

Wyznaczanie obciążeń energetycznych zespołów roboczych sieczkarń polowych

Jarosław Chlebowski

*Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych,
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego,
ul. Nowoursynowska 166, 02-787 Warszawa
e-mail: jaroslaw_chlebowski@sggw.pl*

Słowa kluczowe: sieczkarnia, zespoły robocze, zapotrzebowanie mocy

Wstęp

Podstawę produkcji mleka stanowią wysokiej jakości pasze objętościowe. W nowoczesnym żywieniu bydła są one źródłem składników pokarmowych i włókna stymulującego przeżuwanie oraz są potrzebne dla prawidłowej pracy żwacza. Skutecznym sposobem konserwowania zielonek jest ich przechowywanie w postaci kiszonek lub sianokiszonek. Jednym z ważniejszych czynników wpływających na jakość kiszonki jest pocięcie zielonki na cząstki o wyrównanym rozkładzie wymiarów, spełniających wymagania technologiczne zakiszania i jakościowe, odnoszące się do paszy. Długość sieczki przy zakiszaniu traw i roślin motylkowatych powinna wynosić 20–30 mm, a kukurydzy 5–15 mm [22]. Przy zbiorze kukurydzy na kisonkę wymagane jest dokładne rozdrobnienie ziarna. Zaleca się, aby 95–97% ziarna kukurydzy było rozgniecione, pokruszone lub miało otartą okrywę nasienną [8]. W przeciwnym wypadku składniki pokarmowe zawarte w ziarnie nieuszkodzonym, mimo zakiszania, nie będą przyswajane przez zwierzęta.

W wielu technologiach zbioru zielonek jako podstawowe maszyny stosuje się sieczkarnie dokładnego cięcia, które są niezbędne przy zbiorze kukurydzy na kisonkę i zapewniają uzyskanie paszy o odpowiednim rozdrobnieniu. Produkowane sieczkarnie mogą być wyposażane w różne zespoły robocze, służące do ścinania roślin wysokołodygowych oraz toporowe lub bębnowe zespoły rozdrabniające różniące się sposobem przemieszczania materiału roślinnego. W bębnowych sieczkarniach stosuje się zwykle dodatkowy zespół walców rozdrabniających ziarno oraz dmuchawę do transportu pneumatycznego sieczki poza maszynę na przyczepy objętościowe lub inne skrzynie środków transportowych. Stosowanie tych urządzeń powoduje uzyska-

nie lepszej paszy charakteryzującej się dużą wartością odżywczą oraz łatwiejszą strawnością ziarna [1, 15, 23, 24]. W badaniach tego zespołu, oprócz obciążeń energetycznych, często ocenia się jakość rozdrobnionego surowca pod względem żywieniowym.

W siewczkarniach toporowych do rozdrabniania siewczki kukurydzy wykorzystuje się łopatki wirnika nożowego oraz płytkę denną umieszczoną w jego obudowie, przy czym w tym przypadku do transportu siewczki w kanale wyrzutowym wykorzystuje się głównie energię kinetyczną, jaką odbierają cząstki od elementów obrotowych tego zespołu.

Zespoły robocze siewczkarń polowych różnią się konstrukcją i parametrami technicznymi. Dobranie najkorzystniejszych parametrów technicznych i eksploatacyjnych w zespołach siewczkarń polowych używanych w różnych warunkach polowych jest trudne i wymaga zbadania oraz praktycznego sprawdzenia wariantów pracy zespołów roboczych. Jednak metoda eksperymentu naturalnego jest pracochłonna oraz kosztowna i wielu przypadkach nie pozwala wykorzystać wyników badań uzyskanych dla innych warunków polowych. Znacznie większe możliwości daje prognozowanie wskaźników energetycznych pracy siewczkarni, w danych warunkach polowych, na podstawie matematycznych modeli, odzwierciedlających obciążenia energetyczne zespołów roboczych maszyny. Modele takie pozwolą na wstępną ocenę porównawczą przydatności siewczkarń z różnymi zespołami roboczymi i o różnych parametrach technicznych dla konkretnego użytkownika.

Struktura mocy do napędu zespołów roboczych siewczkarni

W obecnie produkowanych siewczkarniach polowych ciągnikowych i samojezdnych moc potrzebna do napędu wszystkich zespołów roboczych, w zależności od parametrów roboczych techniczno–eksploatacyjnych zawiera się w przedziale 25–750 kW. Składa się na to moc potrzebna do przetaczania maszyny, podbierania roślin (lub ich ścinania), podawania do zespołu rozdrabniającego oraz rozdrabniania, przy czym udział poszczególnych składników mocy jest zróżnicowany. O’Dogherty [17] wskazuje, że 85% całkowitej energii dostarczonej do maszyny jest zużywane przez zespół rozdrabniający, z czego 35% przypada na cięcie roślin, a 50% zużywane jest na transport rozdrobnionego materiału roślinnego, który obejmuje jego przyśpieszenie, pokonanie sił tarcia o obudowę wirnika lub bębna oraz opór powietrza w kanale wyrzutowym. Niektórzy autorzy wskazują, że zapotrzebowanie mocy na zagęszczanie i podawanie materiału do zespołów rozdrabniających wynosi od 15% [17] do 20% [21], a na ścinanie roślin lub podbieranie materiału z pokosu ponad 10%.

Nowsze badania wskazują, że udział mocy potrzebnej do napędu zespołów rozdrabniających w całkowitej mocy wymaganej do pracy siewczkarni jest mniejszy [28]. Pintara [21] stwierdził, że w siewczkarniach bębnowych rozdrabnianie wraz z wyrzucaniem siewczki pochłania około 50% mocy silnika napędowego. Zmiany tych

proporcji mogą wynikać ze zróżnicowania konstrukcji zespołów roboczych siewek polowych. Według Garbersa i Frerichsa [4] w siewkach samojezdnych moc potrzebna do rozdrabniania roślin stanowi 54% mocy całkowitej. Dodatkowe rozdrobnienie siewki wymaga 26%, w tym 9% mocy całkowitej zużywane jest na wyrzucenie siewki. Zespoły ścinające kukurydzę zużywają około 7% mocy, a walce wciągająco-zgniatające 4%. Na przetaczanie maszyny zużywane jest 9% całkowitej mocy silnika.

Z wielu publikacji wynika, że moc zużywana do napędu zespołu rozdrabniającego siewki polowej stanowi znaczący udział w całkowitej mocy potrzebnej do jej napędu. Tribelhorn i Smith [31] zajmowali się wyznaczeniem całkowitej mocy na wale odbioru mocy ciągnika napędzającego siewki oraz sił występujących podczas cięcia z listwą przeciwną. Wyniki wskazują, że udział mocy przypadającej na cięcie przez bębnowy zespół tnący stanowi 33–46% całkowitej mocy pobieranej z WOM ciągnika. Wynika z tego, że znaczna część mocy potrzebna do pracy bębnowego zespołu tnącego jest przeznaczana na nadanie cząstkom energii kinetycznej oraz na pokonanie innych oporów ruchu.

Zapotrzebowanie mocy do napędu zespołów ścinających

Siewki polowe mogą być wyposażane w różne zespoły (przystawki) do podbierania i ścinania roślin. Do ścinania kukurydzy stosuje się rzędowe i bezrządowe przystawki do zbioru roślin wysokołodygowych. Nieuwenhof [16] przeprowadził badania polowe i laboratoryjne bezrządowej przystawki do zbioru kukurydzy i opracował model matematyczny pracy tego zespołu. W literaturze brak jest takich opracowań dotyczących rzędowych przystawek. Według O'Dogherty [17] zapotrzebowanie mocy dla zespołu do zbierania roślin i podawania ich do zespołu rozdrabniającego stanowi około 15% całkowitej mocy potrzebnej do napędu siewki. Analizując zapotrzebowanie mocy przez dwurzędowy adapter do zbioru kukurydzy stwierdzono, że zapotrzebowanie to wynosi od 2,9 do 3,3% całkowitej mocy i jest proporcjonalne do natężenia strumienia materiału roślinnego [30].

Goering i in. [5] zaproponowali model opisujący zapotrzebowanie mocy adaptera zawierającego dwa składniki. Jeden z nich dotyczy zapotrzebowania mocy dla ruchu jałowego adaptera, a drugi jest proporcjonalny do natężenia strumienia masy materiału roślinnego:

$$P_h = P_0 + C_1 q_m \quad (1)$$

gdzie: P_h – zapotrzebowanie na moc całkowitą adaptera [kW],
 P_0 – zapotrzebowanie mocy biegu jałowego adaptera [kW],
 C_1 – stała dla rodzaju adaptera [kW · h · t⁻¹],
 q_m – strumień masy wilgotnego materiału roślinnego [t · h⁻¹].

Z tej zależności można wyznaczyć pracę jednostkową, która może być odnoszona do masy wilgotnych roślin lub masy suchej substancji:

$$L_h = \frac{P_0}{q_m} + C_1 \quad (2)$$

gdzie: L_h – praca jednostkowa bezrządowego adaptera [$\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$].

Krzywa przedstawiająca pracę jednostkową, otrzymana na podstawie powyższego równania, jest hiperbolą z poziomą asymptotą w punkcie C_1 . Wynika z tego, że przy idealnym adapterze kiedy P_0 byłoby równe zero, praca jednostkowa adaptera byłaby wartością stałą.

Nieuwenhof [16] na podstawie analizy statystycznej wyników badań stwierdził, że praca jednostkowa bezrządowego adaptera zależy od prędkości obwodowej bębna roboczego oraz jest proporcjonalna do strumienia masy materiału roślinnego. Na podstawie wyników badań uzyskanych przy różnych ustawieniach parametrów roboczych autor otrzymał zależność na pracę jednostkową adaptera odniesioną do masy suchej substancji:

$$L_h = 2,87 v_t^{1,0} q_m^{-0,66} \quad (3)$$

gdzie: L_h – praca jednostkowa bezrządowego adaptera odniesiona do masy suchej substancji [$\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}_{\text{sm}}^{-1}$],

v_t – prędkość obwodowa bębna [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

q_{msm} – strumień suchego materiału roślinnego [$\text{t}_{\text{sm}} \cdot \text{h}^{-1}$].

Ten sam autor zaproponował zależności teoretyczne do wyznaczenia mocy potrzebnej do napędu bezrządowej przystawki do zbioru roślin kukurydzy. Składnikami tej mocy są moce potrzebne do: ścinania łodyg, zabierania roślin i kierowania ich do zespołu transportowego, oraz transportowania roślin do zespołu wciągająco-zgniatających.

Uwzględniając energię jednostkową cięcia pojedynczej łodygi, odniesionej do jednostki powierzchni przekroju poprzecznego sformułowano zależność na moc potrzebną do ścinania roślin przez noże przystawki:

$$P_c = 10^{-3} E_c A_p q \quad (4)$$

gdzie: P_c – moc potrzebna do cięcia roślin przez noże przystawki [kW],

E_c – energia jednostkowa cięcia pojedynczej łodygi, odniesiona do jednostki powierzchni przekroju poprzecznego [$\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$]

A_p – powierzchnia przekroju poprzecznego łodygi [m^2],

q – strumień roślin [$\text{szt} \cdot \text{s}^{-1}$].

Zabieranie łodyg roślin przez elementy zabieraków i kierowanie ich do zespołu transportowego, w bezrządowej przystawce do zbioru kukurydzy, wymaga ich przyspieszenia do prędkości obwodowej bębna i przesunięcia łodyg wzdłuż toru zabierania na obwodzie bębna:

$$P_g = qm_p 10^{-3} \left[\frac{v_t^2}{2} + \mu g r_g \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_g \right) \right] \quad (5)$$

gdzie: P_g – moc potrzebna do zabierania łądyg przez elementy przystawki [kW],
 m_p – masa pojedynczej rośliny [kg],
 v_t – prędkość obwodowa bębna [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 μ – współczynnik tarcia roślin o stal,
 g – przyspieszenie ziemskie [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],
 r_g – promień bębna [m],
 α_g – kąt środkowy ustawienia początkowego rośliny względem kierunku ruchu maszyny [rad].

Moc potrzebna do transportu materiału roślinnego do zespołu walców wciągająco-zgniatających zależy od deformacji łądyg transportowanych przez elementy zabierakowe, wywołanej przez dodatkowe tarcie w mechanizmach przystawki. Ponieważ przyjęto, że siła tarcia jest liniowo zależna od siły deformacji zależność na moc potrzebną do transportu ściętych roślin ma postać:

$$P_t = 10^{-3} k_h \delta_h \mu_h l_h q \quad (6)$$

gdzie: P_t – moc potrzebna do transportu materiału roślinnego przez zespół zabierający [kW],
 q – strumień roślin [szt. $\cdot \text{s}^{-1}$],
 k_h – współczynnik deformacji poprzecznego przekroju łądygi [N·%],
 l_h – długość łańcucha zabierającego [m],
 μ_h – sumaryczny współczynnik tarcia roślin o stalowe powierzchnie elementów roboczych,
 δ_h – względny współczynnik deformacji łądygi (w %), który wyznaczono z zależności:

$$\delta_h = \frac{d_p - s_h}{d_p} 100 \quad (7)$$

gdzie: d_p – średnica łądygi [m],
 s_h – odległość (szczelina) między łańcuchami przenośnika [m].

Względny współczynnik deformacji łądygi δ_h zależy od średnicy łądyg i odległości między elementami łańcuchów lub zabieraków transportujących rośliny. Przy korzystaniu z tej zależności średnica łądyg musi być większa od odległości między elementami transportującymi. Zależność ta jest logiczna tylko dla przypadku, gdy $d_p > s_h$. Wskazuje to na pewne niedoskonałości modelu, gdyż przy transporcie łądyg o średnicach mniejszych lub równych szczelinie między łańcuchami moc potrzebna do przemieszczania roślin byłaby mniejsza od zera lub równa zero. W przypadku rzędowych przystawek do zbioru roślin wysokołądygowych ścinanie łądyg odbywa

się zwykle za pomocą przyrządów tnących z krawędzią przeciwną. Do wyznaczenia mocy potrzebnej na ścinanie roślin kukurydzy w przystawkach rzędowych można wykorzystać zależność 4 opracowaną przez Nieuwenhofa, ale należałoby wyznaczyć doświadczalnie energię jednostkową cięcia łodyg kukurydzy odniesioną do powierzchni ich przekroju poprzecznego dla tych przyrządów ścinających. Ponadto rośliny po ścięciu w przystawkach rzędowych są przemieszczane do zespołu walców wciągająco-zgniatających za pomocą innych elementów roboczych niż zastosowane w zespołach bezrządowych. Mogą to być łańcuchy transportujące, obrotowe zabieraki i przenośniki ślimakowe, dla których należałoby opracować zależności określające zapotrzebowanie mocy.

Zapotrzebowanie mocy do napędu walców wciągająco-zgniatających

Dla zapewnienia ciągłości pracy siewkarni polowej konieczne jest płynne podawanie ściętego materiału roślinnego do zespołu rozdrabniającego siewkarni przez zespół walców wciągająco-zgniatających. Zespół ten przeważnie składa się z dwu par walców, których zadaniem jest równomierne dostarczenie i zgniatanie warstwy materiału roślinnego.

Autorzy [18] w swoich rozważaniach teoretycznych analizowali siły i momenty tych sił występujące podczas współpracy walców wciągająco-zgniatających. Wyznaczyli minimalne średnice walców wciągająco-zgniatających zapewniające wciąganie roślin przez te walce i transportowanie ich w kierunku zespołu rozdrabniającego. Zależności te uwzględniały wysokości warstwy materiału roślinnego przed i pomiędzy walcami oraz tarcie między walcami. Jednak autorzy ci nie sformułowali zależności na zapotrzebowanie mocy do napędu walców wciągająco-zgniatających.

Krasniczenko [9] podaje, że przy wyznaczaniu mocy dla nowokonstruowanych zespołów roboczych siewkarni polowych można wykorzystać następującą zależność:

$$P_w = \frac{10^{-3} E k_w^2 q_m}{2 \rho_p} \quad (8)$$

gdzie: P_w – zapotrzebowanie mocy dla zespołu walców wciągająco-zgniatających, [kW],

E – moduł sprężystości warstwy roślin, MPa,

k_w – stopień zagęszczenia ($k = \frac{h_p - h_w}{h_p}$),

q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],

ρ_p – gęstość materiału roślinnego przed walcami [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

h_p – wysokość warstwy materiału roślinnego przed walcami [m],
 h_w – wysokość warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami [m].

Klonowski [7] wychodząc z założenia, że energia zużywana na odkształcenie roślin przez walce zależy głównie od obciążenia walca i zagęszczania materiału roślinnego oraz uwzględniając symetryczność układu walców, zaproponował zależność na zapotrzebowanie mocy efektywnej do napędu walców wciągająco-zgniatających:

$$P_w = \lambda_{ew} G_w \omega_w (1 - \delta_w) \sqrt{\frac{q_m (1 - w) - h_w b_g \omega_w r_w \rho_{ps} (1 - \delta_w)}{b_w \omega_w \rho_{rs} (1 - \delta_w)}} \quad (9)$$

gdzie: P_w – zapotrzebowanie mocy dla zespołu walców wciągająco-zgniatających [W],
 λ_{ew} – współczynnik bezwymiarowy pracy walca,
 G_w – całkowite obciążenie walca [N],
 ω_w – prędkość kątowna walca [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 δ_w – poślizg materiału roślinnego między walcami,
 q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 ρ_{ps} – gęstość suchej substancji materiału roślinnego podawanego do walców [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
 w – względna wilgotność materiału roślinnego,
 h_w – wysokość warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami [m],
 b_g – szerokość gardzieli siewkarni [m],
 r_w – promień walca [m].

Z modeli matematycznych 8 i 9 wynika, że zapotrzebowanie mocy dla zespołu walców wciągająco-zgniatających zależy od strumienia wilgotnego materiału roślinnego zagęszczanego pomiędzy walcami. Do wyznaczenia mocy efektywnej do napędu walców wciągająco-zgniatających wymagana jest znajomość parametrów charakteryzujących rośliny (wilgotność, gęstość suchej substancji materiału roślinnego podawanego do walców, moduł sprężystości warstwy roślin), które muszą być wyznaczone w badaniach eksperymentalnych. W obu modelach uwzględnione są wysokości warstwy materiału roślinnego przed walcami i pomiędzy nimi, przy czym w modelu Klonowskiego wysokość warstwy przed walcami jest uzależniona od przepustowości (strumienia wilgotnego materiału roślinnego), szerokości gardzieli siewkarni i prędkości przemieszczania się warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami wciągająco-zgniatającymi. Ponieważ zależność 9 powstała na potrzebę monitorowania natężenia przepływu materiału roślinnego w siewkarniach polowych [7] autor zakłada, że wysokość warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami i całkowite obciążenie walca są mierzone w czasie rzeczywistym podczas pracy siewkarni. W praktyce bezpośrednie zastosowanie modeli matematycznych 8 i 9 do wyznaczenia zapotrzebowania mocy dla zespołu walców wciągająco-zgniatających jest trudne z powodu niełatwego teoretycznego określenia wysokości warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami.

Zapotrzebowanie mocy do napędu zespołów rozdrabniających

Zarówno w toporowym jak i w bębnowym zespole rozdrabniającym rośliny muszą zostać pocięte, odrzucone na obudowę zespołu rozdrabniającego, transportowane po dnie obudowy i wyrzucone do kanału wyrzutowego. Proces cięcia materiału między ostrzem noża, a krawędzią przeciwną dzieli się na dwie lub trzy fazy. Według Reznika [25] w pierwszej fazie następuje zagęszczanie materiału pod ostrzem noża, a dopiero po przekroczeniu pewnej siły nacisku przypadającej na jednostkę długości noża materiał zostaje przecięty. Siła nacisku, przy której rozpoczyna się faza cięcia, zależy od oporu cięcia. Ten z kolei zależy od takich czynników jak: dojrzałość roślin, ich wilgotność, grubość łądyg, kąt cięcia ślizgowego, naostrzenie noży i ich prędkość robocza.

Według Reznika [25] siła nacisku, działająca na jednostkę długości ostrza noża, jest sumą sił potrzebnych do cięcia roślin oraz ich zagęszczenia:

$$F_{cj} = e_n \sigma_c + \frac{E h_z^2}{2h} [\operatorname{tg} \beta + \mu \sin^2 \beta + \mu' (\mu + \cos^2 \beta)] \quad (10)$$

gdzie: F_{cj} – jednostkowa siła cięcia [$\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$],

e_n – grubość ostrza noża [m],

σ_c – naprężenia w materiale powstające przy rozcinianiu [kPa],

E – moduł sprężystości materiału roślinnego [kPa],

h_z – głębokość na jaką materiał jest zagęszczony [m],

h – grubość warstwy materiału [m],

β – kąt zaostrenia noża [$^\circ$],

μ – współczynnik tarcia między ostrzem noża a materiałem roślinnym,

μ' – współczynnik tarcia wewnątrz materiału roślinnego.

Siła potrzebna do cięcia zależy od właściwości przecinanego materiału roślinnego scharakteryzowanego naprężeniami powstającymi przy przecinaniu oraz parametru konstrukcyjnego noża, jakim jest jego grubość ostrza. Natomiast opory związane z zagęszczaniem zależą od właściwości sprężystych materiału roślinnego oraz są proporcjonalne do kwadratu zagęszczenia warstwy materiału przez nóż. Z wyrażenia 10 wynika, że siła potrzebna do przecięcia roślin będzie mniejsza im cieńsza będzie warstwa roślin podawana pod nóż zespołu rozdrabniającego. Zostało to potwierdzone wynikami badań eksperymentalnych [6].

Uwzględniając powyższe rozważania możliwe jest wyznaczenie mocy przy przecinaniu warstwy jednym nożem. Przy założeniu, że ruch noża jest obrotowy wskaźniki mocy cięcia można obliczać z następującego wyrażenia [3]:

$$P_c = F_{cj} \frac{dS}{dt} (1 + \mu \operatorname{tg} \tau) \quad (11)$$

gdzie: P_c – efektywna moc potrzebna na pokonanie oporów cięcia [kW],
 F_{cj} – jednostkowa siła cięcia [$\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$],
 $\frac{dS_g}{dt}$ – powierzchnia cięcia w jednostce czasu [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$],
 $A = 1 + \mu \tan \tau$ – wielkość stała dla noża,
 μ – współczynnik tarcia między ostrzem noża a materiałem roślinnym,
 τ – kąt cięcia ślizgowego [rad].

Zależność matematyczną do wyznaczenia całkowitego zapotrzebowania mocy siewczkarni bębnowej zaproponował Persson [20]:

$$P = P_0 + \frac{K_E q_{msm}}{l_{rz}} + K_b q_m \quad (12)$$

gdzie: P – całkowite zapotrzebowanie na moc siewczkarni bębnowej [kW],
 P_0 – zapotrzebowanie na moc biegu jałowego siewczkarni [kW],
 K_E – współczynnik energetyczny związany z zespołem rozdrabniającym i długością siewczki [$\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{mm} \cdot \text{t}_{\text{s.m.}}^{-1}$],
 q_{msm} – strumień suchego materiału roślinnego [$\text{t}_{\text{s.m.}} \cdot \text{h}^{-1}$],
 K_b – współczynnik energetyczny związany pneumatycznym transportem siewczki [$\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$],
 q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$].

W modelu Perssona w drugim jego członie uwzględniona jest wilgotność materiału roślinnego, natomiast w pierwszym sucha substancja roślinna dlatego, że energia cięcia zależy głównie od przetwarzania suchej materii. Relacja między strumieniem masy suchej substancji i wilgotnej jest następująca:

$$q_{msm} = q_m \left(\frac{100 - w}{100} \right) \quad (13)$$

gdzie: w – wilgotność materiału roślinnego [%].

Vrany [32] oblicza moc pochłanianą na cięcie dla zespołu bębnowego, z uwzględnieniem strumienia masy roślin i teoretycznej długości cięcia:

$$P_c = \kappa \frac{q_m}{l_t} \quad (14)$$

przy czym współczynnik $\kappa = \frac{F_{cj}}{\rho_s}$ traktowany jest jako stała charakteryzująca materiał,

gdzie: P_c – efektywna moc potrzebna na pokonanie oporów cięcia [kW],
 F_{cj} – jednostkowa siła cięcia [$\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$],
 ρ_s – gęstość roślin [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

l_t – teoretyczna długość cięcia [m],
 q_m – strumień masy [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

Vrany [32] oprócz mocy zużywanej na cięcie roślin uwzględnił moc potrzebną na pokonanie oporów tarcia podczas transportu rozdrobnionego materiału roślinnego wewnątrz obudowy bębnowego zespołu rozdrabniającego:

$$P_f = 1,49 \cdot 10^{-8} \beta_t \frac{q_m \mu r_b^2 n_b^2}{1 + \mu t g \gamma_b} \quad (15)$$

gdzie: P_f – moc zużywana na tarcie [kW],
 q_m – strumień masy roślin [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 μ – współczynnik tarcia między materiałem roślinnym a obudową bębna,
 r_b – promień bębna [m],
 n_b – prędkość obrotowa bębna [$\text{obr.} \cdot \text{min}^{-1}$],
 β_t – droga kątowna ruchu materiału roślinnego po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego [rad],
 γ_b – kąt pochylenia noża [$^\circ$].

Podobnie jak Varny Čepurnoj i Belov [2] uzależniają moc potrzebną do przecinania warstwy materiału roślinnego toporowym zespołem od teoretycznej długości cięcia oraz parametrów roboczych maszyny:

$$P_c = \frac{L_j v_k s_s Q_r}{l_t \rho_s} \quad (16)$$

gdzie: P_c – efektywna moc potrzebna na pokonanie oporów cięcia [kW],
 L_j – jednostkowa praca cięcia [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-2}$],
 v_k – prędkość maszyny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 s_s – szerokość robocza maszyny [m],
 Q_r – plon roślin [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$],
 l_t – teoretyczna długość cięcia [m],
 ρ_s – gęstość roślin [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

Również Čepurnoj i Belov [2] uwzględniając długość łuku, na jakim występuje tarcie podczas przemieszczania cząstek po dnie obudowy toporowego zespołu rozdrabniającego oraz ustawienie łopatek rzutnika określili moc zużywaną na tarcie:

$$P_f = \frac{10^{-3} \mu m \omega_t^2 r_{lk}^2 \beta_t}{1 + \mu r_{lp} \sin \alpha_l \frac{1}{\sqrt{r_{lk}^2 - (r_{lp} \sin \alpha_l)^2}}} \quad (17)$$

gdzie: P_f – moc zużywana na tarcie [kW],
 μ – współczynnik tarcia między materiałem roślinnym a elementami maszyny,

- m – masa materiału roślinnego odcięta jednym nożem [kg],
 ω_t – prędkość kątowna tarczy [rad · s⁻¹],
 r_{lk} – promień mierzony od osi obrotu do skrajnego punktu łopatki rzutnika [m],
 r_{lp} – promień mierzony od osi obrotu do najbliższego punktu łopatki rzutnika [m],
 β_t – droga kątowna ruchu materiału roślinnego po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego [rad],
 α_l – kąt odchylenia łopatki od promienia [°].

Čepurnoj i Belov [2] zaproponowali wyznaczenie mocy związanej z oporami powietrza za pomocą zależności:

$$P_l = 10^{-3} \frac{\rho_a S_k v_a^3}{2} \quad (18)$$

- gdzie: P_l – moc zużywana na pokonanie oporów powietrza [kW],
 ρ_a – gęstość powietrza [kg · m⁻³],
 S_k – pole przekroju poprzecznego kanału wylotowego [m²],
 v_a – prędkość powietrza [m · s⁻¹].

Lisowski i in. [13] uwzględniając zjawiska zachodzące podczas działania elementów roboczych wspomagających rozdrabnianie roślin zaproponowali złożony model matematyczny całkowitego zapotrzebowania na moc efektywną potrzebną do pracy toporowego zespołu rozdrabniającego. Przyjęto, że składnikami tej mocy są: moc związana z cięciem warstwy materiału roślinnego, odrzuceniem pociętych cząstek, przemieszczaniem cząstek po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego, przecieraniem cząstek po płycie dennej, ściskaniem cząstek w szczelinie roboczej oraz wyrzuceniem ich poza zespół rozdrabniający do kanału wyrzutowego:

$$\begin{aligned}
 P_t = L_j \frac{b_g h_w \omega_t z}{2\pi} + \lambda \frac{(1+k)^2 \cos^2 \tau + f^2 \sin^2 \tau}{2} q_m \omega_t^2 r^2 + \mu k_r f_p q_m \omega_t^2 r_t^2 (\beta_t - \beta_{td}) + \\
 + \mu_d k_r f_p q_m \omega_t^2 r_{tk} \frac{b_k}{\cos \alpha_k} + \mu_s q_m \omega_t^2 r_{td} \frac{s_m - s}{s_m} + \lambda_h \frac{q_m \omega_t^2 r_t^2}{2}
 \end{aligned} \quad (19)$$

- gdzie: P_t – całkowite zapotrzebowanie na moc efektywną [W],
 L_j – jednostkowa praca cięcia [J · m⁻²],
 b_g – szerokość gardzieli doprowadzającej materiał, m,
 h_w – wysokość warstwy materiału roślinnego, m,
 ω_t – prędkość kątowna tarczy nożowej [rad · s⁻¹],
 z – liczba noży,
 λ – współczynnik empiryczny charakteryzujący niejednorodność cząstek materiału roślinnego,
 k – współczynnik zmiany składowej normalnej prędkości odrzutu odciętej porcji materiału,

- f – współczynnik zmiany składowej stycznej prędkości odrzutu odciętej porcji materiału,
 τ – kąt cięcia ślizgowego [rad],
 q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 r – promień wodzący noża [m].
 μ – współczynnik tarcia,
 k_r – współczynnik zależny od rodzaju łopatek rzutnika,
 f_p – współczynnik zależny od rodzaju listwy promieniowej,
 r_t – promień tarczy nożowej [m],
 β_t – droga kątowna ruchu materiału roślinnego po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego [rad],
 β_{td} – droga kątowna występowania karbów [rad],
 μ_d – różnica współczynników tarcia materiału roślinnego o łopatki rzutnika i karby płytki dennej,
 i_k – liczba karbów na płytce dennej,
 b_k – szerokość karbu [m],
 α_k – kąt pochylenia karbów na płytce dennej [rad],
 μ_s – współczynnik ściskania materiału w obszarze szczeliny roboczej,
 l_d – długość płytki dennej [m],
 s_m – szczelina robocza na wejściu (maksymalna) [m],
 s – szczelina robocza na wyjściu [m],
 λ_h – współczynnik korekcyjny prędkości wyrzutu sieczki.

Klonowski [7] określił zapotrzebowanie na całkowitą moc efektywną do napędu toporowego zespołu rozdrabniającego jako sumę zapotrzebowania mocy do pokonania oporów cięcia oraz odrzucenia pociętych roślin do kanału wyrzutowego sieczkarni:

$$P_t = P_s \frac{q_m \omega_t z (1 - w) (\mu l_{no} A + 1)}{2\pi \omega_w r_w (1 - \delta_w)} + \lambda_h \frac{q_m \omega_t^2 r_t^2}{2} \quad (20)$$

- gdzie: P_t – całkowite zapotrzebowanie na moc efektywną zespołu rozdrabniającego [W],
 P_s – opór jednostkowy cięcia materiału roślinnego [$\text{N} \cdot (\text{kg}_{\text{s.m.}} \cdot \text{m}^{-2})^{-1}$],
 q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 ω_t – prędkość kątowna tarczy nożowej [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 z – liczba noży,
 w – wilgotność względna materiału roślinnego,
 b_g – szerokość gardzieli sieczkarni [m],
 ω_w – prędkość kątowna walca [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 r_w – promień walca [m],
 δ_w – poślizg materiału roślinnego między walcami (wartość względna),
 μ – współczynnik tarcia zewnętrznego roślin o powierzchnię stalową,

- l_{no} – odległość linii ostrza noża od osi obrotu noża [m],
 A – współczynnik uwzględniający zmianę promienia wodzącego [m^{-1}],
 λ_h – doświadczalny współczynnik bezwymiarowy,
 r_t – promień tarczy nożowej [m].

Klonowski [7] przy wyznaczaniu zapotrzebowania mocy efektywnej do napędu toporowego zespołu rozdrabniającego uwzględnił parametry techniczne zespołów roboczych siewkarni, pracę potrzebną do przecinania materiału roślinnego, a do wyznaczenia mocy efektywnej do nadania energii pociętej zielonce wykorzystał teorię działania pomp odśrodkowych. Współczynnik bezwymiarowy λ_h uwzględnia wszystkie opory związane z transportem pneumatycznym rozdrobnionych roślin.

Modele matematyczne służące do określania mocy efektywnej do napędu zespołów rozdrabniających siewkarni polowej proponowane przez Čepurnoja i Belova [2] oraz Lisowskiego i in. [13] są rozbudowane. Wynika to z przyjętych założeń i celów pracy. W modelu matematycznym 19 rozbudowana jest część dotycząca dodatkowych elementów wspomagających rozdrabnianie roślin, w tym ziarna kukurydzy. Autorzy postawili sobie za cel określenie wpływu dodatkowych elementów wspomagających rozdrobnienie roślin na nakłady energetyczne, potrzebne do przygotowania odpowiedniej jakości siewki [13]. Z kolei Čepurnoj i Belov [2] chcieli uzasadnić stosowanie odpowiednich parametrów konstrukcyjnych zespołu rozdrabniającego dla prostych noży tnących na podstawie modeli matematycznych i ich analizy. Do wyjaśnienia wpływu podstawowych parametrów technicznych i eksploatacyjnych zespołów rozdrabniających siewkarni polowej na wskaźniki energetyczne przedstawione modele matematyczne należy uprościć, a stosowane w nich współczynniki doświadczalne należy wyznaczyć eksperymentalnie.

Zapotrzebowanie mocy do napędu walców zgniatająco-rozcierających i dmuchawy

Badaniami dotyczącymi zapotrzebowania na moc walców zgniatająco-rozcierających zajmowali się Roberge i in. [27]. Stwierdzili oni, że zastosowanie walców do dodatkowego rozdrobnienia kukurydzy przy szczelinie 4,5 mm zużycie energii zwiększyło się o 7% (z 3,5 do 3,7 kWh · t_{sm}⁻¹). Nie określono wpływu wymiaru szczeliny na nakłady energetyczne, a jakość rozdrabniania oceniono jako zadowalającą.

Na podstawie analizy statystycznej wyników badań Roberge [26] uzyskał regresyjny model na moc do napędu walców rozdrabniających w postaci:

$$P_{pc} = a_0 + a_1 q_{msm} + a_2 q_m + a_3 k_{sr} + a_4 c \quad (21)$$

gdzie: P_{pc} – zapotrzebowanie na moc całkowitą rozdrabniacza ziarna [W],

q_{msm} – strumień suchego materiału roślinnego [$t \cdot h^{-1}$],

q_m – strumień wilgotnego materiału roślinnego [$t \cdot h^{-1}$],

k_{sr} – współczynnik różnicy prędkości walców rozdrabniających,
 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 – współczynniki regresyjne (a_0 dotyczy biegu jałowego zespołu).

Należy zauważyć, że zastosowanie dodatkowych elementów czynnych powoduje zwiększony pobór mocy do ich napędu oraz pokonania oporów ruchu (bieg jałowy). Autorzy [26, 27] zwracają uwagę, że średnia moc potrzebna do napędu zespołów roboczych na biegu jałowym, która wynosi 16,6 kW, jest relatywnie wysoka w porównaniu z maszynami nie wyposażonymi w dodatkowe zespoły rozdrabniające, których zapotrzebowanie mocy wynosi 5–10 kW. Zbliżone wartości publikują inni badacze, wskazując, że zastosowanie dodatkowych walców zgniatająco-rozcierających powoduje 18% zwiększenie zapotrzebowania energetycznego, a ponadto wiąże się z koniecznością zainstalowania zespołu wyrzucającego sieczkę, który zużywa dodatkowo 8% energii [4]. Wzrost zapotrzebowania na energię do wyrzucania sieczki wynika ze zwiększonej od 10 do 20% prędkości dmuchawy [26]. Dmuchawy transportujące rozdrobnioną sieczkę umieszcza się za zespołem walców zgniatająco-rozcierających. Takie rozwiązanie ma szczególnie znaczenie w sieczkarniach z bębnowym zespołem rozdrabniającym. Eliminuje się w ten sposób potrzebę stosowania dużych średnic bębna nożowego, które są wymagane do uzyskania wysokiej prędkości wyrzutu sieczki. Dzięki temu moc w bilansie całej maszyny może być mniejsza nawet o 40% [10].

Podsumowanie

Prowadzone w różnych ośrodkach naukowych badania dotyczące sieczkarń polowych wykazują, że proces zbioru roślin tymi maszynami charakteryzuje się wysoką energochłonnością i istnieje potrzeba ograniczenia energetycznych obciążeń zespołów roboczych tej maszyny. W dostępnej literaturze znajduje się wiele wyników badań doświadczalnych sieczkarń polowych [11, 12, 16, 29]. Badania wykonywano przy zastosowaniu maszyn różniących się od siebie rozwiązaniami i parametrami konstrukcyjnymi. Na podstawie wyników tych badań autorzy sformułowali zależności na zapotrzebowanie mocy do napędu zespołów roboczych sieczkarń polowych, które mają zwykle postać równań regresyjnych. Zależności te określone są najczęściej dla wybranych maszyn, pracujących przy zbiorze roślin o konkretnych właściwościach fizycznych. W pracach dotyczących teoretycznej analizy obciążeń energetycznych sieczkarni polowej formułowano modele matematyczne zapotrzebowania na efektywną moc do napędu tej maszyny. Modele te dotyczą głównie obciążeń zespołów rozdrabniających. Poprzez uwzględnienie w tych modelach wielu parametrów konstrukcyjnych zespołów rozdrabniających stały się one rozbudowane i trudne do bezpośredniego zastosowania przy analizie pracy całej sieczkarni. Wszystkie przedstawione w niniejszej pracy modele matematyczne odnoszące się do zespołów rozdrabniających dotyczą mocy zużywanej na pokonanie oporów cięcia roślin. Do wyznaczenia tej mocy niezbędna jest znajomość jednostkowej pracy cięcia

odniesionej do powierzchni przekroju poprzecznego przecinanej warstwy roślin, lub jednostkowego oporu cięcia materiału roślinnego, które należy wyznaczyć doświadczalnie. Modele matematyczne proponowane przez Čepurnoja i Belova [2], Vransy [32], Lisowskiego i in. [13] zawierają w swej strukturze składniki mocy potrzebnej do odrzucenia pociętych cząstek, przemieszczania cząstek po dnie obudowy zespołu rozdrabniającego oraz wyrzucenia ich poza zespół rozdrabniający do kanału wyrzutowego siewkarni. Niektóre modele uwzględniają jeszcze dodatkowo moc potrzebną do przecierania cząstek po płycie dennej i ściskania cząstek w szczelinie roboczej. Do praktycznego wykorzystania tych modeli w celu wyznaczania obciążeń energetycznych zespołów rozdrabniających siewkarni polowej należy je uprościć i wyznaczyć doświadczalnie niektóre współczynniki w nich ujęte. W przypadku przystawek do roślin wysokołodygowych niektóre składniki modelu Nieuwenhofs [16] po uzupełnieniu można wykorzystać do określenia obciążeń energetycznych przystawek rzędowych. Również w tym przypadku należy wyznaczyć eksperymentalnie współczynniki, np. jednostkową energię cięcia łodyg odniesioną do powierzchni przekroju ścinanych łodyg. Do określenia zapotrzebowania mocy dla zespołu walców wciągająco-zgniatających wymagana jest znajomość wysokości warstwy materiału roślinnego pomiędzy walcami, która zależy od właściwości roślin przemieszczających się przez ten zespół.

Większość modeli opisujących zapotrzebowanie mocy do napędu zespołów roboczych siewkarni zawiera w swej strukturze strumień materiału przemieszczanego przez zespoły robocze siewkarni. Niektóre zależności uwzględniają strumień wilgotnych roślin, a niektóre odnoszą się do suchej substancji. Z tego powodu porównanie i ocena efektów energetycznych pracy zespołów roboczych siewkarni polowej mogą być utrudnione.

W literaturze jako wskaźnik energetyczny stosowana jest energia odnoszona do masy wilgotnego materiału lub masy suchej substancji. Stosowanie masy wilgotnego materiału ma tę zaletę, że umożliwia bezpośrednio wyliczenie zapotrzebowania mocy dla danej przepustowości. Biorąc pod uwagę jednak uwarunkowania fizyczne, w przypadku energii potrzebnej do cięcia roślin będzie ona proporcjonalna do ilości suchej substancji, ponieważ woda zawarta w roślinie nie powoduje oporów przy cięciu roślin, albo można je uznać za pomijalnie małe. Stosowanie jednostkowej energii odniesionej do suchej substancji będzie więc umożliwiało porównanie wyników badań dotyczących cięcia roślin dla różnego zakresu wilgotności roślin. Jednak należy mieć na uwadze, że w przypadku bardziej wilgotnego materiału, większa część energii zużywana jest na przemieszczenie większej masy materiału w zespołach roboczych siewkarni, odrzucanie większej masy cząstek na obudowę zespołu rozdrabniającego, nadanie im przyśpieszenia i wyrzucanie siewki o większej masie do kanału wyrzutowego. Na te aspekty zwracało uwagę wielu badaczy [19, 29].

Również McRandal i McNulty [14] stwierdzają, że rozbieżności w jednostkach komplikują próbę porównania wyników badań z różnych prac. Wskazują oni, że wielkość energii na jednostkę powierzchni przekroju poprzecznego jest wskaźni-

kiem, który może być najbardziej przydatny do porównania efektów energetycznych pracy zespołu rozdrabniającego.

Z przeglądu zagadnienia wynika, że brak jest spójnych modeli teoretycznych, które uwzględniałyby współzależność parametrów pracy zespołów roboczych sieczkarni polowej oraz, że celowe jest uwzględnianie w tych modelach strumienia materiału roślinnego przemieszczającego się przez te zespoły.

Podsumowanie

Badania naukowe prowadzone w różnych ośrodkach naukowych nad sieczkarniami polowymi wykazują, że proces zbioru zielonek charakteryzuje się dużym zużyciem energii. Dlatego konieczne jest ograniczenie zużycia energii przez zespoły robocze sieczkarni polowych. W wielu pracach dotyczących analizy teoretycznej zużycia energii przez sieczkarnie polowe formułowano matematyczne modele efektywnego zapotrzebowania na energię tych maszyn. Modele te odnoszą się przede wszystkim do zapotrzebowania zespołów rozdrabniających

Literatura

- [1] Brzóska F. 2003. Systemy produkcji pasz dla bydła mlecznego, zbiór, konserwacja i żywienie krów. *Wieś Jutra* 4(57): 47–53.
- [2] Čepurnoj A.I., Belov M.I. 2004. Rasčet diskovo izmiel' čajušče-švyrjajuščego apparata. *Trakt. Selchozmaš.* 11: 33–42.
- [3] Dmitrewski J. 1978. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. t. 3, PWRiL, Warszawa: 428 ss.
- [4] Garbers H., Frerichs L. 2001. Leistungs- und Technologieentwicklung von selbstfahrenden Feldhäckslern. *Landtechnik* 56(6): 394–395.
- [5] Goering C.E., Rorbach R.P., Srivastava A.K. 1993. Engineering principals of agricultural machines, ST-Joseph, MI.: ASAE.
- [6] Haffert A., Harms H-H. 2002. Schnittvorgang im Feldhäckslern. *Landtechnik* 57(3): 106–107.
- [7] Klonowski J. 2009. Metody monitoringu natężenia przepływu materiału roślinnego w sieczkarniach polowych. Rozprawa habilitacyjna. Wydawnictwo SGGW. Warszawa: 111 ss.
- [8] Kowalski P. 2008. Analiza nakładów ponoszonych na zbiór i zakiszenie kukurydzy. Praca doktorska, maszynopis. SGGW. Warszawa: 141 ss.
- [9] Krasniczenko W. A. 1961. Sprawocznik konstruktora sielskochozjajstwiennych maszin. Moskwa: 862 ss.
- [10] Kupr J., Lanča I. 1987. Energetická náročnosť metačů s tečným vstupem. *Zeměd. Tech.* 33(12): 737–746.
- [11] Lisowski A. 2001. Analiza wpływu parametrów techniczno-eksploatacyjnych na jednostkowe zapotrzebowanie energii przyczepianej sieczkarni zbierającej. *Inżynieria Rolnicza* 9: 169–178.
- [12] Lisowski A., Klonowski J., Buliński J., Gach S., Wardecki P. 2005. Loading on tractor PTO during shredding of maize with the forage harvester under conditions of stationary investigations. *Ann. Warsaw Agric. Univ. SGGW-AR, Agricult.* 48: 35–40.
- [13] Lisowski A., Wardecki P., Kostyra K., Świątek K. 2008. Model matematyczny mocy efektywnej toporowego zespołu tnącego wyposażonego w elementy wspomagające rozdrabnianie roślin. *Inżynieria Rolnicza* 1(99): 245–250.
- [14] McRandal D.M., McNulty P.B. 1980. Mechanical and physical properties of grasses. *Trans. Am. Soc. Agric. Engrs.* 23(2): 816–821.
- [15] Michalski T. 1997. Wartość pastewna plonów kukurydzy w zależności od sposobów i terminów zbioru. *Zesz. Probl. Post. Nauk Rol.* 450: 133–162.

- [16] Nieuwenhof P. 2003. Modeling of the energy requirements of a non-row sensitive corn header for a pull-type forage harvester. Praca magisterska. University of Saskatchewan: 90 ss.
- [17] O'Dogherty M.J. 1982. A review of research on forage chopping. *J. Agric. Engng. Res.* 27: 267–289.
- [18] Osobow W.J., Wasiliew G.K. 1983. Senouborocznyje maszyny i kompleksy. Maszynostojeniye. Moskwa: 304 ss.
- [19] Persson S. 1985. Performance parameters for forage cutting devices. ASAE Papers 85–1534.
- [20] Persson S. 1987. Mechanics of cutting plant material.. American Society of Agricultural Engineering (ASAE). St-Joseph. MI.
- [21] Pintara C. 1999. Próba oceny efektywności energetycznej samobieżnych silosokombajnów. *Problemy Inżynierii Rolniczej* 3: 21–28.
- [22] Podkówka W. 1997. Dobra kiszonka – dużo dobrego mleka. *Poradnik Hodowcy* 2: 19 ss.
- [23] Podkówka W. 2003. Kiszonka wysokoenergetyczna z kukurydzy. *Kukurydza* 1(21): 63–64.
- [24] Podkówka Z. 1995. Wpływ stopnia rozdrobnienia zielonki z kukurydzy na wartość pokarmową kiszonki. *Kukurydza* 2(5): 19.
- [25] Reznik N.E. 1967. Puti povyšenija iznosostojkosti i dolgovečnosti reżiščich elementov c.-ch. mašin. *Trakt. Selchozmaš.* 2: 29–31.
- [26] Roberge M. 1999. Design and evaluation of performance of a crop processor for a pull-type forage harvester. Praca doktorska. Department of Agricultural and Biosystems Engineering Macdonald Campus of McGill University Montreal, Quebec, Canada: 221 ss.
- [27] Roberge M., Savoie P., Norris E.R. 1998. Evaluation of crop processor in pull-type forage harvester. *Trans. Am. Soc. Agric. Engrs.* 41(4): 967–972.
- [28] Roszkowski A. 1987. Możliwości obniżania nakładów materiałowo-energetycznych w sieczkarniach zbierających. *Maszyny i Ciągniki Rolnicze* 2: 5–7.
- [29] Savoie P., Tremblay D., Thériault R., Wauthy J.-M., Vigneault C. 1989. Forage chopping energy vs. length of cut. *Trans. Am. Soc. Agric. Engrs.* 32(2): 437–442.
- [30] Shields J., Nawrocki W., Fornstrom K.J., Smith J.L. 1982. Corn head gathering system performance. ASAE Paper 82–1037. St-Joseph. MI.: ASAE.
- [31] Tribelhorn R.E., Smith J.L. 1975. Chopping energy of a forage harvester. *Trans. Am. Soc. Agric. Engrs.* 18(3): 423–426, 430.
- [32] Vransky Z. 1971. Rozbor silovych a energetických pomeru na nozovom bubnu rezacek. *Zeměd. Tech.* 17(1): 23–28.

Determination of the energy loads for crop processing units of forage harvesters

Keywords: forage harvester, working units, power requirement

Summary

The research on forage harvesters carried out in different scientific centers shows that the process of forage harvesting is characterized by high energy consumption. That is why there is a need to reduce the energy load of forage harvester working units. In many works referring to the theoretical analysis of forage harvester energy loads the mathematical models of effective power requirement for the drive of this machine have been formulated. Models relate mainly to the loads of the cutter head. By including these models in a number of design parameters the cutter heads have become highly developed and difficult to apply directly to work analysis of the forage har-

vester. There are no consistent theoretical models which would take into account the interdependence of the parameters of forage harvesters equipped with working units that would work harvesting crops of different physical properties.