od kąta pochylenia zespołu tnącego  $\alpha$  względem ciętego materiału, zgodnie z zależnością:

$$L_c = f(v_{n\ sr}, v_m, \alpha). \quad (89)$$

Habilitant prowadził badania dla materiału typu słoma żytnia i jęczmienna. Materiał ten został wybrany ze względu na powszechność upraw na terenie Polski. Przykładowe wyniki z przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 38.

Z przeprowadzonych badań doświadczalnych wynika, że istotny wpływ na energochłonność procesu cięcia roślin łąkowych realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym wywiera: prędkość listwy nożowej zespołu tnącego oraz prędkość podawania materiału do cięcia.



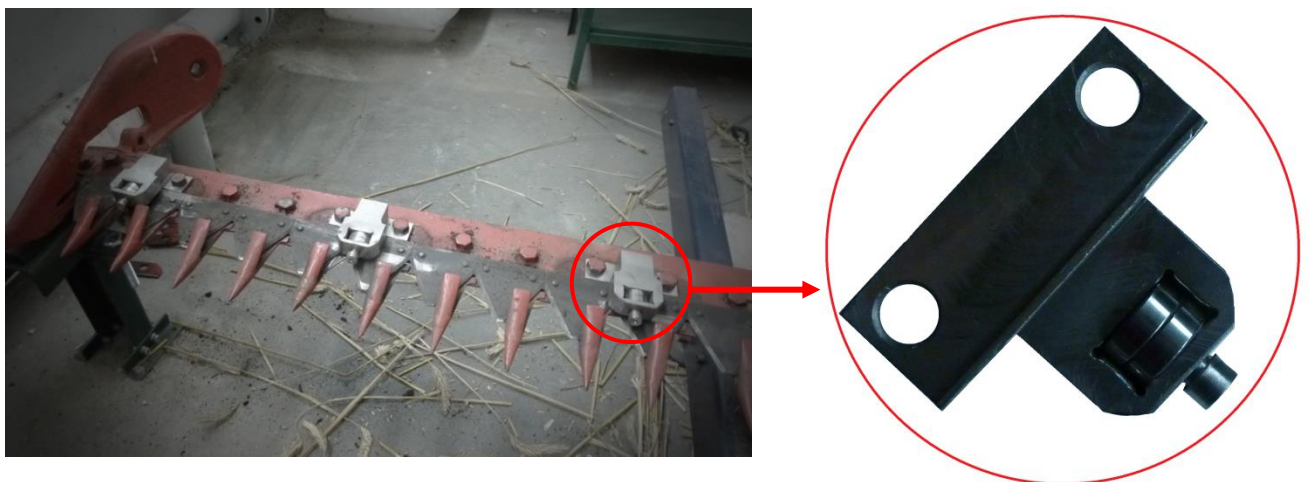
Rys. 38. Wykres przedziałów ufności dla funkcji regresji określonej dla pracy cięcia  $L_c$  w zależności od prędkości ruchu listwy nożowej  $v_{n.sr}$  i prędkości podawania materiału do cięcia  $v_m$  [opracowanie własne habilitanta]

Maksymalną wartość pracy cięcia  $L_c = 1,784$  J otrzymano dla prędkości listwy nożowej  $v_{n.sr} = 0,751$  m/s i prędkości podawania materiału do cięcia  $v_m = 0,50$  m/s. Natomiast najmniejszą wartość pracy cięcia  $L_c = 0,330$  J otrzymano dla prędkości listwy nożowej  $v_{n.sr} = 2,58$  m/s i prędkości podawania materiału do cięcia  $v_m = 0,18$  m/s. Praca cięcia pojedynczego źdźbła dla przyjętych układów prędkości  $v_{n.sr}$  i  $v_m$  wynosiła odpowiednio:  $L_{cj} = 0,1829$  J i  $L_{cj} = 0,3532$  J.

W ramach oceny efektywności funkcjonowania znanej konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego habilitant prowadził także badania zmierzające do określenia obciążenia generowanego przez zespół tnący kosiarki na wał odbioru mocy. Analizę przeprowadzono dla ruchu jałowego i pod obciążeniem. Z przeprowadzonych badań jednoznacznie wynika, iż zdecydowany ponad 90% udział w zużyciu energii podczas realizacji procesu cięcia przypada na ruch jałowy zespołu roboczego.

Dlatego habilitant w ramach rozwoju teorii i konstrukcji zespołów tnących podjął działania zmierzające do opracowania nowej konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego [I.3, I.11].

W ramach tych działań habilitant opracował nową konstrukcję docisku listwy nożowej wyposażonego w rolkę, co przedstawiono na rysunku 39.



Rys. 39. Nożycowo-palcowy zespół tnący z dociskami rolkowymi nowego typu [opracowanie własne]

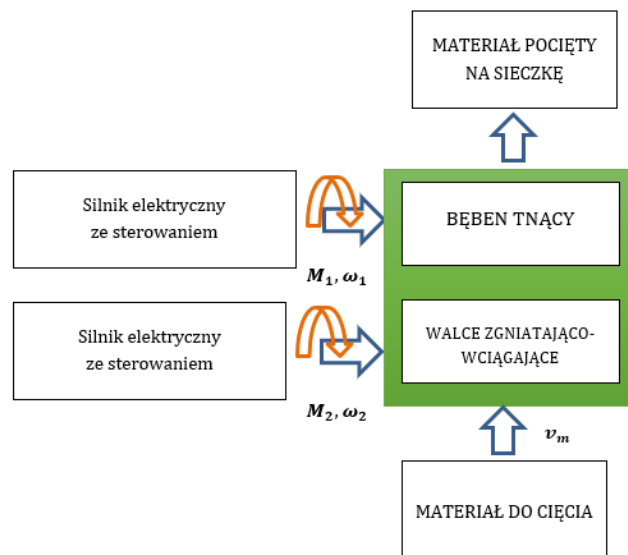


Przeprowadzone badania doświadczalne z zastosowaniem nowej konstrukcji docisku wykazały zmniejszenie oporów ruchu listwy nożowej w zakresie prędkości listwy nożowej wynoszącej  $v_{n\ sr} = 2,5\ m \cdot s^{-1}$ .

W ramach rozwoju teorii i konstrukcji zespołów tnących habilitant prowadził także badania procesu cięcia warstwy materiału roślinnego bębnowym zespołem tnącym [I.3, I.14].

Do realizacji badań procesu zbudowano drugie stanowisko badawcze. Stanowisko to zapewnia możliwość realizacji cięcia poprzecznego jak i ukośnie pochyłego. Ogólną strukturę stanowiska przedstawiono na rysunku 40, a jego widok na rysunku 41.

Stanowisko badawcze składa się z bębnowego zespołu tnącego oraz oprzyrządowania pomiarowego w skład, którego wchodzi: momentomierz z miernikiem oraz jednostka sterująca PC. Stanowisko badawcze jest znamienne tym, że można badać zespoły tnące, które realizują cięcie na kierunku prostopadłym do przesuwu warstwy ciętej oraz cięcie pod kątem do kierunku ruchu warstwy. Ponadto, można uzyskać różne stopnie sprasowania warstwy materiału roślinnego, który ma podlegać procesowi cięcia.



Rys. 40. Schemat stanowiska badawczego do badań nakładów energetycznych przy cięciu warstwy materiału bębnowym zespołem tnącym [opracowanie własne habilitanta]

Do realizacji eksperymentu przyjęto schemat badań, który zakłada korelację między zmiennymi niezależnymi a zmiennymi zależnymi. Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto: prędkość cięcia  $v_c$ , grubość ostrza noża  $\delta$ , stopień zagęszczenia materiału roślinnego  $h/h_o$ , kąt podawania materiału roślinnego  $\theta$ .

Jako zmienne zależne przyjęto:

- jednostkowy opór cięcia  $p_c$ ,
- jednostkową pracę cięcia odniesioną do pola powierzchni cięcia  $L_{js}$ ,
- jednostkową pracę cięcia odniesioną do masy pociętego materiału  $L_{jm}$ ,
- wydajność zespołu tnącego  $W$ .

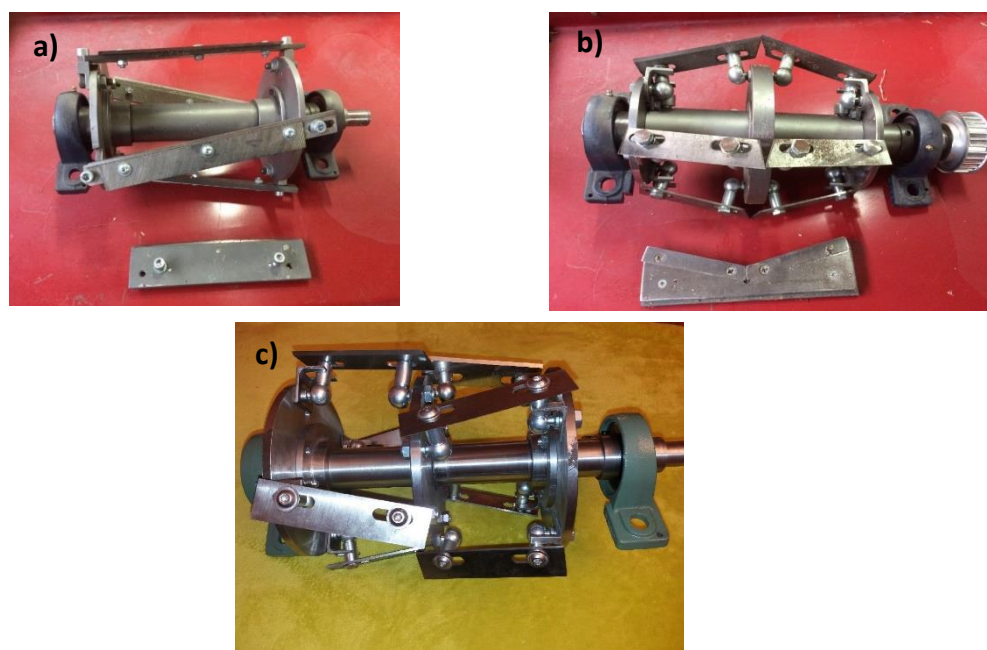
Wykonane na stanowisku badania oraz ich analiza umożliwi sporządzenie charakterystyk użytkowych bębnowego zespołu tnącego.



Rys. 41. Stanowisko do badań procesu cięcia bębnowym zespołem tnącym – widok z przodu [opracowanie własne habilitanta]: 1- silnik elektryczny z przekładnią pasową, 2-układ zasilająco-sterujący, 3-walce podająco-zgniatające, 4-rynna zasypowa

Na potrzeby prowadzenia badań habilitant opracował trzy odmienne konstrukcje bębnow tnących:

- bęben walcowy,
- bęben stożkowy z możliwością zmiany kąta noży,
- bęben z nożami skośnymi.



Rys. 42. Konstrukcje bębnow tnących [opracowanie własne habilitanta]:  
a - bęben walcowy z nożami prostymi, b - bęben stożkowy, c - bęben z nożami skośnymi

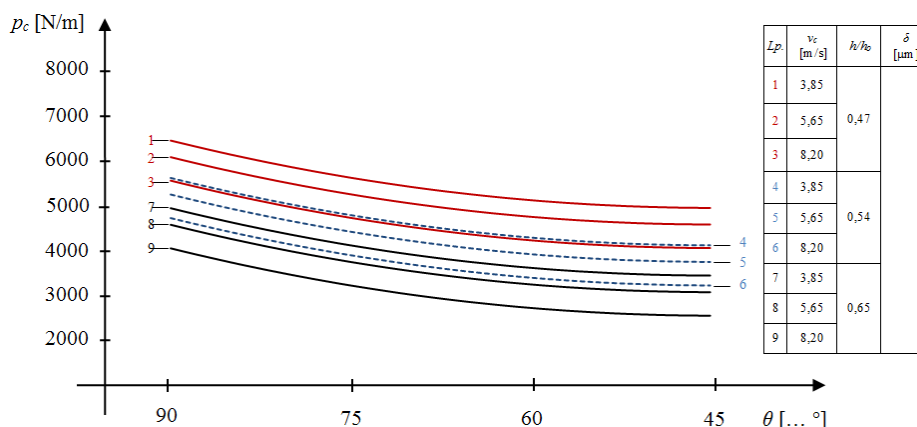
Bębny te wraz z krawędzią przeciwną stanowią zespół roboczy stanowiska badawczego i mogą być montowane do opracowanego przez habilitanta stanowiska badawczego (rys. 42).

Struktura stanowiska badawczego do badania nakładów energetycznych, odzwierciedla proces cięcia materiału roślinnego na sieżkę realizowany w rzeczywistych warunkach polowych,

a dodatkowe możliwości regulacji i nastawy parametrów umożliwiają wszechstronne badania dla różnych materiałów roślinnych.

Wybrane wyniki badań przedstawiono na rysunku 43. Badania doświadczalne realizowano tnąc łądygi rzepaku. Sieczka z łądyg rzepaku przeznaczona zostanie w dalszej kolejności jako materiał energetyczny w produkcji brykietu.

Na rysunku 43 przedstawiono graficznie wpływ wybranych zmiennych niezależnych na wartość jednostkowego oporu cięcia  $p_c$ .



Rys. 43. Wpływ kąta podawania materiału  $\theta$  na jednostkowy opór cięcia słomy żytniej  $p_c$  dla wartości prędkości cięcia  $v_c$ , stopnia zagęszczenia  $h/h_0$  oraz grubości ostrza  $\delta$  zawartych w tabeli załączonej do wykresu [opracowanie własne habilitanta]

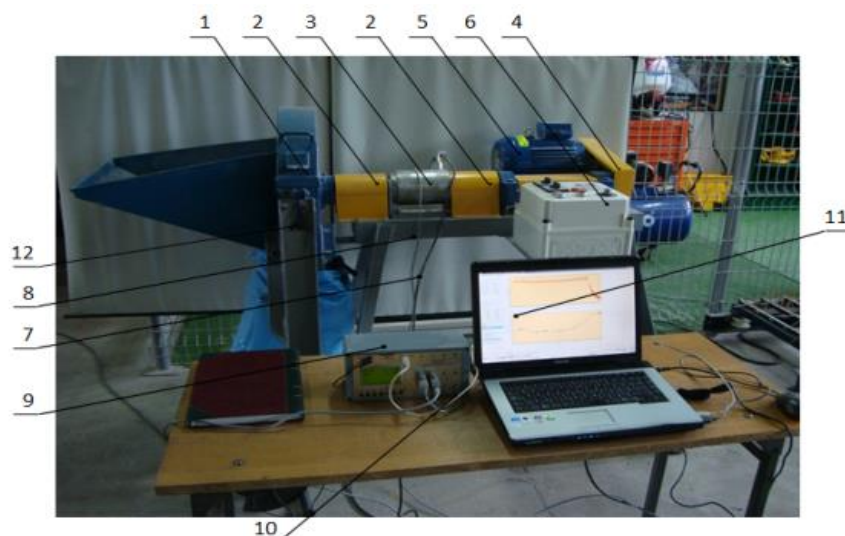
Z przeprowadzonych badań doświadczalnych m. in. wynika, że: zastosowanie bębna tnącego o konstrukcji stożkowej w stosunku do bębna walcowego z nożami prostymi podczas cięcia słomy, przyczyni się do wzrostu wydajności procesu od 5 do 8 %, a dodatkowo w przypadku bębna stożkowego wpływ stopnia sprasowania materiału nie powoduje znacznych zmian wydajności procesu cięcia. Zastosowanie bębna tnącego stożkowego w stosunku do walcowego, przyczyni się do znacznego zmniejszenia jednostkowego zużycia energii (o około 25%). Wraz ze wzrostem stopnia sprasowania materiału ciętego jednostkowe zużycie energii na cięcie materiału wzrasta w przybliżeniu liniowo. Dotyczy to obu konstrukcji bębnow tnących. Dla obu konstrukcji bębnow tnących wraz ze wzrostem prędkości obwodowej cięcia stopień nierównomierności długości sieczki maleje w przybliżeniu liniowo.

W najbliższym czasie habilitant zamierza przeprowadzić kolejne badania doświadczalne z trzecią konstrukcją bębna tnącego, bębna z nożami skośnymi.

W zakresie rozwoju teorii rozdrabniania materiałów ziarnistych habilitant prowadził badania stanowiskowe zmierzające do określenia efektywności procesu rozdrabniania PUBLIKACJE [I.3, I.5].

Dla potrzeb realizacji badań zaprojektowano i zbudowano trzecie stanowisko badawcze, które w widoku przedstawiono na rysunku 44.

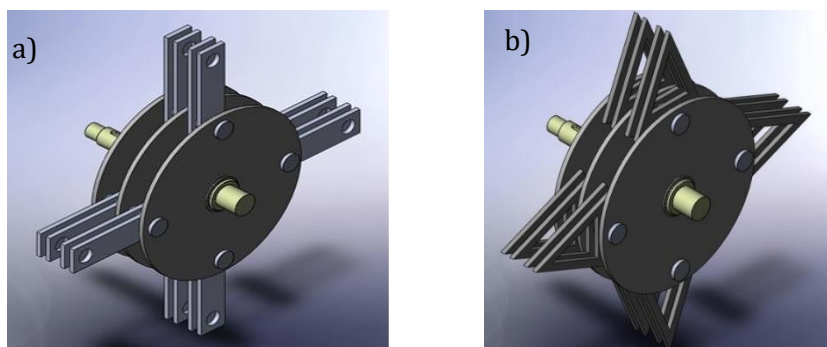
Stanowisko badawcze składa się ze zmodyfikowanego rozdrabniacza bijakowego typu WIR RB-1.3, wraz z aparaturą sterującą – pomiarową w postaci układu sterowania silnikiem elektrycznym zapewniającą płynną nastawę obrotów wirnika oraz momentomierza do pomiaru obciążenia na wale wirnika. Cechą charakterystyczną stanowiska jest to, że w zależności od potrzeb może być ono wyposażone w różne konstrukcje zespołów roboczych wirnika wraz z bijakami. Na potrzeby badań instalowano tradycyjny zespół roboczy i nowy zespół roboczy z bijakami w kształcie wycinka koła. Oba te zespoły robocze przedstawiono na rysunku 45.



Rys. 44. Widok stanowiska badawczego [opracowanie własne]: 1- zmodyfikowany rozdrabniacz bijakowy typu WIR RB-1.3, 2-sprzęgło kłowe elastyczne Poly-Norm, 3-momentomierz z obrotomierzem typu MIR 20, 4-przekładnia pasowa, 5- silnik elektryczny 7 kW, 380 V, 6-skrzynka sterownicza wraz z przetwornikiem częstotliwości Lenze SMD, 7-przewód transmisyjny momentu obrotowego, 8-przewód transmisyjny prędkości obrotowej, 9- miernik dwukanałowy MW2006-4, 10- przewód transmisyjny typu USB, 11- system komputerowy, z programem do rejestracji danych PP203 oraz autorski program obliczeniowy RB01, 12- konstrukcja wsporcza

W ramach eksperymentu rozdrabniano ziarna pszenżyta. Materiał ten został wybrany do badań ze względu na powszechność upraw oraz przeznaczenie na cele paszowe.

Do realizacji eksperymentu przyjęto schemat badań, który zakłada korelację między zmiennymi niezależnymi a zmiennymi zależnymi. Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto: kąt bijaków  $\alpha$ , wartość szczeliny bijakowej  $s$ , średnicę otworów w sitach  $d$ , prędkość obwodową końców bijaków  $v$ .

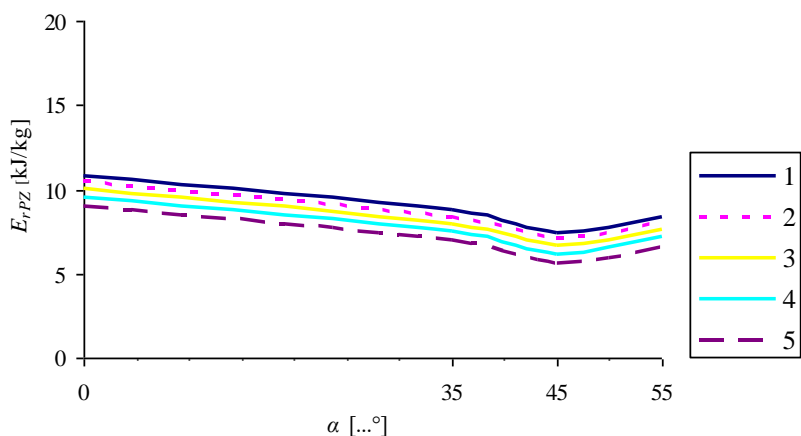


Rys. 45. Widok izometryczny zespołów roboczych rozdrabniacza: a- tradycyjny zespół roboczy z bijakami prostokątnymi, b- nowa konstrukcja zespołu roboczego z bijakami w kształcie wycinka koła

Jako czynniki stałe przyjęto: wilgotność względną powietrza  $w$ , temperaturę powietrza  $t$ . Natomiast jako zmienne zależne przyjęto:

- wydajność rozdrabniacza  $W$ ,
- jednostkowe zużycie energii  $E_j$ ,
- udział poszczególnych frakcji w rozdrobnionym materiale  $X$ .

Wybrane wyniki badań przedstawiono na rysunku 46.



Rys. 46. Wpływ kąta bijaków na jednostkowe zużycie energii podczas rozdrabniania pszenżyta dla szczeliny bijakowej  $s=15$  mm i średnicy otworów w sitach  $d=5$  mm oraz różnych wartości prędkości obwodowych końców bijaków 1- $v=38$  m/s, 2- $v=45$  m/s, 3- $v=52$  m/s, 4- $v=59$  m/s, 5- $v=66$  m/s

Z przeprowadzonych badań doświadczalnych wynika, że istotny wpływ na wydajność rozdrabniacza oraz jednostkowe zużycie energii i zawartości frakcji w rozdrobnionych ziarnach pszenżyta wywiera: postać konstrukcyjna zespołu bijakowego, kąt bijaków, prędkość obwodowa końców bijaków, średnica otworów w sitach, szczelina bijakowa.

Zastosowanie w rozdrabniaczu bijakowym nowej konstrukcji wirnika, wyposażonego w bijaki w kształcie wycinka kołowego, spowodowało zwiększenie wydajności rozdrabniacza od 11 do 32% oraz zmniejszenie zużycia jednostkowej energii na rozdrabnianie od 14 do 46% w porównaniu z tradycyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym wirnika.

Zastosowanie nowej konstrukcji wirnika rozdrabniacza bijakowego, uzbrojonego w bijaki w kształcie wycinka kołowego, skutkuje zmniejszeniem zawartości frakcji pylistej w rozdrobnionym zbożu, w porównaniu z tradycyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym.

Zastosowanie bijaków w kształcie wycinka koła o kącie  $\alpha=45^\circ$  wpływa na:

- zmniejszenie zawartości frakcji pylistej od 7,26 do 7,75% ,
- zmniejszenie zawartości frakcji drobnej od 8,58 do 9,23%,
- zwiększenie zawartości frakcji grubej od 16,33 do 16,49%;

Przeprowadzona ocena efektywności rozdrabniania dowiodła, że w przypadku rozdrabniania pszenżyta, najbardziej efektywnym rozwiązaniem konstrukcyjnym zespołu bijakowego jest zastosowanie bijaków w kształcie wycinka kołowego  $\alpha=45^\circ$ , szczeliny bijakowej o wartości  $s=10$  mm oraz sit o średnicy otworów  $d=5$  mm;

Prowadzone prace analityczne i doświadczalne w zakresie teorii i konstrukcji zespołów tnących i rozdrabniających dały możliwość do zaprojektowania nowych konstrukcji zespołów roboczych maszyn, które zostały zgłoszone w Urzędzie Patentowym RP. Zgłoszono trzy konstrukcje, z których obecnie jedna objęta jest ochroną, a pozostałe dwie oczekują na zatwierdzenie.

Habilitant opracował dwie nowe konstrukcje nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Istota pierwszej z nich (rys. 47) znamienna jest tym, że w miejsce standardowych przycisków ślizgowych zastosowano innowacyjne przyciski (nowej konstrukcji) posiadające otwór, w którym umieszczono rolkę osadzoną na sworzniu. Dodatkowo zastosowano listwę nożową o zmniejszonym przekroju poprzecznym, a powierzchnie palców, z którymi współpracuje listwa

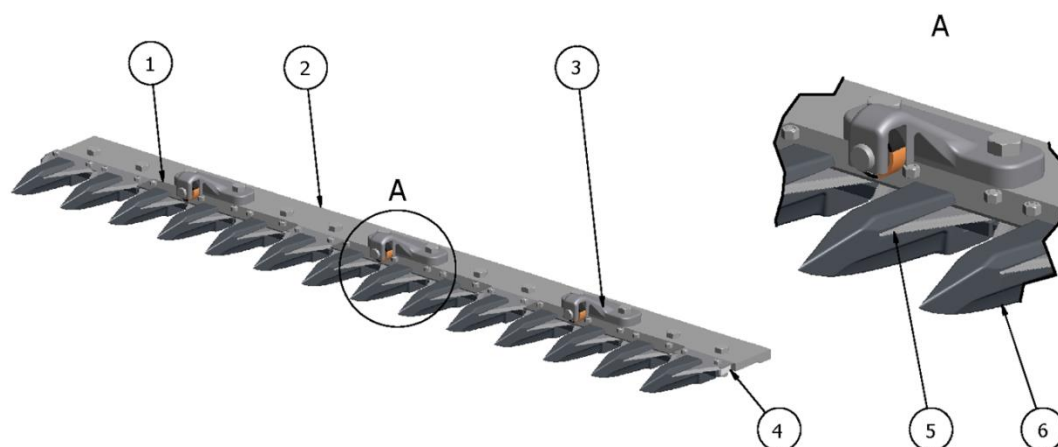
nożowa poddano procesowi galwanizacji. Te zabiegi mają pozwolić na obniżenie zapotrzebowania na moc potrzebną do pokonania sił tarcia w ruchu jałowym zespołu tnącego. PUBLIKACJE [I.3, I.11].

Nożycowo-palcowy zespół tnący przedstawiony na rysunku 47 składa się z dwóch zasadniczych elementów: nieruchomej belki palcowej 2 oraz listwy nożowej 4. Do belki palcowej przymocowane są podwójne palce 6, których boczne krawędzie stanowią krawędź przeciwną. W trakcie pracy zespołu tnącego listwa nożowa 4 wykonuje ruch posuwisto-zwrotny, a wraz z nią poruszają się nożyki 5 przymocowane do listy nożowej 4. W opisywanym nożycowo-palcowym zespole tnącym dla prawidłowego przylegania nożyków do krawędzi przeciwnych zastosowano przyciski 3 o innowacyjnej konstrukcji, które rozmieszczono przy co drugim palcu podwójnym. Na powierzchni nożyków zamocowano nakładki 1 stanowiące bieżnię dla rolek. Takie rozwiązanie pozwoliło na wyeliminowanie tarcia ślizgowego pomiędzy przyciskiem a nożykiem (występujących w znanych konstrukcjach nożycowo-palcowych zespołów tnących), zastępując je tarcie toczne pomiędzy rolką przycisku, a nakładką nożyka.

W rezultacie taka konstrukcja zespołu tnącego powoduje zmniejszenie oporów ruchu pochodzących od sił tarcia.

Ponadto powierzchnie palców, po których przemieszczają się nożyki i listwa nożowa zostały pokryte chromem, poprzez zastosowanie procesu galwanizacji. Tego rodzaju powłoki na wskazanych powierzchniach charakteryzują się zwiększoną twardością, odpornością na ścieranie oraz uzyskano efekt zmniejszenia współczynnika tarcia pomiędzy elementami współpracującymi.

Dodatkowo w nowej konstrukcji zespołu tnącego zastosowano stal 15H do wykonania listwy nożowej. Fakt ten spowodował zwiększenie wytrzymałości oraz twardości listwy nożowej w stosunku do tradycyjnego rozwiązania. Dzięki temu możliwe było zredukowanie powierzchni przekroju poprzecznego listwy nożowej o połowę, czego skutkiem jest obniżenie jej masy. Tego typu zmiany mają znaczący wpływ na zmniejszenie sił tarcia i sił bezwładności, co bezpośrednio przekłada się na zmniejszenie zapotrzebowania na energię nożycowo-palcowego zespołu tnącego.



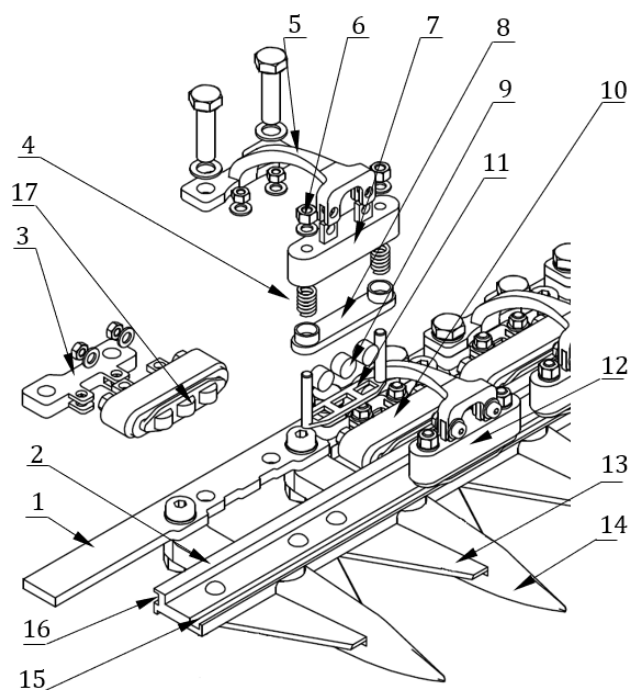
Rys. 47. Nowa konstrukcja nożycowo-palcowego zespołu tnącego [opracowanie własne habilitanta]:  
1 - nakładka nożyka, 2 - belka palcowa, 3 - przycisk, 4 - listwa nożowa, 5 - nożyk, 6 - palec

Przeprowadzono obliczenia wartości sił działających w układzie roboczym oraz zapotrzebowanie na moc w oparciu o narzędzie obliczeniowe opracowane na podstawie modeli obliczeniowych dostępnych w literaturze. Obliczeń dokonano dla tradycyjnej konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego, dla której zapotrzebowanie na moc wynosi 15,81 kW i dla

nowej konstrukcji zespołu tnącego, dla której zapotrzebowanie na moc wynosi 11,76 kW. Obliczenia jednoznacznie dowodzą, że zaproponowana nowa konstrukcja nożycowo-palcowego zespołu tnącego charakteryzuje się większą efektywnością funkcjonowania, z uwagi na fakt mniejszego zapotrzebowania na moc

Opisana wcześniej konstrukcja chroniona jest prawem ochronnym numer PL67617-Y1.

Druga z nowych konstrukcji zgłoszona do Urzędu Patentowego przez habilitanta to zespół tnący do maszyn żniwnych ze specjalnym prowadzeniem listwy nożowej zapewniający obniżenie oporów ruchu listwy nożowej, co przekłada się na zmniejszenie zapotrzebowania na moc (rys.48).



Rys. 48. Nowa konstrukcja nożycowo-palcowego zespołu tnącego [opracowanie własne habilitanta]:  
 1-belka palcowa, 2-listwa nożowa, 3-uchwyt, 4-sprężyna, 5-ramię, 6-połączenie gwintowe, 7-obudowa prowadnicy, 8-płytkę dociskową, 9-wałeczki toczne o osi poziomej, 10-zespół prowadzący poziomy, 11-koszyk ustalający, 12-zespół prowadzący pionowy, 13-nożyk, 14-palec, 15-tor wzdłużny, poziomy listwy nożowej, 16-tor wzdłużny, pionowy listwy nożowej, 17-wałeczki toczne o osi pionowej

Znane maszyny rolnicze (np. kombajny zbożowe) mają zespoły tnące o długości linii cięcia często przekraczającej 5 m, co powoduje trudności w osiągnięciu prawidłowego docisku i przylegania nożyków do stalek we wszystkich sekcjach tworzących zespół. Szczególnie ma to miejsce w przypadku ruchu posuwisto-zwrotnego listwy nożowej która jest pchana przez układ napędowy, najczęściej przez korbówód mechanizmu z tarczą wirującą. Efektem tego jest falowanie listwy nożowej, co przekłada się na zwiększone opory ruchu. Wynika to z faktu występowania bardzo dużego oporu tarcia ślizgowego, powstającego na styku listwy nożowej i przycisków oraz listwy nożowej i belki palcowej. Udział oporów tarcia listwy nożowej według badań autorów wynalazku może wynosić w przybliżeniu 85% i więcej, w całkowitym oporze jej ruchu, wynikającym z procesu cięcia materiału roślinnego.

Celem wynalazku jest zapewnienie właściwych warunków pracy listwy nożowej poprzez niwelowanie wpływu jej falowania na wzrost siły tarcia ślizgowego. Zmniejszone oddziaływanie sił tarcia w układzie tnącym, w efekcie zmniejszy opór ruchu.

W rozwiązaniu według wynalazku, przyciski ślizgowe zamocowane na belce palcowej zastąpiono nową konstrukcją prowadnic tocznych pionowych w postaci zespołu wałeczków o osi

poziomej, a tarcie ślizgowe wynikające z prowadzenia dolnego listwy nożowej wyeliminowano wprowadzając prowadnicę toczną poziomą z wałeczkami o osi pionowej. W efekcie czego tarcie ślizgowe listwy nożowej wyeliminowano i zastąpiono tarcie tocznym.

W rozwiązaniu pokazanym na rysunku 48 zespół tnący do maszyn żniwnych ze specjalnym prowadzeniem listwy nożowej składa się z belki palcowej 1 do której przymocowane są palce 14, których powierzchnia boczna stanowi krawędź przeciwną. Nożyki 13 przymocowane są do listwy nożowej 2 poruszają się ruchem posuwisto-zwrotnym i stanowią krawędź tnącą.

Do belki palcowej 1 przymocowane są zespoły prowadzące poziome 10 za pomocą uchwytu 3 oraz zespoły prowadzące pionowe 12 za pomocą ramienia 5. Zespoły prowadzące (prowadnica pozioma i pionowa) składają się z wałeczków tocznych 9 i 19, koszyka ustalającego 11 płytki dociskowej 8 ustalonej sprężynami 4 osadzonymi w obudowie prowadnicy 7. Elementy składowe prowadnic połączone są ze sobą za pomocą połączenia gwintowego 6.

Trzecią z nowych konstrukcji zespołów roboczych maszyn jaką habilitant przedłożył w Urzędzie Patentowym RP to nowa konstrukcja rozdrabniacza bijakowego, pt. „Zespół roboczy maszyny do rozdrabniania materiałów ziarnistych (rys. 49).

Nieustanny rozwój przemysłu wymaga poszukiwania związków przyczynowo-skutkowych zachodzących między właściwościami rozdrabnianego surowca a cechami konstrukcyjnymi maszyn rozdrabniających. Dlatego celem rozwoju konstrukcji rozdrabniaczy bijakowych jest minimalizowanie nakładów energetycznych na realizację procesu rozdrabniania, przy jednoczesnym zachowaniu dużej wydajności rozdrabniacza oraz wysokiej jakości rozdrobnionych ziaren zbóż.

Przedmiotem zgłoszenia patentowego jest zespół roboczy maszyny do rozdrabniania materiałów ziarnistych typu ziarna zbóż i kukurydzy.

Wadą i niedogodnością znanych rozwiązań konstrukcyjnych rozdrabniaczy bijakowych jest stosunkowo mała wydajność przy dużym zużyciu energii, zapychanie się sit oraz powstawanie wysokiej temperatury materiału, co w efekcie powoduje termiczne niszczenie jego struktury, a tym samym obniżenie wartości biologicznej rozdrabnianych materiałów. Wynika to z faktu, że pod wpływem uderzeń bijaków cząstki materiału zaczynają poruszać się po torze kołowym, tworząc cienką warstwę, wirującą na obwodzie wewnętrznym komory rozdrabniania, co powoduje, że pomimo nieraz wystarczającego stopnia rozdrobnienia, materiał krąży jednak jeszcze dość długo zanim przejdzie przez otwory w sitach i opuści komorę rozdrabniania. Dalsze pozostawanie materiału w komorze rozdrabniania, który osiągnął żądany już stopień rozdrobnienia powoduje tylko wzrost liczby uderzeń zbędnych i niepotrzebne dodatkowe zużycie energii.

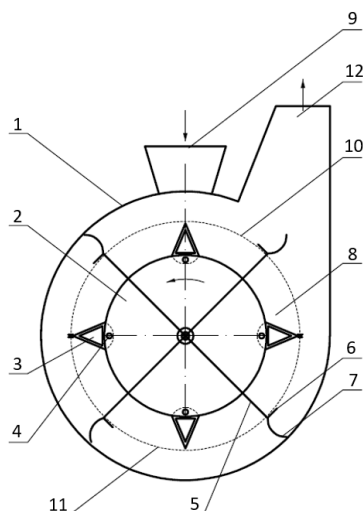
Dlatego habilitant razem z współautorem opracował nową konstrukcję maszyny do rozdrabniania materiału ziarnistego, w której usunięto znane wady i niedogodności występujące w znanych konstrukcjach rozdrabniaczy bijakowych. Nowe rozwiązanie zespołu roboczego zapewnia wzrost wydajności przy jednoczesnym spadku jednostkowego zużycia energii na rozdrabnianie oraz nie powoduje wzrostu temperatury materiału rozdrabnianego.

Istota wynalazku polega na tym, że zespół roboczy maszyny stanowi wirnik wielotarczowy osadzony na wale, do którego przymocowane są wahliwie poprzez sworznie bijaki, mocowane rozłącznie do wirnika mające kształt płytek w postaci wycinka kołowego o kącie rozwarcia od 30 do 40°, zaś otwór mocujący bijaka leży na osi symetrii wycinka kołowego w pobliżu jego podstawy łukowej. Bijaki są znamienne tym, że posiadają w środku wycięcie w kształcie trójkąta, co znacznie zmniejsza ich masę i ogranicza zużycie materiału na ich wyprodukowanie w stosunku do tradycyjnych konstrukcji. Ponadto, na wale wirnika osadzone są



ramiona z przymocowanymi skrobakami do czyszczenia sit od zewnątrz oraz łopatki zakrzywione do przodu na przedłużeniu ich. Obracające się z wirnikiem łopatki tworzą dmuchawę do transportu rozdrobnionego materiału (śruty).

Przedmiot wynalazku przedstawiony jest na rysunku 49 w widoku z boku.



Rys. 49. Zespół roboczy maszyny do rozdrabniania materiałów ziarnistych [opracowanie własne habilitanta]:  
 1-korpus rozdrabniacza, 2-wirnik, 3-bijaki, 4-sworznie bijaków, 5-ramiona skrobaków, 6-skrobaki, 7-łopatki wyrzutowe, 8-komora rozdrabniania, 9-kosz zasypowy, 10-sito górne, 11-sito dolne, 12-otwór wylotowy

W rozwiązaniu pokazanym na rysunku maszyna do rozdrabniania materiałów ziarnistych składa się z korpusu koncentrycznego 1, wewnątrz którego osadzony i ułożyskowany jest wirnik 2 z przymocowanymi symetrycznie w czterech rzędach bijakami 3 poprzez sworznie 4 oraz ramionami 5 do których przymocowane są skrobaki 6 z płytkami zakrzywionymi do przodu 7. Komora rozdrabniania 8 zasilana jest materiałem poosiowo z kosza zasypowego 9. Wirnik z bijakami opasany jest górnym 10 i dolnym sitem 11. Rozdrobniony materiał, który przeszedł przez sita 10 i 11 odprowadzany jest na zewnątrz maszyny otworem wylotowym 12.

Zaletą techniczną wynalazku jest to, że cząstki materiału rozdrabnianego uderzone przez bijaki w kształcie wycinka kołowego nie poruszają się po torze kołowym i nie tworzą pierścienia wirującego, lecz poruszają się w przybliżeniu promieniowo w stosunku do sit i natychmiast uderzają o sita. Powoduje to zwiększenie nacisku materiału na sita, a przez to szybsze przechodzenie produktu przez otwory. Intensywniejszy przepływ materiału rozdrobnionego przez sita wymaga ich czyszczenia, do czego przeznaczone są skrobaki. Ponadto, zastosowanie płytek zakrzywionych do przodu, przymocowanych do ramion wirnika powoduje wytworzenie strumienia powietrza i transport rozdrobnionego materiału otworem wylotowym na zewnątrz maszyny. Dzięki temu uzyskuje się zwiększenie wydajności maszyny i zmniejszenie zapotrzebowania na moc, a ponadto występuje małe nagrzewanie materiału, co jest zjawiskiem bardzo korzystnym. W przypadku rozdrabniania ziarna zbóż nie tworzy się szkodliwy pył mączny.

## 5. Podsumowanie – synteza osiągnięć naukowych, pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych, dydaktycznych i organizacyjnych

Szczegółowa analiza problematyki badawczej rozwiązanej przez innych autorów i rozwiniętej przez habilitanta wypełnia w szerokim zakresie obszar wiedzy związanej z teorią i konstrukcją zespołów tnących i rozdrabniających maszyn rolniczych. W wyniku prowadzenia przez habilitanta własnych działań naukowych powstał zbiór informacji niezbędnych na etapie projektowania nowych oraz optymalizacji istniejących już konstrukcji zespołów tnących (nożycowo-palcowych i bębnowych zespołów tnących) i rozdrabniających (bijkowy zespół rozdrabniający) maszyn.

Habilitant w ramach swojej pracy naukowej:

1. Opracował i rozwinął zagadnienia związane z kinematyką ruchu elementów roboczych nożycowo-palcowego zespołu tnącego, a w szczególności opracował autorski model obliczeń prędkości ruchu listwy nożowej;
2. Opracował i rozwinął zagadnienia związane dynamiką ruchu elementów roboczych nożycowo-palcowego zespołu tnącego, a w szczególności opracował model matematyczny, umożliwiający wyznaczenie współczynnika tarcia w parach kinematycznych zespołu tnącego podczas rzeczywistej pracy maszyny;
3. Opracował model matematyczny procesu cięcia pojedynczych źdźbeł nożycowo-palcowym zespołem tnącym uwzględniający skomplikowaną budowę fizykomechaniczną ciętego materiału;
4. Opracował autorski program komputerowy do obliczeń symulacyjnych na modelu matematycznym procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym;
5. Przeprowadził badania doświadczalne procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnących, na zaprojektowanym i zbudowanym przez siebie stanowisku badawczym, w ramach których wyznaczał energochłonność procesu cięcia;
6. Opracował modele matematyczne na potrzeby analizy procesu cięcia warstwy materiału roślinnego dla różnych konstrukcji bębnowych zespołów tnących;
7. Opracował autorski program komputerowy do obliczeń symulacyjnych procesu cięcia warstwy materiału bębnowym zespołem tnącym;
8. Przeprowadził badania doświadczalne procesu cięcia warstwy materiału roślinnego na zaprojektowanym i zbudowanym przez siebie stanowisku badawczym, w ramach których wyznaczano charakterystyki użytkowe zespołu tnącego;
9. Przeprowadził badania porównawcze dwóch konstrukcji zespołów roboczych rozdrabniacza bijkowego, w ramach których określano wpływ wybranych cech i parametrów konstrukcyjnych zespołu bijkowego na efektywność rozdrabniania materiału ziarnistego;
10. Opracował dwie nowe konstrukcje nożycowo-palcowego zespołu tnącego oraz nową konstrukcję zespołu roboczego maszyny do rozdrabniania materiałów ziarnistych.

Na całkowity dorobek naukowy habilitanta po doktoracie składają się 54 publikacje, w tym 8 publikacji indeksowanych w Web of Science (4 publikacje w czasopismach i 4 publikacje konferencyjne) oraz prawa ochronne 1 otrzymane i 3 zgłoszone.

Sumaryczna liczba punktów z dorobku naukowego (publikacyjnego) habilitanta, po uzyskaniu stopnia doktora, liczona bez podziału na współautorów wynosi 386 punktów, zgodnie z analizą bibliometryczną Biblioteki Głównej UTP w Bydgoszczy, którą przedstawiono w tabeli na rysunku 50.

Wykaz publikacji habilitanta zamieszczono w załączniku nr 4, natomiast zestawienie dorobku naukowo i pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych, dydaktycznych i organizacyjnych zestawiono w tabeli 5.

Jako dorobek naukowy stanowiący największe osiągnięcie w formie cyklu publikacji habilitant wskazał monografię, pt. „Teoria i konstrukcja zespołów tnących maszyn rolniczych” oraz 15 publikacji naukowych, z których 4 to artykuły naukowe w bazie Web of Science (lista A MNiSW), 2 artykuły w bazie Web of Science (wydawnictwa konferencyjne), 8 artykułów z listy B MNiSW i 1 artykuł w bazie Scopus.



Rys. 50. Analiza bibliometryczna habilitanta z okresu po doktoracie

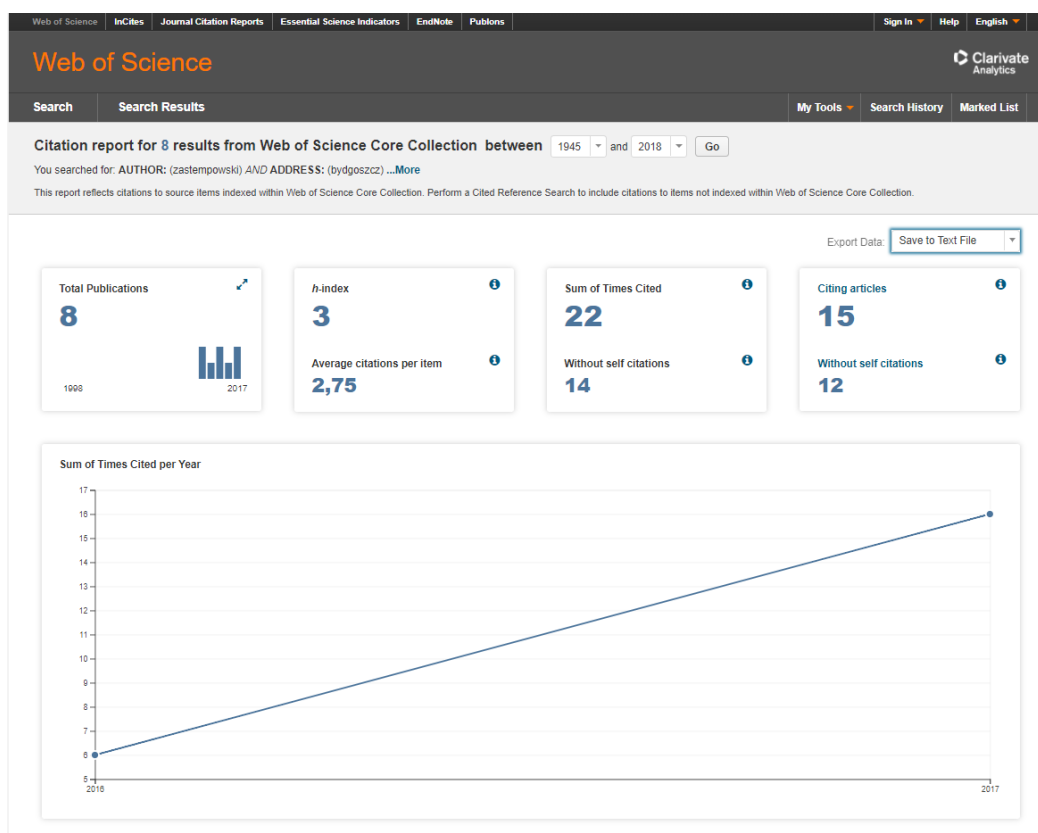
Tabela 5. Charakterystyka dorobku habilitanta

RODZAJ DOROBKU	OKRES			
	PRZED DOKTORATEM		PO DOKTORACIE	
	liczba	punkty	liczba	punkty
<i>Publikacje naukowe w czasopismach indeksowanych w WoS (Lista A MNiSW)</i>	-	-	4	100
<i>Pozostałe publikacje indeksowane w WoS</i>	-	-	4	55
<i>Publikacje naukowe w czasopismach z listy B MNiSW</i>	5	20	32	231
<i>Monografia naukowa</i>	-	-	1	-
<i>Publikacje w polskich czasopismach nieindeksowanych (w tym publikacje konferencyjne)</i>	6	-	5	-
<i>Publikacje w zagranicznych czasopismach nieindeksowanych (w tym publikacje konferencyjne)</i>	-	-	4	-
<i>Publikacje - rozdział w monografii w zagranicznych wydaniach</i>	-	-	3	-
<i>Udzielone prawa ochronne/zgłoszenia patentowe krajowe i zagraniczne</i>	-	-	1/3	-
<i>Autorstwo rozdziału w podręczniku dydaktycznym dla studentów</i>	-	-	1	-
<i>Kierowanie krajowymi projektami badawczymi oraz udział w takich projektach (w tym projekty we współpracy z przemysłem)</i>	-	-	9	-
<i>Wygłoszenie referatów na konferencjach krajowych</i>	4	-	14	-
<i>Wygłoszenie referatów na konferencjach międzynarodowych</i>	-	-	9	-
<i>Udział w komitetach organizacyjnych konferencji</i>	-	-	-	-
<i>Otrzymane nagrody i wyróżnienia</i>	-	-	12	-
<i>Udział w konsorcjach i sieciach badawczych</i>	-	-	-	-
<i>Udział w komitetach redakcyjnych czasopism z listy A MNiSW</i>	-	-	-	-
<i>Udział w komitetach redakcyjnych czasopism z listy B MNiSW</i>	-	-	1	-
<i>Członkostwo w międzynarodowych i krajowych organizacjach oraz towarzystwach naukowych</i>	-	-	3	-
<i>Opieka naukowa nad studentami – promotorstwo prac magisterskich i inżynierskich</i>	-	-	60	-

<i>Opieka naukowa nad doktorantami</i>	-	-	0	-
<i>Stáže w zagranicznych ośrodkach naukowych i akademickich</i>	-	-	5	-
<i>Wykonane ekspertyzy lub inne opracowania na zamówienie</i>	-	-	10	-

Zgodnie z obliczeniami według bazy Web of Science cytawalność dorobku naukowego habilitanta wynosi  $h\text{-index}=3$ . Sumaryczna liczba cytowań wynosi **22**, natomiast bez autocytowań wynosi **14**. Impact Factor uzyskany to **2,576**.

Na rysunku 51 i 52 zamieszczono raport cytawalności publikacji habilitanta wygenerowany przez Web of Science.



*Rys. 51. Raport cytawalności wygenerowane przez Web of Science – część 1*

	2014	2015	2016	2017	2018	Total	Average Citations per Year
Use the checkboxes to remove individual items from this Citation Report or restrict to items published between 1945 and 2018 Go	0	0	6	16	0	22	7.33
<input type="checkbox"/> 1. <b>MODELING OF CUTTING PROCESS BY THE SHEAR-FINGER CUTTING BLOCK</b> By: Zastempowski, M.; Bochat, A. APPLIED ENGINEERING IN AGRICULTURE Volume: 30 Issue: 3 Pages: 347-353 Published: MAY 2014	0	0	3	5	0	8	1.60
<input type="checkbox"/> 2. <b>MATHEMATICAL MODELLING OF ELASTIC DEFLECTION OF A TUBULAR CROSS-SECTION</b> By: Zastempowski, Marcin; Bochat, Andrzej POLISH MARITIME RESEARCH Volume: 22 Issue: 2 Pages: 93-100 Published: APR 2015	0	0	1	6	0	7	1.75
<input type="checkbox"/> 3. <b>TECHNICAL NOTE: MODELING THE DYNAMICS OF THE VEGETABLE MATERIAL DETACHMENT PROCESS FROM UNDISTURBED AREAS TO IMPROVE THE DESIGN OF SELECTED AGRICULTURAL MACHINES</b> By: Bochat, A.; Zastempowski, M. TRANSACTIONS OF THE ASABE Volume: 56 Issue: 4 Pages: 1309-1314 Published: JUL-AUG 2013	0	0	1	3	0	4	0.87
<input type="checkbox"/> 4. <b>A COMPARATIVE STUDY OF NEW AND TRADITIONAL DESIGNS OF A HAMMER MILL</b> By: Bochat, A.; Wesolowski, L.; Zastempowski, M. TRANSACTIONS OF THE ASABE Volume: 58 Issue: 3 Pages: 585-596 Published: 2015	0	0	1	1	0	2	0.50
<input type="checkbox"/> 5. <b>NEW SOLUTIONS IN HARVESTING PLANTS FOR POWER PURPOSES</b> By: Zastempowski, Marcin; Borowski, Sylwester; Kaszkowiak, Jerzy Book Group Author(s): CULSP Conference: 5th International Conference on Trends in Agricultural Engineering Location: Prague, CZECH REPUBLIC Date: SEP 03-06, 2013 TRENDS IN AGRICULTURAL ENGINEERING 2013 Pages: 673-676 Published: 2013	0	0	0	1	0	1	0.17
<input type="checkbox"/> 6. <b>KINEMATICS AND DYNAMICS OF THE MOVEMENT OF THE SELECTED CONSTRUCTIONS OF THE DISC CUTTING ASSEMBLIES</b> By: Bochat, A.; Zastempowski, M. Book Group Author(s): IT/ASCR Conference: 23rd International Conference on Engineering Mechanics Location: Svratka, CZECH REPUBLIC Date: MAY 15-18, 2017 Sponsor(s): Brno Univ Technol, Inst Solid Mech, Fac Mech Engn; Acad Sci Czech Repub, v v i Branch Brno, Inst Thermomechan; Assoc Eng Mech; Acad Sci Czech Republi v v i, Inst Theoret & Appl Mech; ZDAS, a s Zdar nad Sazavon; Czech Soc Mech; IFToMM Member Comm Czech Republ ENGINEERING MECHANICS 2017 Book Series: Engineering Mechanics Pages: 170-173 Published: 2017	0	0	0	0	0	0	0.00
<input type="checkbox"/> 7. <b>DYNAMICS OF MOVEMENT IN SCISSOR-FINGER CUTTING ASSEMBLY</b> By: Zastempowski, M. Book Group Author(s): IT/ASCR Conference: 23rd International Conference on Engineering Mechanics Location: Svratka, CZECH REPUBLIC Date: MAY 15-18, 2017 Sponsor(s): Brno Univ Technol, Inst Solid Mech, Fac Mech Engn; Acad Sci Czech Repub, v v i Branch Brno, Inst Thermomechan; Assoc Eng Mech; Acad Sci Czech Republi v v i, Inst Theoret & Appl Mech; ZDAS, a s Zdar nad Sazavon; Czech Soc Mech; IFToMM Member Comm Czech Republ ENGINEERING MECHANICS 2017 Book Series: Engineering Mechanics Pages: 1114-1117 Published: 2017	0	0	0	0	0	0	0.00
<input type="checkbox"/> 8. <b>INNOVATIVE CONSTRUCTIONS OF CUTTING AND GRINDING ASSEMBLIES OF AGRICULTURAL MACHINERY</b> By: Zastempowski, M.; Bochat, A. Edited by: Chotoborsky, R.; Kovar, S.; Krepcik, V.; et al. Conference: 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering (TAE) Location: Czech Univ Life Sci, Fac Engrn, Prague, CZECH REPUBLIC Date: SEP 07-09, 2016 PROCEEDING OF 6TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TRENDS IN AGRICULTURAL ENGINEERING 2016 Pages: 726-735 Published: 2016	0	0	0	0	0	0	0.00

Rys. 52. Raport cytawalności wygenerowane przez Web of Science na dzień – część 2

Analiza cytawalności dorobku habilitanta według danych zamieszczonych w Google Scholar wynosi  $h\text{-index}=4$ , a sumaryczna liczba cytowani wynosi 59. Raport wygenerowany w Google Scholar dla publikacji habilitanta zamieszczono na rysunku 53.



Rys. 52. Raport cytawalności wygenerowane przez Google Scholar

W ramach pracy w charakterze nauczyciela akademickiego habilitant podejmował następujące aktywności:

1. Opracował plany i programy studiów organizowanych na Wydziale Inżynierii Mechanicznej UTP w Bydgoszczy. W roku 2013 opracował plan i program nowej specjalności – Maszyny robocze dla kierunku Mechanika i budowa maszyn, a w roku 2018 opracował plan i program studiów dla nowo tworzonego kierunku Mechatronika.
2. Promotorstwo ponad 60 prac magisterskich i inżynierskich, zarówno teoretycznych, projektowych jak i badawczych. Prace realizowane były na pierwszym i drugim stopniu studiów stacjonarnych i niestacjonarnych na kierunkach mechanika i budowa maszyn oraz transport.
3. W latach 2010-2014 pełnił funkcje opiekuna studentów na kierunku technika rolnicza i leśna.
4. Zorganizował wycieczkę dla 50 studentów Wydziału Inżynierii Mechanicznej kierunków mechanika i budowa maszyn, transport oraz technika rolnicza i leśna na międzynarodowe targi maszyn roboczych DLG -AGRITECHNIKA w Hanowerze 17-18.11.2011.
5. Zorganizował wycieczkę dla 57 studentów Wydziału Inżynierii Mechanicznej kierunków mechanika i budowa maszyn, transport oraz technika rolnicza i leśna na międzynarodowe targi maszyn roboczych DLG -Bio Energy w Hanowerze 15-16.11.2012.
6. Habilitant w ramach pracy w charakterze nauczyciela akademickiego prowadzi zajęcia ze studentami na kierunkach mechanika i budowa maszyn, transport oraz zarządzanie i inżynieria produkcji w formie wykładów, ćwiczeń laboratoryjnych i audytoryjnych jak również projektów.
7. Cyklicznie uczestniczy oraz organizuje stanowiska pokazowe podczas Bydgoskiego Festiwalu Nauki, 2016, 2017, 2018.
8. Zorganizował stoisko promujące opracowany przez habilitanta nowy kierunek studiów Mechatronika na drzwiach otwartych dla uczniów szkół średnich, 2018.

Habilitant kierował również projektami badawczymi lub był ich głównym wykonawcą:

1. Projekt badawczy przyznany przez Urząd Marszałkowski województwa kujawsko -pomorskiego, finansowany ze środków Unii Europejskiej: Działanie 2.6. „Regionalne strategie innowacyjne i transfer wiedzy”, finansowanych ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego oraz ze środków Budżetu Państwa, pt: Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych rozdrabniacza bijakowego na efektywność rozdrabniania zbóż. Projekt realizowany w latach 2008-2010. Wykonawca.
2. Projekt rozwojowy nr 12-0032-04/2008 dofinansowany przez MNiSW, pt.: „Maszyny do zbioru wierzby krzewiastej metodą jednofazową i dwufazową”. Projekt realizowany przez Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu w latach 2008-2010 (kierownik projektu: Z. Zbytek, udział własny polegał na opracowaniu nowej koncepcji konstrukcji zespołu stożkowo-ślimakowego do rozdrabniania pędów wierzby krzewiastej -konsultacje.)

3. Badania nakładów energetycznych w procesie cięcia warstwy materiału roślinnego. Kierownik BS-32/2017.

We współpracy z przemysłem habilitant zrealizował następujące projekty w formie Vouchera Badawczego:

1. Opracowanie konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego kosiarki umożliwiającego uzyskanie oszczędności w aspekcie energii cięcia, ocena energochłonności zespołu. Voucher badawczy. VB/01/2012/044. Kierownik.
2. Opracowanie technologii wykorzystania odpadów pochodzenia roślinnego na cele energetyczne. Voucher badawczy. VB/02/2012/010. Główny wykonawca.
3. Wykonanie prototypu innowacyjnej kolumny grzewczej zasilanej peletem i jej badanie dla określenia prawidłowych parametrów pracy. Voucher badawczy. VB/03/2012/016. Główny wykonawca.
4. Analiza przyczyn uszkodzeń systemu łożyskowania turbosprężarek. Voucher badawczy. VB/01/2014/047. Główny wykonawca.
5. Opracowanie koncepcji, wykonanie prototypu i badanie zdalnego sterowania urządzeń elektrycznych małej i średniej mocy, odpornego na zakłócenia. Voucher badawczy. VB/03/2014/127 Główny wykonawca.
6. Analiza możliwości technicznych optymalizacji nakładów energetycznych suszarni przy suszeniu ziarna w suszarni konwekcyjnej. Voucher badawczy. VB/01/2014/018. Kierownik.

Habilitant wykonał osobiście lub brał czynny udział w pracach związanych z opracowaniem następujących ekspertyz:

1. Wykonanie ekspertyzy dla firmy METALKAS w Bydgoszczy, nt.: „Analiza energetyczna linii produkcyjnej zakładu”, 2017.
2. Wykonanie ekspertyzy dla firmy KAROL Sp. z o.o. z Aleksandrowa Kujawskiego, nt.: „Innowacyjność konstrukcji przenośnika łańcuchowego pionowego”, 2016.
3. Wykonanie ekspertyzy dla Miejskich Wodociągów i Oczyszczalni ścieków w Grudziądzu, nt.: „Ocena stanu technicznego silnika zasilanego biogazem”, 2017.
4. Wykonanie ekspertyzy dla firmy DROZAPOL-PROFIL S.A. z Bydgoszczy, nt.: „Innowacyjność linii technologicznej do cięcia poprzecznego blach gorącownicowych o grubości od 2 do 8 mm w oparciu o maszyny firmy STAM S.P.A.-Treviso, Włochy”, 2008.
5. Wykonanie ekspertyzy dla firmy DROZAPOL-PROFIL S.A. z Bydgoszczy, nt.: „Innowacyjność linii technologicznej do cięcia poprzecznego blach zimnowalcowanych, cynkowanych, aluminiowych o grubości od 0,4 do 2,5 mm w oparciu o maszyny firmy LMD – Barzago, Włochy”, 2008.
6. Wykonanie ekspertyzy dla firmy DROZAPOL-PROFIL S.A. z Bydgoszczy, nt.: „Innowacyjność linii technologicznej do cięcia wzdłużnego blach gorącownicowych, zimnowalcowanych, cynkowanych, powlekanych, aluminiowych o grubości od 5 do 6 mm w oparciu o maszyny firmy MECASTEEI S.R.L.-Sandrigo, Włochy”, 2009.



7. Wykonywanie ekspertyz na zlecenie Sądu Rejonowego w Bydgoszczy. Habilitant od 2017 roku został powołany do grona biegłych sądowych i wydaje opinie w dziedzinie maszyn i urządzeń technicznych w zakresie budowy i eksploatacji maszyn roboczych, oceny stanu technicznego maszyn rolniczych, transportowych oraz maszyn do robót ziemnych (4 opracowania).

Habilitant brał czynny i cykliczny udział w konferencjach krajowych międzynarodowych i zagranicznych międzynarodowych, m. in. w:

- konferencje krajowe

1. Konferencja Naukowo-Techniczna „Recykulacja w budowie maszyn” UTP w Bydgoszczy (2010, 2012, 2014).
2. Seminarium Naukowo-Techniczne „Żywnienie człowieka – Inżynieria Maszyn” UTP w Bydgoszczy. (2009, 2011).
3. Konferencja Naukowa „Postęp naukowo-techniczny i organizacyjny w rolnictwie” Uniwersytet Rolniczy w Krakowie (2011, 2012, 2013, 2016).
4. Badania empiryczne i symulacyjne na użytek projektowania maszyn rolniczych". Konferencja międzynarodowa, PIMR Poznań (2010, 2017).
5. Konferencja Międzynarodowa n.t.: Rolnictwo ekologiczne - stan obecny i perspektywy rozwoju - techniki, technologie, produkcja żywności". PIMR Poznań (2012).
6. I Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna – „Bezpieczeństwo techniczne – 2014” Wyższa Szkoła Oficerska Wojsk Lądowych imienia generała Tadeusza Kościuszki Wrocław.
7. Konferencja naukowa „DIAGNOSTYKA 2014 - warsztaty technik diagnozowania” UTP w Bydgoszczy.

- konferencje zagraniczne

1. 19<sup>th</sup> International Scientific Conference. Quality and reliability of technical systems. Nitra, Słowacja. 2014.
2. 20<sup>th</sup> International Scientific Conference. Quality and reliability of technical systems. Nitra, Słowacja. 2015.
3. III International Scientific and Technical Congress AGRICULTURAL MACHINERY. Varna, Bułgaria. 2015.
4. 13th INTERNATIONAL CONFERENCE. Dynamical Systems Theory and Applications. Łódź. Politechnika Łódzka. 2015.
5. 5<sup>th</sup> International Conference TAE 2013. Trends in agricultural engineering, Prague. Czech Republic. 2013.
6. 6<sup>th</sup> International Conference TAE 2016. Trends in agricultural engineering, Prague, Czech Republic. 2016.
7. 58th International Conference of Machine Design Departments - ICMD 2017, Prague, Czech Republic. 2017.

8. 23th International Conference - ENGINEERING MECHANICS 2017 - Svratka, Czech Republik. 2017.
9. 24th International Conference - ENGINEERING MECHANICS 2017 - Svratka, Czech Republik. 2018.

Habilitant odbył również następujące staże naukowe i naukowo-dydaktyczne:

1. Dwutygodniowy staż naukowy na Wydziale Technicznym Uniwersytetu Słowackiego w Nitrze. Tematyka stażu „Budowa i eksploatacja maszyn rolniczych”. 2012.
2. Tygodniowy staż naukowy na Wydziale Technicznym Uniwersytetu Słowackiego w Nitrze. Tematyka stażu „Budowa i eksploatacja maszyn rolniczych”. 2013.
3. Tygodniowy staż naukowo-dydaktyczny na University of South Bohemia w Czeskich Budziejowicach. Katedra Zamedelskej, dopravi a manipulacji. 2015.
4. Tygodniowy staż w ramach programu ERASMUS na Wydziale Technicznym Uniwersytetu Słowackiego w Nitrze. Mobility of Staff in higher education - Staff mobility for teaching and training activities. 2015.
5. Tygodniowy staż naukowy na Wydziale Technicznym Uniwersytetu Słowackiego w Nitrze. Tematyka stażu „Budowa i eksploatacja maszyn roboczych”. 2016.

Habilitant jest członkiem organizacji oraz towarzystw naukowych, takich jak:

1. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich oddział Bydgoszcz.
2. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich oddział Poznań.
3. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej

Habilitant pełnił funkcję konsultanta i współdziałał w opiece naukowej wraz z promotorem w przygotowaniu rozpraw doktorskich:

1. Marek Błaszczuk, tytuł rozprawy: „Wpływ cech konstrukcyjnych bębnowego zespołu tnącego na charakterystyki użytkowe cięcia materiałów roślinnych”. Praca realizowana i obroniona na Wydziale Inżynierii Mechanicznej Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Współdziałanie habilitanta w latach 2009-2010 polegało na opracowaniu i praktycznym zastosowaniu oprogramowania PP 203, które jest stosowane dla potrzeb pracy miernika dwukanałowego MW 2006-4 wykorzystywanego do wyznaczania momentu obrotowego i prędkości obrotowej wału bębna zespołu tnącego. Habilitant również opracował statystycznie wyniki badań doświadczalnych za pomocą opracowanego przez siebie, autorskiego programu komputerowego.
2. Leszek Wesołowski, tytuł rozprawy: „Badanie wpływu cech konstrukcyjnych zespołu bijakowego na efektywność rozdrabniania ziaren zbóż”. Praca realizowana i obroniona na Wydziale Inżynierii Mechanicznej Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Współdziałanie habilitanta w latach 2010-2012 polegało na opracowaniu i praktycznym zastosowaniu oprogramowania PP 203, które jest stosowane dla potrzeb

pracy miernika dwukanałowego MW 2006-4 wykorzystywanego do wyznaczania momentu obrotowego i prędkości obrotowej na wale wirnika rozdrabniacza typu WIR RB-1.3.

Habilitant uczestniczył także w recenzowaniu publikacji naukowych:

1. Postępy w Inżynierii Mechanicznej – udział w zespole redakcyjnym czasopisma i wykonywanie recenzji redakcyjnych dla każdego numeru czasopisma przed zakwalifikowaniem publikacji do druku (w 10 numerach czasopisma habilitant wykonał ponad 40 recenzji redakcyjnych).
2. Journal Research and Applications in Agricultural Engineering – udział jako recenzent pomocniczy w recenzowaniu 11 publikacji w latach 2012, 2016, 2017 i 2018.

Habilitant za swoją działalność naukową oraz organizacyjną otrzymał następujące nagrody i wyróżnienia:

1. Nagroda zespołowa II stopnia, Rektora UTP w Bydgoszczy za wyróżniające osiągnięcia w działalności dydaktycznej w 2010
2. Nagroda zespołowa II stopnia, Rektora UTP w Bydgoszczy za wyróżniające osiągnięcia w działalności organizacyjnej w 2013, 2014, 2015, 2016.
3. LAUR WIM Dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej za szczególne osiągnięcia naukowe oraz duże zaangażowanie i sumienne wypełnianie obowiązków. 2011, 2012, 2014, 2015.
4. Dodatek motywacyjny przyznawany przez JM Rektora UTP w Bydgoszczy dla wyróżniających się młodych pracowników naukowych 2014, 2015, 2016.

Od 2012 roku habilitant jest również członkiem zespołu redakcyjnego czasopisma naukowego „Postępy w inżynierii mechanicznej” które jest indeksowane na liście B MNiSW, a od 2010 roku pełni funkcję administratora i redaktora strony internetowej Wydziału Inżynierii Mechanicznej UTP w Bydgoszczy.

*Marcin Zastempowski*