

## SIMULATION RESEARCH OF IMPACT OF CUTTING RESISTANCE ON MACHINE FRAME

### Summary

The construction and operation of the machine for single phase and two - phase harvest of willow were treated in this article. The results of simulation and strength tests concerning the impact of cutting resistance on the frame of the two versions of the machines were presented. The results of executed simulations were presented in graphic form.

## BADANIA SYMULACYJNE WPLYWU OPORÓW CIĘCIA NA RAMĘ MASZYNY

### Streszczenie

Omówiono budowę i działanie maszyny do jednofazowego i dwufazowego zbioru wierzby krzewiastej. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i wytrzymałościowych dotyczących wpływu oporów cięcia na ramę nośną obu wersji maszyn. Wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawiono w postaci graficznej.

### 1. Wstęp

Wzrost powierzchni upraw roślin energetycznych w kraju, w tym wierzby krzewiastej (*Salix viminalis*) i krótki okres możliwego zbioru jej pędów stanowi problem dla rodzimych plantatorów. Dotychczasowe, mało wydajne sposoby zbioru: ręczny, maszynowy przy użyciu modernizowanych siewek stosowanych przy zbiorze kukurydzy lub maszynami opracowanymi we własnym zakresie, okazują się niewystarczające. Aby sprostać wymaganiom powiększającej się produkcji konieczna jest mechanizacja procesu zbioru wierzby krzewiastej i stworzenie szeregu nowych wydajniejszych maszyn.

W Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych podjęto prace badawczo rozwojowe nad maszynami do zbioru wierzby krzewiastej metodą jednofazową i dwufazową\*.

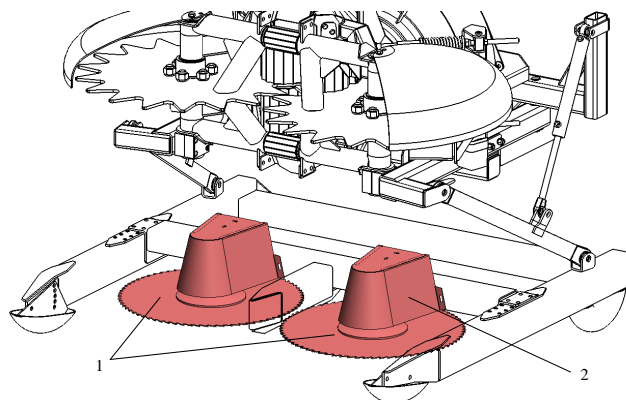
### 2. Materiał i metody

Obiektem badań była maszyna do zbioru jednofazowego wierzby krzewiastej, która w jednym zabiegu ścina pędy wierzby, rozdrabnia i przesyła je 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, zespół rozdrabniający, zespół wyrzucający z kanałem transportowym zielonej masy. Badaniom symulacyjnym poddano również maszynę do zbioru dwufazowego, która ścina pędy i zespołem podającym transportuje je do skrzyni ładunkowej.

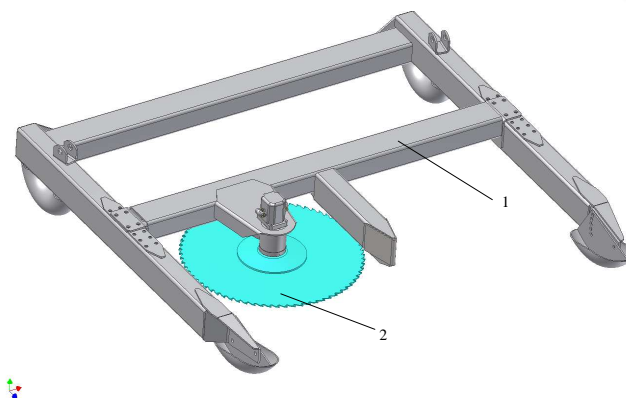
W obu rodzajach maszyn zastosowano układ dwóch pił tarczowych, występujący w dolnej części ramy nośnej (rys. 1), Tarcze pił o średnicy 800 mm (1), z 84 zębami tnącymi, napędzane są silnikami hydraulicznymi. Tarcze obracają się wspólnie z prędkością ok. 2100 obr/min. Mechanizm napędowy zabezpieczono osłonami z blachy o grubości 2 mm (2).

Na rys. 2 przedstawiono uproszczony model ramy (1) z jedną piłą tarczową (2). Elementy ruchome zaznaczono kolorem błękitnym. Rama została umieszczona nieruchomo. Piłę związano z korpusem za pomocą dwóch połączeń, sferycznego oraz punkt na linii. Do wyznaczenia sił działających

w łożyskach pił zastosowano podparcie w dwóch miejscach. Wiązania zlokalizowano w środkach płaszczyzn łożysk stożkowych.

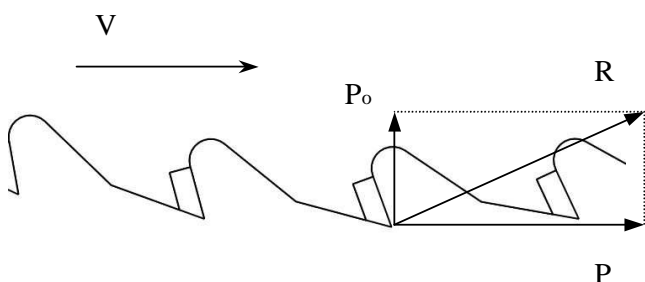


Rys. 1. Model bryłowy CAD 3D pił tarczowych na przykładzie maszyny jednofazowej – opis w tekście  
Fig. 1. 3D CAD solid model of circular saws on the example of single-phase machines - the description in the text



Rys. 2. Uproszczony model obliczeniowy piły tarczowej na przykładzie maszyny jednofazowej – opis w tekście  
Fig. 2. Simplified computational model of circular saw on the example of one-phase machines- the description in the text

Do wyznaczenia oporów skrawania wykorzystano uproszczony model rozkładu sił (rys. 3). Przyjmując założenie, że piła tarczowa ścina materiał równoległe do podłoża, to opór skrawania  $R$  można podzielić na dwie składowe. Siłę potrzebną do pokonania oporów skrawania, równoległych do ruchu roboczego ostrza -  $P$ , wyznaczono z wyrażenia (1).



Rys. 3. Opór skrawania i jego składowe  
Fig. 3. Cutting resistance and its components

$$P = kF[daN] \quad (1)$$

$$F = bg[mm^2] \quad (2)$$

gdzie:

- $P$  - siła skrawania,
- $k$  - opór właściwy skrawania,
- $F$  - pole przekroju wióra,
- $b$  - szerokość wióra,
- $g$  - grubość wióra.

Współczynnik  $k$  dla drewna wierzbowego, dla ostrza o ostrej krawędzi wykonującej cięcie poprzeczne, przyjęto  $3,2 \text{ daN/mm}^2$ . Szerokość wióra  $b$  równa jest grubości zęba piły tarczowej zastosowanej w maszynie i wynosi  $5 \text{ mm}$ . Wartość posuwu równą grubości wióra  $g$  przyjęto z wykresu producenta piły tarczowej,  $0,4 \text{ mm}$  na ząb. Prędkość posuwu wynika z prędkości roboczej maszyny  $6 \text{ km/h}$  oraz z prędkości obrotowej piły tarczowej  $n=2100 \text{ obr/min}$ . Po wstawieniu powyższych wartości do równania siły  $P$  uzyskano wartość siły działającej na pojedynczy ząb piły.

$$P = kb g[daN]$$

$$P = 3,2 \cdot 5 \cdot 0,4 = 6,4[daN]$$

Składową  $P_o$  prostopadłą do siły skrawania powodującą nacisk noża na powierzchnię obrabianą wyznaczono z wyrażenia (3). Współczynnik odporu  $c$  dla ostrza o średnio stępionej krawędzi wynosi  $0,5$ .

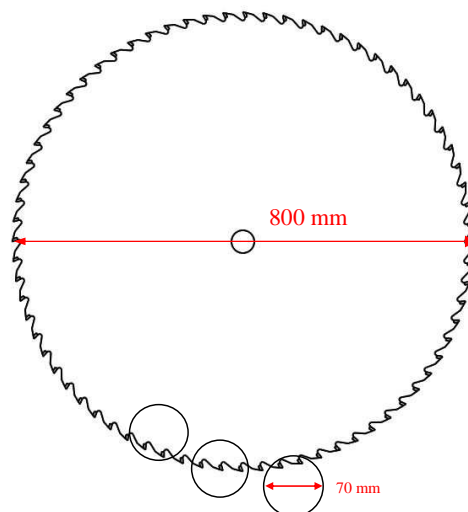
$$P_o = cP[daN] \quad (3)$$

gdzie:

- $P_o$  - siła odporu,
- $c$  - współczynnik odporu.

Po podstawieniu wartości liczbowych, uzyskano wartość siły działającej na pojedynczy ząb piły tarczowej, która wyniosła  $3,2 \text{ [daN]}$ .

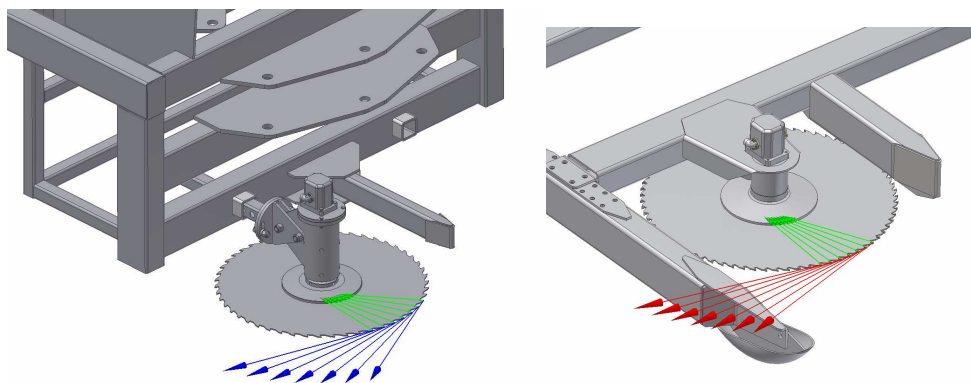
Rys. 4 przedstawia uproszczony schemat pracy piły w trakcie cięcia trzech pędów wierzby w karpie. Wszystkie pędy mają założoną średnicę  $70 \text{ mm}$ , odpowiadającą średnicy grubości trzyletniej wierzby w plantacji. W wyniku jednoczesnego cięcia trzech pędów opory skrawania działają jednocześnie na siedem zębów piły tarczowej.



Rys. 4. Przykład równoczesnego cięcia trzech pędów wierzby piłą tarczową

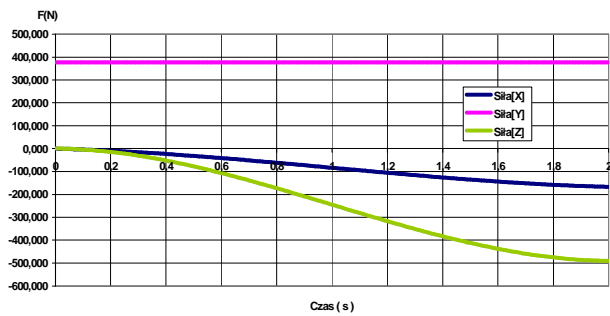
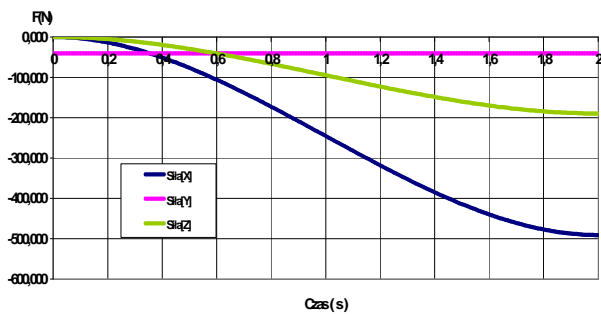
Fig. 4. Example of simultaneous cutting of three willow shoots with circular saw

Rys. 5 przedstawia punkty, w których przyłożono siły wynikające z obciążeń działających na tarcze podczas cięcia wierzby. Kolorem niebieskim i czerwonym oznaczono siły skrawające działające na zęby podczas cięcia, a kolorem zielonym siły odporu wynikające z przesuwu maszyny. Obliczona z wzorów (1-3) wartość siły skrawania wynosi  $64 \text{ N}$ , a wartość siły odporu  $32 \text{ N}$ . Aby zasymulować cięcie jednoczesne trzech pędów wierzby o średnicy  $70 \text{ mm}$  obciążenie przyłożono na siedmiu zębach. Przyjęty przypadek można uznać za maksymalne obciążenie piły.



Rys. 5. Model obliczeniowy pił tarczowych z przyłożonymi siłami oporów roboczych (maszyna dwufazowa z lewej, jednofazowa z prawej)

Fig. 5. Computational model of circular saw blades with applied working resistance forces (the two-phase machine on the left side, single phase - on the right)



Rys. 6. Wykres rozkładu sił w składowych X,Y i Z dla pił tarczowych powstałych w wyniku oporów cięcia dla maszyny jednoetapowej (z lewej) i dwuetapowej (z prawej)

Fig. 6. Graph of force distribution in the component X, Y and Z for circular saws resulting from cutting resistance of one-step (on the left side) and two-step machine (on the right)

Określone opory cięcia, jakie mogą wystąpić podczas pracy, odniesiono do połączeń pił tarczowych z ramą. Pomimo zastosowania tych samych elementów tnących w obu maszynach, wykonano osobne symulacje ze względu na różne układy mocowania zespołu tnącego.

Wszystkie przedstawione wykresy wyskalowane są w tych samych jednostkach, oś OY wyraża siłę w [N], a oś OX czas pomiaru w [s].

Rys. 6 przedstawia wykresy wygenerowane w symulacji, przedstawiające rozkład sił w składowych X Y Z dla piły tarczowej powstałych w wyniku oporów cięcia. Przebieg całej symulacji trwa 2 sekundy, siły przyłożone do tarczy piły działają narastająco i osiągają swoją maksymalną wartość w drugiej sekundzie. W maszynie jednoetapowej na piłę działa niewielka siła poosiowa, która osiąga wartość 40 N. Największą siłę generują opory skrawania oraz siły działające w wyniku odporu tarczy i wynoszą odpowiednio 480 N oraz 190 N.

W maszynie dwuetapowej na piłę działa siła poosiowa, która osiąga wartość 380 N. Podobnie jak w układzie piły w maszynie jednoetapowej, tak i w dwuetapowej największą siłę generują opory skrawania i wynoszą maksymalnie 490 N oraz siły działające w wyniku odporu tarczy wynoszące 180 N. Uzyskane wartości sił wykorzystano w analizie wytrzymałości ram obu maszyn.

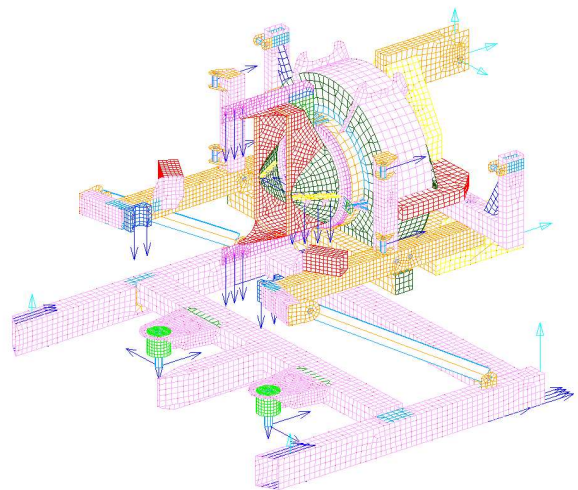
Obciążenia konstrukcji nośnej maszyny do zbioru wierzby krzewiastej metodą jednoetapową podczas pracy przedstawiono na rys. 7. Maszyna podczas pracy zagregowana jest z ciągnikiem na jego przednim TUZ i obciążona siłą dynamiczną pochodzącą od oporów pił tarczowych, oporów na nożu rozdrabniającym stożkowo-ślimakowym oraz oporów na ślizgach ramy dolnej. Prędkość robocza wynosi 4 km/h. Uwzględniona została nadwyżka dynamiczna 0,2.

Przypadek obciążeń konstrukcji nośnej podczas pracy. Przyczepa obciążona jest ładunkiem o masie 1200 kg. Uwzględniono opór toczenia przyczepy z pełnym obciążeniem po powierzchni pola. Przyłożony jest opór pochodzący od pracujących pił tnących. Dyszel jest skrecony pod kątem 30 stopni w lewą stronę. Prędkość jazdy przyczepy wynosi 4 km/h (rys. 9).

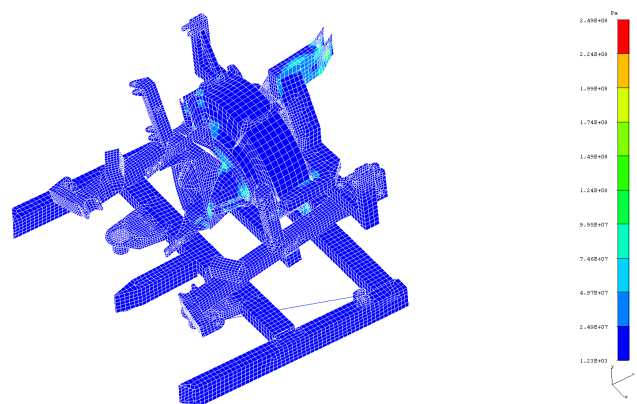
### 3. Wyniki

W wyniku przeprowadzonej analizy wykazano wpływ sił pochodzących od oporów cięcia dla maszyny jedno i dwuetapowej. Maksymalne naprężenia uzyskane w wyniku

obliczeń wyniosły 25 MPa dla maszyny do zbioru jednofazowego (rys. 8) oraz 15 MPa dla maszyny do zbioru dwufazowego (rys. 10). Analiza oporów cięcia oprócz wykazania wpływu sił na ramę obu maszyn, pomocna była w doborze silników hydraulicznych pił tarczowych.

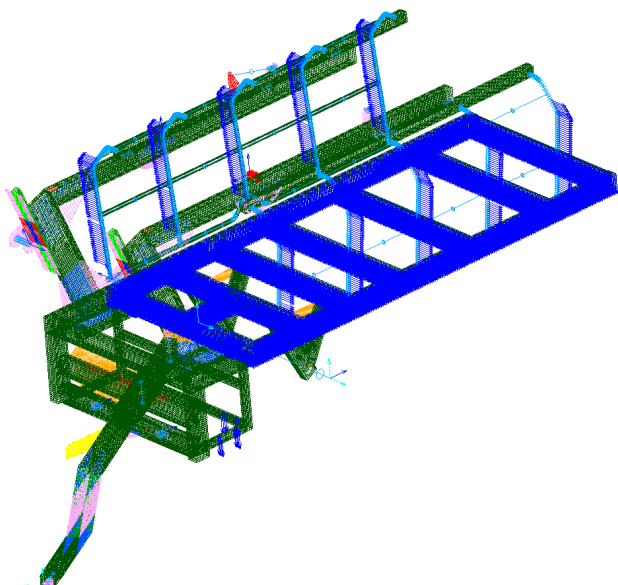


Rys. 7. Model obliczeniowy MES z odebranymi stopniami swobody oraz siłami pochodzącymi od obciążeń – przypadek pracy  
Fig. 7. FEM computational model with collected freedom degrees and forces originating from the charges - the case of labor



Rys. 8. Maszyna do zbioru wierzby krzewiastej metodą jednoetapową – naprężenia zredukowane Misses'a – przypadek LC1 – widok ogólny – górna część

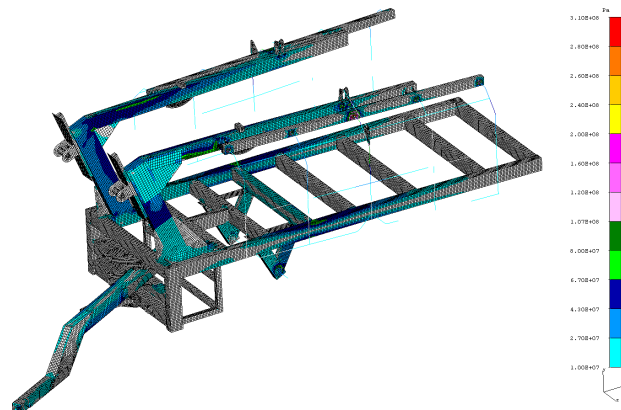
Fig. 8. Machine for willow harvesting by means of one-step method - Misses reduced stress - the case of LC1 - general view - the upper part



Rys. 9. Model obliczeniowy MES z odebranymi stopniami swobody oraz siłami pochodzącymi od obciążeń – przypadek LC0  
*Fig. 9. FEM computational model with collected freedom degrees and forces originating from the charges - the case of LC0*

#### 4. Wnioski

Analiza wytrzymałościowa wykazała nieznaczny wpływ oporów cięcia na ramę w przypadku obu maszyn. Nie zanotowano znaczącego wzrostu naprężeń w układzie mocowania pił tarczowych. Wartości graniczne dla wybranych materiałów nie zostały przekroczone. Wyniki dowodzą poprawności doboru elementów konstrukcyjnych.



Rys. 10. Maszyna do zbioru dwufazowego wierzby – naprężenia zredukowane Misses`a – przypadek LC0 – widok ogólny  
*Fig. 10. Machine for two-phase willow harvesting - Misses stress reduced - the case of LC0 - general view*

#### 5. Literatura

- [1] Zbytek Z., Łowiński Ł., Spychała W., Wąchalcki G.: Wygenerowanie modelu maszyn do zbioru jedno oraz dwufazowego i przeprowadzenie badań symulacyjnych w zakresie kinematyki i dynamiki, praca nie publikowana, PIMR, 2008.
- [2] Zienkiewicz O.C., Taylor R. L.: The Finite Element Method. Vol. 2 Solid Mechanics, V edition, Butterworth-Heinemann 2000.
- [3] Zbytek Z., Łowiński Ł., Spychała W.: Wielowariantowa analiza wytrzymałości konstrukcji maszyn do zbioru jedno i dwufazowego, praca nie publikowana, PIMR, 2008.

\* Projekt rozwojowy NR 12-0032-04/2008 dofinansowany przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego