

Zbyszek Zbytek, Wojciech Spychała, Grzegorz Wąchalcki,
Tadeusz Pawłowski, Włodzimierz Talarczyk
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu

BADANIA SYMULACYJNE WPŁYWU PROCESU ROZDRABNIANIA WIERZBY KRZEWIASTEJ NA RAMĘ MASZyny DO JEJ ZBIORU

Streszczenie

Podczas badań symulacyjnych określono siły działające na łożyska podpierające wał ostrza stożkowo-ślimakowego, które następnie odniesiono do połączeń śrubowych piasty zespołu rozdrabniającego z ramą nośną maszyny. Wyznaczone wartości sił wykorzystano w analizie wytrzymałości konstrukcji zespołu rozdrabniającego podczas pracy. Suma naprężeń średnich w węźle i amplitud nieznacznie przekracza wartości dopuszczalne dla rodzimego materiału.

Słowa kluczowe: badania symulacyjne, wierzba krzewiasta, zbiór, rozdrabnianie, rama maszyny, analiza wytrzymałości konstrukcji

Wprowadzenie

Ograniczone zasoby mineralnych surowców energetycznych zwiększyły zainteresowanie biomasą, pozyskiwaną dotychczas z lasów. Obecnie polskie rolnictwo staje się liczącym producentem energii powstającej z biomasy stałej. Rozwój produkcji biomasy na cele grzewcze może stanowić zachętę do uprawy roślin na cele nieżywnościowe oraz interesującą alternatywę dla przymusowego wyłączenia pól spod uprawy rolniczej. Jedną z roślin uprawianych do celów energetycznych jest wierzba krzewiasta (*Salix viminalis*). Największy problem w uprawach wierzby krzewiastej stanowi zbiór biomasy, który następuje po zakończeniu wegetacji i trwa od listopada do końca marca. Obecnie zbiór wierzby krzewiastej jest wykonywany ręcznie, maszynowo przy użyciu modernizowanych sieczkarni używanych przy zbiorze kukurydzy lub maszynami opracowanymi we własnym zakresie. Konieczna jest mechanizacja zbioru wierzby krzewiastej w aspekcie ciągle zwiększającej się powierzchni uprawy tej rośliny. W PIMR podjęto prace badawczo-rozwojowe nad maszynami do zbioru wierzby krzewiastej metodą jednofazową i dwufazową (Projekt rozwojowy NR 12-0032-04/2008 dofinansowany przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego). Sprawdzenie oddziaływań kinematycznych konstrukcji maszyn na etapie założeń konstrukcyj-

nych można przeprowadzić z zastosowaniem symulacyjnych metod badań z wykorzystaniem modelowania matematycznego na komputerowych stanowiskach badawczych.

Celem badań było wygenerowanie modelu obliczeniowego konstrukcji nośnej maszyny do zbioru jednofazowego oraz przeprowadzenie badań symulacyjnych w zakresie kinematyki i dynamiki.

Metody badań

Maszynę do zbioru jednofazowego wierzby krzewiastej poddano badaniom symulacyjnym, m.in. w celu określenia wpływu procesu rozdrabniania materiału na ramę maszyny. W tym celu określono siły działające na łożyska podpierające wał ostrza stożkowo-ślimakowego, które następnie odniesiono do połączeń śrubowych piasty zespołu rozdrabniającego z ramą nośną maszyny. Model obliczeniowy konstrukcji maszyny do zbioru jednofazowego opracowano oraz obliczenia przeprowadzono w systemie Autodesk Inventor Professional 2009.

Przedmiot badań

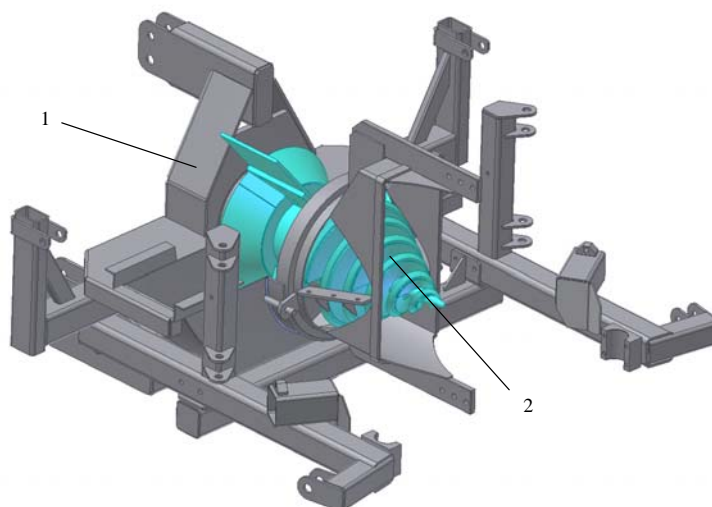
Obiektem badań symulacyjnych była opracowana maszyna do zbioru jednofazowego wierzby krzewiastej, która w jednym zabiegu ścina pędy wierzby, rozdrabnia i przesyła na równoległe prowadzony środek transportowy. Konstrukcja maszyny oparta jest na ramie nośnej, która mocowana jest na przednim trzypunktowym układzie zawieszenia ciągnika rolniczego. Do ramy maszyny mocowane są pozostałe zespoły: zespół tnący, zespół nagarniający oraz zespół rozdrabniający, zespół wyrzucający z kanałem transportowym zielonej masy. Napęd na zespół rozdrabniający stożkowo-ślimakowy jest przekazywany z przedniego WOM ciągnika, a pozostałe elementy robocze maszyny uzyskują napęd od silników hydraulicznych.

Na potrzeby badań symulacji kinematycznych opracowano model obliczeniowy, do którego globalnie przyłożono wektor grawitacji ($g = 9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$) [Zbytek i in. 2008]. Masę konstrukcji program komputerowy oblicza automatycznie na podstawie objętości zamodelowanej bryły oraz gęstości przypisanego do niej materiału. W symulacji ustalono nieruchomo elementy takie jak rama górna, rama dolna, odbierając im swobodę ruchu. Pozwoliło to na zbudowanie bardziej „oszczędnego” modelu kinematycznego. Uproszczenie to nie wpłynęło w sposób istotny na otrzymane wyniki, co potwierdziły wcześniej przeprowadzone analizy na modelach.

Wyniki badań i analiza wyników

Przeprowadzona symulacja umożliwiła określenie sił działających na ramę maszyny, powstałych w wyniku rozdrabniania materiału za pomocą zespołu rozdrabniającego stożkowo-ślimakowego. Rysunek 1 przedstawia uprosz-

czony model ramy wraz z zespołem stożkowo-ślimakowym. Rama została umieszczona nieruchomo. W tym celu wykorzystano dwa wiązania, sferyczne oraz punkt na linii. Podparcie w dwóch miejscach pozwoliło dodatkowo wyznaczyć siły, jakie będą działały na łożyska. Wiązania zlokalizowano dokładnie w środkach płaszczyzn łożysk.



Rys. 1. Uproszczony model obliczeniowy ostrza stożkowo-ślimakowego: - rama, 2- zespół stożkowo-ślimakowy)

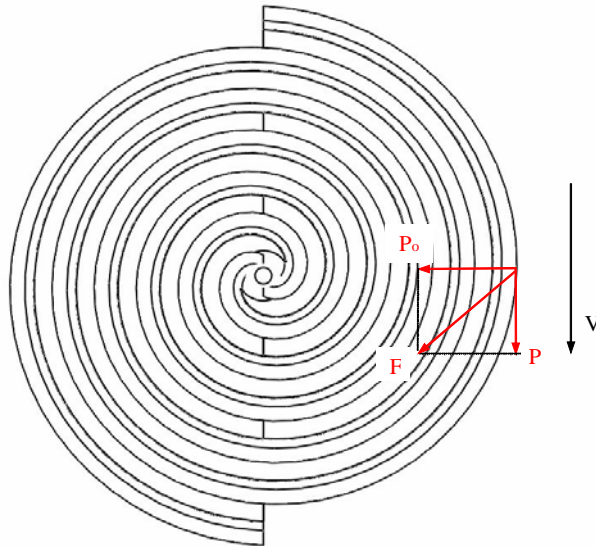
Fig. 1. Simplified computational model of conical-helical edge: 1- frame, 2- conical-helical assembly

Do wyznaczenia oporów skrawania zastosowano uproszczony model rozkładu sił (rys. 2). Początek układu sił znajduje się na wysokości krawędzi przeciwnącej noża. Przyjęto założenie, że ostrze noża rozdrabniającego tnie materiał prostopadle do krawędzi przeciwnącej. Opór skrawania F można podzielić na dwie składowe: siłę potrzebną do pokonania oporów skrawania równoległych do ruchu roboczego ostrza P i siłę skrawania powodującą nacisk noża na powierzchnię obrabianą P_0 .

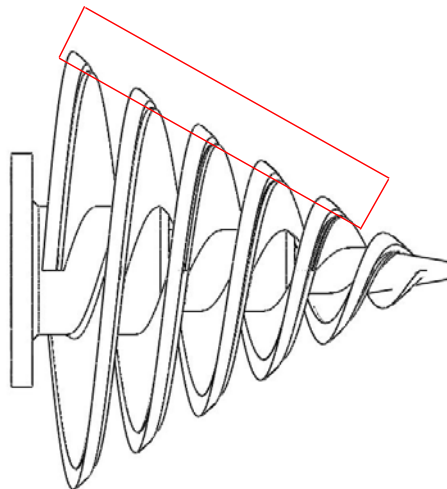
Do wyznaczenia sił działających na ostrze wykorzystano zagadnienia dotyczące cięcia ostrzem sekatora [Frączak, Mudryk 2006]. Siły działające na ostrze odczytano z wykresu przebiegu zmiany siły cięcia F pędu wierzby dla pędu wierzby o średnicy 30 mm. Do dalszych obliczeń przyjęto siłę F równą 200 daN, co jest zgodne z wykresem przebiegu zmiany siły cięcia F . Kąt pomiędzy siłą F a siłą odporu P_0 przyjęto $\alpha = 20^\circ$ i wynika z budowy komory rozdrabniającej i położenia krawędzi przeciwnącej.

W celu uzyskania wartości sił składowych P i P_0 dane podstawiono do wyrażenia $\cos \alpha = P/F$ [daN] i $\sin \alpha = P_0/F$ [daN]. Uzyskane wartości dla P i P_0 wyniosły odpowiednio 68 daN, 186 daN. Na rysunku 3 przedstawiono

schematycznie obszar, w którym układają się pędy wierzby w komorze rozdrabniającej maszyny (linia prostokąta wyznaczona na ostrzach zespołu stożkowo-slimakowego). Ze względu na wzdłużne wprowadzanie pędów wierzby do komory rozdrabniającej przyjęto, że materiał jest rozdrabniany w pięciu punktach noża zakreślonych obszarem prostokąta.

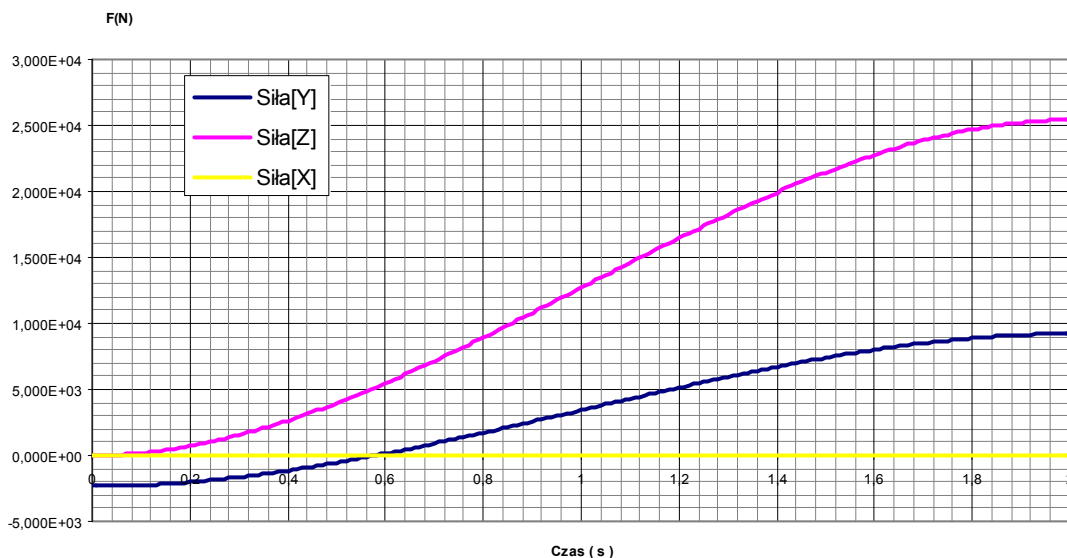


Rys. 2. Opór skrawania i jego składowe na ostrzu stożkowo ślimakowym
Fig. 2. Cutting resistance and its components on the conical-helical edge



Rys. 3. Nóż stożkowo ślimakowy wraz z obszarem jego pracy
Fig. 3. Conical-helical cutter with the sphere of its action

W celu określenia oddziaływania procesu rozdrabniania materiału na ramę maszyny do zbioru wierzby krzewiastej określono siły działające na łożyska podpierające wał ostrza stożkowo-ślimakowego. Wyznaczone siły odniesiono do połączeń śrubowych piasty zespołu rozdrabniającego z ramą nośną maszyny. Wykres sił działających na przednie łożysko wału ostrza rozdrabniającego przedstawia rysunek 4.



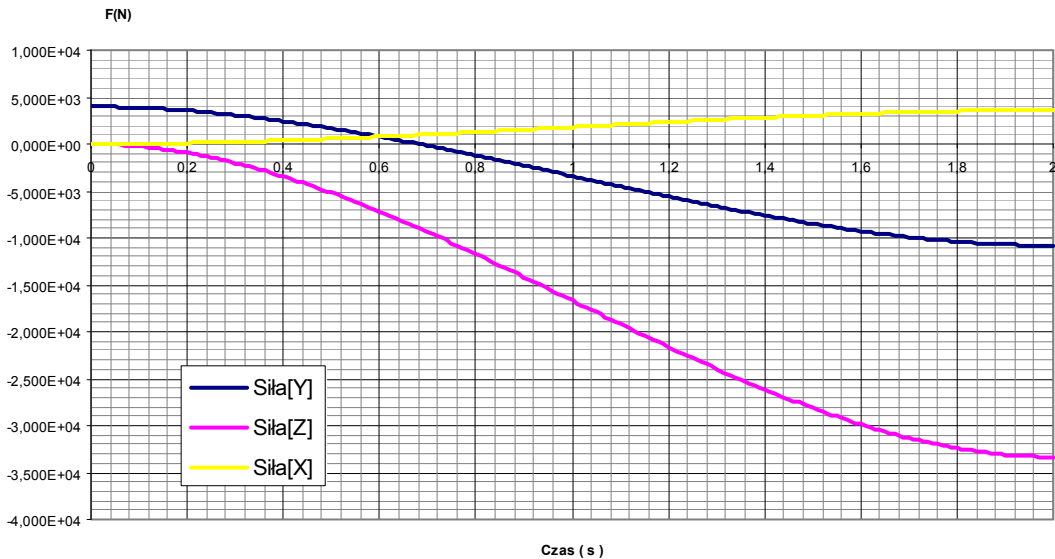
Rys. 4. Wykres sił działających na przednie łożysko wału ostrza rozdrabniającego
 Fig. 4. Diagram of the forces acting on frontal bearing of disintegrating edge shaft

W trakcie trwania symulacji siły działające na element rozdrabniący wzrastały od 0 N do maksymalnej wartości przez okres 2 sekund. Składowa pionowa Y w wyniku przyrostu sił spowodowała wzrost siły do ok. 9 kN. Składowa pozioma w wyniku sił odporu wyniosła 25 N.

Inne wartości sił zarejestrowano na tylnym łożysku wału ostrza rozdrabniającego, osadzonym od strony WOM (rys. 5). Uzyskany przebieg sił jest zbliżony, jednak ich wartości są przeciwne w wyniku jednostronnego działania sił na ostrza noża stożkowo-ślimakowego. Odnotowano niewielki wzrost siły poosiowej X, która osiągnęła wartość ok. 360 N. Przeprowadzona symulacja wykazała, że dla składowej pionowej wartość siły rośnie do ok. 10 kN, a w przypadku składowej poziomej siła wzrosła do ok. 33 kN. Moment skręcający działający na wał rozdrabniacza wyniósł 400 Nm.

Wyznaczone podczas badań symulacyjnych wartości sił działających na przednie i tylne łożysko wału ostrza rozdrabniającego wykorzystano w analizie wytrzymałości konstrukcji zespołu rozdrabniającego stożkowo-ślimakowego podczas pracy [Zbytek i in. 2008]. W tym celu wygenerowano model

obliczeniowy MES, który powstał na bazie geometrii 3D maszyny do zbioru wierzby metodą jednofazową. W modelu obliczeniowym zastosowano uproszczenia polegające na zastąpieniu pojedynczą powierzchnią fragmentów konstrukcji tam, gdzie nachodziły na siebie wzajemnie blachy. W miejscach tych grubość pojedynczej powierzchni równa jest sumie grubości wszystkich występujących w tym miejscu blach. Wprowadzone powyższe uproszczenia konstrukcji tworzą ograniczenia w odzwierciedleniu koncentracji naprężeń w poszczególnych elementach.



Rys. 5. Wykres sił działających na tylne łożysko wału ostrza rozdrabniającego
Fig. 5. Diagram of the forces acting on rear bearing of disintegrating edge shaft

W wyniku przeprowadzonej analizy uzyskano naprężenia w osłonie noża rozdrabniającego stożkowo-ślimakowego, które osiągnęły wartość ok. 214 MPa (w górnej jej części), ok. 156 MPa w przedniej i ok. 100 MPa w tylnej. Dla wymienionych części osłony średnie wartości naprężeń wyniosły odpowiednio: 111; 85 i 51 MPa. Maksymalna amplituda naprężeń wyniosła 102 MPa w górnej części komory.

Uwzględniając maksymalne wartości naprężeń uśrednionych oraz amplitudę naprężeń w odniesieniu do wartości naprężeń dopuszczalnych wg wykresu Goodmana-Smitha dla stali S355J2G3, stwierdzono, iż w badanej konstrukcji występują przekroczenia wartości dopuszczalnych w węzłach górnej części komory rozdrabniającej. W punkcie tym występuje również wysoka amplituda naprężeń w czasie pracy maszyny. Suma naprężeń średnich w węzle i amplitud nieznacznie przekracza wartości dopuszczalne dla rodzimego materiału. Biorąc pod uwagę uśrednianie poziomu naprężeń w środkach ciężkości elementów, generowane przez system, dopuszcza się przyjęcie granicznych wartości dla rodzimego materiału jako wartości dopuszczalnych.

Wnioski

1. Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły wyznaczyć siły w łożyskach podporowych zespołu rozdrabniającego (przedniego i tylnego).
2. W celu określenia oddziaływania procesu rozdrabniania materiału na ramę maszyny do zbioru wierzby krzewiastej określono siły działające na łożyska podpierające wał ostrza stożkowo-ślimakowego.
3. Wyznaczone siły odniesiono do połączeń śrubowych piasty zespołu rozdrabniającego z ramą nośną maszyny, które posłużyły do wyznaczenia naprężeń w ramie maszyny oraz osłonie noża stożkowo-ślimakowego.
4. Koncentracja naprężenia wystąpiła w osłonie noża rozdrabniającego stożkowo-ślimakowego w górnej jej części (ok. 215 MPa). Biorąc pod uwagę uśrednianie poziomu naprężeń w środkach ciężkości elementów, generowane przez system, przyjęto graniczne wartości dla rodzimego materiału jako wartości dopuszczalne.

Bibliografia

Zbytek Z., Łowiński Ł., Spychała W., Wąchalski G. i in. 2008. Wygenerowanie modelu maszyn do zbioru jedno oraz dwufazowego i przeprowadzenie badań symulacyjnych w zakresie kinematyki i dynamiki. Praca niepublikowana. PIMR, Poznań

J. Frączak, K. Mudryk. 2006. Metoda określenia oporów cięcia pędów wierzby energetycznej. Inżynieria Rolnicza, Nr 13

Zbytek Z., Łowiński Ł., Spychała W. i in. 2008. Wielowariantowa analiza wytrzymałości konstrukcji maszyn do zbioru jedno i dwufazowego. Praca niepublikowana. PIMR, Poznań