

## MODEL MATEMATYCZNY MOCY EFEKTYWNEJ TOPOROWEGO ZESPOŁU TNĄCEGO WYPOSAŻONEGO W ELEMENTY WSPOMAGAJĄCE ROZDRABNIANIE ROŚLIN

Aleksander Lisowski, Piotr Wardecki, Krzysztof Kostyra, Krzysztof Świątek  
*Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych, Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego*

**Streszczenie.** Celem pracy było określenie wpływu dodatkowych elementów wspomagających rozdrabnianie roślin na nakłady energetyczne, poniesione przez toporowy zespół tnący siewkarni polowej wyposażony w dodatkowe elementy robocze. Opracowano model teoretyczny do określenia zapotrzebowania mocy efektywnej zespołu tnącego z dodatkowymi elementami roboczymi. Struktura modelu odzwierciedla zidentyfikowane zjawiska (w tym również nowe), związane z cięciem roślin przez noże zespołu tnącego, odrzuceniem odciętych roślin na powierzchnię obudowy zespołu, które było wspomagane przez listwy promieniowe, tarciami na tej powierzchni obudowy oraz na powierzchni karbowanych płytek dennych, ścisaniem cząstek roślin w szczelinie roboczej między płytką denną a łopatkami rzutnika oraz wyrzutem siewki do kanału wyrzutowego siewkarni polowej.

**Słowa kluczowe:** siewkarnia polowa, elementy wspomagające, model matematyczny

### Wstęp

W siewkarniach polowych stosuje się różne elementy wspomagające rozdrabnianie. Są to płytki denne, karbowane łopatki rzutników, listwy promieniowe, kraty docinające, walce zgniatająco-rozcierające i inne. Elementy te różnią się między sobą konstrukcją oraz sposobem oddziaływania na cząstki. Mogą one powodować docinanie, gniecienie, rozcieranie lub rozbijanie siewki. Stosuje się elementy czynne lub bierne. W różnym stopniu wpływają one na nakłady energetyczne oraz jakość uzyskanego materiału. Dlatego bardzo trudno jest wskazać najbardziej korzystne rozwiązanie, co potwierdza różnorodność konstrukcji [Gieroba i Niedziółka 1988; Valiev 1989; Gieroba i Niedziółka 1994; Przybył 1995; Dulcet 1997; Dmitrewski i in. 1998, 2000; Lisowski 2003, 2004; Niedziółka 2004].

Celem pracy było określenie wpływu dodatkowych elementów wspomagających rozdrabnianie roślin na nakłady energetyczne, potrzebne do przygotowania odpowiedniej jakości siewki w toporowym zespole rozdrabniającym siewkarni polowej, co wymagało również sformułowania teoretycznie poprawnych równań, opisujących dynamikę pracy tak złożonego zespołu roboczego.

## Metodyka badań

Badania przeprowadzono na stanowisku stacjonarnym składającym się z sieczkarni polowej z toporowym zespołem rozdrabniającym i przenośnika taśmowego, na którym układano rośliny. Zespoły robocze maszyny napędzane od wału odbioru mocy ciągnika Ursus 1234 o mocy silnika 85 kW.

Metodyka badań obejmowała:

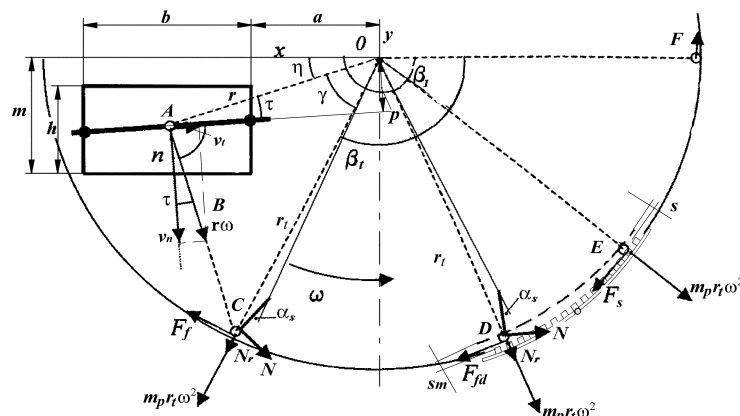
- skalowanie czujników i przetworników pomiarowych oraz sprawdzenie wyposażenia pomiarowego i badawczego,
- charakterystykę przygotowanego materiału roślinnego do cięcia na sieczkę,
- pomiary energetyczne zespołów roboczych sieczkarni w warunkach stacjonarnych (pomiary momentu i prędkości obrotowej wału odbioru mocy ciągnika w celu wyznaczenia mocy na WOM oraz pomiary natężenia przepływu oleju hydraulicznego oraz ciśnienia oleju na wejściu i wyjściu silników hydraulicznych, napędzających walce wciągająco-zgniatające sieczkarni w celu wyznaczenia mocy pobieranej przez te walce, podbieracz i ich mechanizmy napędowe).
- pomiary strumienia masy przepływającego przez zespoły sieczkarni w warunkach stacjonarnych (pomiar masy sieczki na pomostowej wadze elektronicznej w czasie rzeczywistym).

## Omówienie wyników badań

Na podstawie wyników badań oraz interpretacji zjawisk opracowano model matematyczny obciążeń występujących podczas procesu cięcia i dodatkowego rozdrabniania roślin w zespole rozdrabniającym sieczkarni. Zgodnie z przeprowadzoną analizą literaturową, obciążenia związane z tymi procesami rozpatrywano jako sumę obciążeń występujących w kolejnych etapach obróbki materiału roślinnego. Przy analizowaniu potencjalnych źródeł obciążeń, występujących w trakcie rozdrabniania roślin, uwzględniono zwłaszcza te, które są efektem działania elementów wspomagających rozdrabnianie. Stanowi to istotną nowość prezentowanego modelu matematycznego w stosunku do już opracowanych i opublikowanych struktur. Uwzględniając zjawiska fizyczne, jakie zachodzą podczas działania elementów roboczych, sformułowano zależność na całkowitą moc efektywną potrzebną do pracy zespołu rozdrabniającego ( $P_t$ ). Przyjęto, że głównymi składnikami tej mocy są: moc związana z cięciem warstwy materiału ( $P_c$ ), odrzuceniem pociętych cząstek ( $P_r$ ), przemieszczaniem cząstek po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego ( $P_f$ ), przecieraniem cząstek po płycie dennej ( $P_{fd}$ ), ściskaniem cząstek w szczelinie roboczej ( $P_s$ ) oraz z wyrzuceniem ich poza zespół rozdrabniający do kanału wyrzutowego sieczkarni ( $P_p$ ).

$$P_t = P_c + P_r + P_f + P_{fd} + P_s + P_p \quad (1)$$

Na rysunku 1 przedstawiono schemat kinematyczny zespołu rozdrabniającego, na którym pokazano charakterystyczne etapy procesu cięcia i dodatkowego rozdrabniania cząstek roślin. Zaznaczono również najważniejsze parametry konstrukcyjne i techniczne zespołu oraz wielkości kinematyczne i dynamiczne, które wynikają ze współdziałania elementów roboczych tego zespołu.



Źródło: opracowanie własne

Rys. 1. Przebieg procesu rozdrabniania: A – cięcie, B – odrzucenie cząstek, C – tarcie po obudowie, D – przecieranie na płytce dennej, E – ściskanie w obszarze szczeliny roboczej, F – wyrzucanie poza zespół rozdrabniający

Fig. 1. Process of chopping: A – cutting, B – throwing of particles, C – friction on the housing, D – friction on the bottom plate, E – compressing in working clearance, F – throwing out of chopping unit

Całkowite zapotrzebowanie na moc efektywną do pracy zespołu rozdrabniającego, wyposażonego w toporowy zespół tnący i dodatkowe elementy robocze w postaci listew promieniowych oraz łopatek rzutnika i płytki dennej, w konfiguracji ze szczeliną roboczą między nimi określono z zależności:

$$P_i = L_j \frac{bh\omega z}{2\pi} + \lambda \frac{(1+k)^2 \cos^2 \tau + f^2 \sin^2 \tau}{2} q_m \omega^2 r^2 + \mu k_r f_p q_m \omega^2 r_i^2 (\beta_t - \beta_{td}) + \mu_d k_r f_p q_m \omega^2 r_i k \frac{b_k}{\cos \alpha_k} + \mu_s q_m \omega^2 r_l d \frac{s_m - s}{s_m} + \lambda_h \frac{q_m \omega^2 r_t^2}{2} \quad (2)$$

Wartości jednostkowej pracy cięcia ( $L_j=6637 \text{ J}\cdot\text{m}^{-2}$ ), współczynnika związanego z niejednorodnością odciętej porcji materiału ( $\lambda=0,3$ ), współczynnika tarcia materiału roślinnego o powierzchnię obudowy zespołu rozdrabniającego ( $\mu=0,6$ ), różnicy współczynników tarcia materiału roślinnego o łopatkę rzutnika i karby płytki dennej ( $\mu_d=0,02$ ), współczynnika ściskania materiału w obszarze szczeliny roboczej ( $\mu_s=0,6$ ), współczynnika korekcyjnego prędkości wyrzutu sieczki ( $\lambda_h=0,6$ ) zostały wyznaczone metodą statystyczną z wykorzystaniem programu komputerowego Statgraphics v.4.1 na podstawie danych doświadczalnych uzyskanych w wyniku badań stacjonarnych. Ich wartości zostały obliczone za pomocą regresji wielokrotnej. Stwierdzono, że wszystkie wartości współczynników są statystycznie istotne na poziomie istotności nie większym niż 0,0001, a współczynnik determinacji dla mocy efektywnej wynosi 94,38%.

Moc efektywną obliczano dla 2, 5 lub 10 noży ( $z$ ). Prędkość kątową tarczy nożowej ( $\omega$ ) zmieniano w zakresie 47,2-104,7 rad·s<sup>-1</sup>, a strumień wilgotnego materiału roślinnego ( $q_m$ ) w zakresie 1,1-4,7 kg·s<sup>-1</sup>. Wprowadzono współczynnik zależny od rodzaju łopatek rzutnika ( $k_r$ ), który dla łopatki z lewostronnym skosem karbów i dla gładkiej wyniósł 1,25, natomiast dla łopatki z prawostronnym skosem karbów – 1. Współczynnik zależny od rodzaju listwy promieniowej ( $f_p$ ) dla listwy karbowanej i gładkiej wyniósł 1,35. W przypadku braku listwy promieniowej przyjęto współczynnik 1. Szczelina robocza na wyjściu ( $s_m$ ) wynosiła od 2 do 8 mm, a na wejściu ( $s$ ) zawsze 8 mm. Współczynnik zmiany składowej normalnej prędkości odrzutu ( $k$ ) odciętej porcji materiału (zależny od listwy promieniowej) dla listwy promieniowej karbowanej i gładkiej wyniósł 0,5 a w przypadku braku listwy - 0,3. Droga kątowna występowania karbów na płycie dennej ( $\beta_{id}$ ) zarówno dla płytki cepowej, jak i prętowej jest równa 0,63 rad. Liczba karbów ( $i_k$ ) na płycie dennej cepowej wynosi 6 a dla prętowej - 15, zaś szerokość karbu ( $b_k$ ) na płycie dennej odpowiednio 0,007 i 0,010 m. Współczynnik zmiany składowej stycznej prędkości odrzutu odciętej porcji materiału ( $f$ ) jest wartością stałą i wynosi 0,5. Promień tarczy nożowej ( $r_t$ ) jest równy 0,455 m, długość karbowanej części płytki dennej ( $l_d$ ) - 0,3 m, a kąt ustawienia karbów ( $\alpha_k$ ) - 30°. Szerokość gardzieli doprowadzającej ( $b$ ) wynosi 0,340 m.

Analiza logiczna wpływu zależności na moc efektywną zespołu rozdrabniającego, wyposażonego w dodatkowe elementy wspomagające proces rozdrabniania ziarna i rozrywania źdźbeł roślin pozwala stwierdzić, że zawiera ona większość najistotniejszych parametrów decydujących o działaniu zespołu i najlepiej odzwierciedla rzeczywisty proces jego pracy.

Wyróżnienie zjawisk jakie zachodzą podczas wymuszeń dodatkowych elementów na rozdrabniany materiał roślinny było całkowicie nowym podejściem do procesu rozdrabniania roślin przez toporowy zespół rozdrabniający. Dotychczas w modelu matematycznym pracy toporowego zespołu rozdrabniającego uwzględnione były trzy składniki mocy: zapotrzebowanie mocy na cięcie, zapotrzebowanie mocy do odrzucenia cząstek, zapotrzebowanie mocy na przemieszczanie cząstek po obudowie [Dmitrewski 1978; Kanafojski 1980]. Przy czym zjawisko odrzutu odciętej porcji roślin przez noże i listwy promieniowe na powierzchnię obudowy zespołu rozdrabniającego oraz zjawisko wyrzutu sieczki do kanału wyrzutowego sieczkarni polowej zostały tutaj uwzględnione jako jeden składnik mocy. Jeden z najnowszych modeli matematycznych, rozwinięty przez Čepurnoja i Belova [2004] zawiera cztery składniki mocy. Prócz wymienionych wyżej autorzy wprowadzili również zapotrzebowanie mocy na pokonanie oporów powietrza. Struktura modelu matematycznego, która przedstawiana jest w literaturze, nie uwzględnia natomiast zjawisk, jakie zachodzą na powierzchni karbowanej płytki dennej i w szczelinie roboczej między płytką denną a łopatkami rzutnika.

Przedstawiona w artykule struktura modelu zapotrzebowania mocy efektywnej do napędu zespołu rozdrabniającego jest istotnym rozszerzeniem dotychczasowej teorii, która była prezentowana w dostępnej literaturze.

## Podsumowanie

1. Analiza wyników badań eksperymentalnych, przeprowadzonych w warunkach stacjonarnych, a które dotyczyły wpływu wymuszeń pochodzących od dodatkowych elementów roboczych na rozdrabnianie ziaren i rozrywanie roślin kukurydzy, w kombinacji z aspektami energetycznymi pozwoliła na sformułowanie modelu matematycznego

pracy toporowego zespołu rozdrabniającego, wyposażonego w listwy promieniowe, łopatkę rzutnika i płytkę denną, pracujących przy zróżnicowanej konfiguracji szczeliny roboczej między płytką denną a łopatkami rzutnika.

2. Model matematyczny zapotrzebowania mocy efektywnej do pracy zespołu rozdrabniającego bazuje na teoretycznych podstawach fizyki i mechaniki oraz zawiera sześć składników mocy, które są odzwierciedleniem zjawisk zachodzących podczas procesu cięcia, tarcia, rozrywania, ściskania i dynamicznego oddziaływania elementów roboczych na rośliny kukurydzy.
3. Przeprowadzone badania i analizy potwierdziły prawidłowość opracowanego modelu matematycznego mocy efektywnej, przyczyniając się do lepszego poznania procesów zachodzących w toporowym zespole tnącym z dodatkowymi elementami roboczymi podczas rozdrabniania roślin kukurydzy zbieranej siewkarnią polową oraz wyjaśnienia wpływu parametrów technicznych maszyny na przebieg i efekt tych procesów.
4. Zaprezentowany w pracy model matematyczny i wyniki badań poszerzają wiedzę naukową i użyteczną oraz rozszerzają zasięg i uzupełniają braki istniejące w teorii modelowania procesów zachodzących w toporowym zespole rozdrabniającym z dodatkowymi elementami roboczymi, stosowanymi w siewkarniach polowych do zbioru roślin kukurydzy.

*Praca naukowa finansowana ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2007-2010 jako projekt badawczy N502 006 32/0677.*

## Bibliografia

- Čepurnoj A.I., Belov M.I.** 2004. Rasčet diskovo izmiej'čajušče-švytrajuščeĝo aparata. Trakt. Selchozmaš. 11. s. 33-42.
- Dmitrewski J.** 1978. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. t. 3. PWRiL. Warszawa. s. 428.
- Dmitrewski J., Gach S., Waszkiewicz Cz.** 1998. Aktualne tendencje w budowie kombajnów do zbioru zielonek. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej 4. s. 2-7.
- Dmitrewski J., Gach S., Waszkiewicz Cz.** 2000. Analiza rozwiązań konstrukcyjnych zespołów rozdrabniających i transportujących w kombajnach zielonkowych. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej 4. s. 2-6.
- Dulcet E.** 1997. Maszyny do zbioru zielonek na kiszoncek. Technika Rolnicza 4(46). s. 10-11.
- Gieroba J., Niedziółka I.** 1988. Ocena przydatności krat docinających do rozdrabniania łodyg kukurydzy zbieranej na ziarno. Rocznik Nauk Rolniczych. t. 77-C4. s. 153-172.
- Gieroba J., Niedziółka I.** 1994. Analiza jakości rozdrabniania łodyg kukurydzy zbieranej na ziarno. Problemy Inżynierii Rolniczej nr 3. s. 21.
- Kanafojski C.** 1980. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. t. 2. Cz. I. PWRiL. Warszawa. ss. 548.
- Lisowski A.** 2003. Rynek ciągnikowych siewkarń zbierających. Rolniczy Przegląd Techniczny 10(56). s. 24-26.
- Lisowski A.** 2004. Rynek samojezdnych siewkarń do zbioru kukurydzy. Rolniczy Przegląd Techniczny 9(67). s. 32-34.
- Niedziółka I.** 2004. Zbiór kukurydzy na ziarno i na kiszoncek. Technika Rolnicza 15. s. 8-12.
- Przybył J.** 1995. Maszyny do zbioru kukurydzy na kiszoncek i na ziarno. Kukurydza 2(5). s. 13-14.
- Valiev M.** 1989. Napravlenija sovieršenstvovanija izmiej'čajuščiĝ aparatov i dozimej'čajuščiĝ ustrojstw. Trakt. Selchozmaš (7). s. 31-35.

## **MATHEMATICAL MODEL FOR EFFECTIVE POWER OF A FLYWHEEL CUTTING UNIT EQUIPPED WITH ELEMENTS SUPPORTING PLANT SHREDDING PROCESS**

**Abstract.** The purpose of the work was to determine the impact of extra elements supporting plant shredding on expenditure of power from flywheel cutting unit in field chaff cutter, equipped with additional working elements. A theoretical model was developed for the purposes of determining effective power demand of cutting unit with extra working elements. The model structure reflects identified phenomena (including new ones too) related to: plant cutting by cutting unit knives, rejection of cut off plants onto the unit housing surface (supported by radial strips), friction on this housing surface and on the surface of corrugated bottom plates, squeezing of plant pieces in a working gap between bottom plate and feeder beater blades, and chaff ejection to field chaff cutter ejection conduit.

**Key words:** field chaff cutter, supporting elements, mathematical model

**Adres do korespondencji:**

Aleksander Lisowski; e-mail: [aleksander\\_lisowski@sggw.pl](mailto:aleksander_lisowski@sggw.pl)  
Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych  
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego  
ul. Nowoursynowska 164  
02-787 Warszawa