

ANALIZA OBCIĄŻEŃ ZESPOŁU PODAJĄCO-TNĄCEGO W PRASIE ZWIJAJĄCEJ

Andrzej A. STĘPNIEWSKI*, Dariusz KASPEREK**

*Katedra Podstaw Techniki, Wydział Inżynierii Produkcji,
Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, ul. Doświadczalna 50 A, 20-280 Lublin

**SIPMA S.A., ul. Budowlana 26, 20-469 Lublin

andrzej.stepniewski@up.lublin.pl, dkasperek@sipma.pl

Streszczenie: W pracy podjęto próbę zidentyfikowania obciążeń mających wpływ na zapotrzebowanie energetyczne podczas cięcia materiału (trawa, siano, słoma) w prasach zwijających. Dla zadanych parametrów geometrycznych noża i parametrów wytrzymałościowych materiału, wyznaczono przebieg reakcji zgniatania, a następnie cięcia materiału. Dla rzeczywistych wymiarów geometrycznych zespołu podająco-tnącego, wyznaczono przebiegi wartości elementarnych reakcji prostopadłych, działających wzdłuż linii ostrza, a następnie wartości elementarnych momentów sił obciążających układ napędowy zespołu oraz przebieg pracy zgniatania i cięcia materiału, jako funkcji kąta obrotu wału zabieraka. Określono główne parametry wytrzymałościowe materiału i geometryczne zespołu tnącego mające zasadniczy wpływ na wartość pracy cięcia.

1. WPROWADZENIE

Dzięki swej prostocie oraz korzyściom ekonomicznym, technologia zbioru słomy, siana i zielonek na sianokiszonkę jest już powszechna na całym świecie. SIPMA S.A. w Lublinie rozpowszechniła tę technologię w Polsce, oferując wiele modeli ciągle ulepszanych pras zwijających do słomy, siana i sianokiszonki – Rys. 1.

SIPMA S.A. posiada duże doświadczenie w produkcji pras zwijających różnych typów. Są to serie CLASSIC, FARMA, FARMA II, POWER CUT, które różnią się:

- średnicą i rodzajem komory zwijania;
- szerokością podbieracza;
- sposobem wprowadzania materiału do komory (siekiacz w serii POWER CUT);
- rodzajem blokady komory;
- wyposażeniem;
- wydajnością.



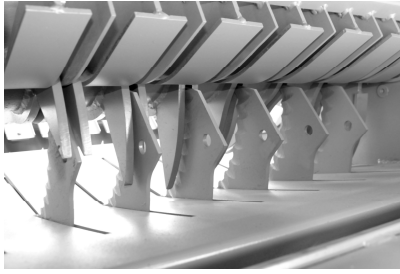
Rys. 1. Prasa Z-599 (materiały SIPMA)

System POWER CUT w prasach zwijających, polega na cięciu zbieranego materiału przed prasowaniem. Pocięty materiał lepiej wypełnia komorę zwijania i dzięki temu uzyskuje się większy stopień zgniotu beli, co polepsza proces zakiszania i gwarantuje lepszą jakość sianokiszonki. Sprasowane bele pociętego materiału są łatwiejsze do rozdrobnienia w wozach paszowych. Przygotowana w ten sposób pasza, ze względu na lepsze zakiszenie i rozdrobnienie jest bardziej przyswajana przez zwierzęta.

Każdy nóż tnący wyposażony jest w niezależny system zabezpieczenia przed uszkodzeniem, a prosty sposób demontażu wybranych noży, pozwala łatwo regulować długość cięcia. Wszystkie noże umocowane są na ramie sterowanej siłownikami hydraulicznymi, co umożliwia wyłącznie siekacza, gdy zbierany materiał nie wymaga rozdrobnienia (materiały SIPMA).

Zespół podająco - tnący składa się z typowego podbieracza (Kanafojski, 1980), transportującego materiał do komory wstępnego prasowania. Wstępne sprasowanie materiału uzyskuje się dzięki dociskowi z góry przez odpowiednio ukształtowaną belkę dociskową lub obrotowy walec, które są połączone z rusztem dociskającym zbierany materiał nad podbieraczem, umocowanym zawiasowo z obudową maszyny. Rotacyjny zespół podająco - tnący podwyższa zdolność transportowania materiału i zwiększa wydajność maszyny. Wirujący zabierak z 11 tarczami o trzech „zębach” transportujących, przesuwając materiał ku górze po dwóch powierzchniach nachylonych względem siebie pod kątem około 120° ze szczelinowymi wycięciami, przez które wysuwane są noże tnące, Rys. 2. Materiał trafiający na nieruchome ostrza jest cięty na odcinki.

Zespół podająco-tnący charakteryzuje się znacznym zapotrzebowaniem energetycznym, co jest zjawiskiem niepożądanym, ze względu na konieczność stosowania ciągników dysponujących mocą powyżej 80kW.



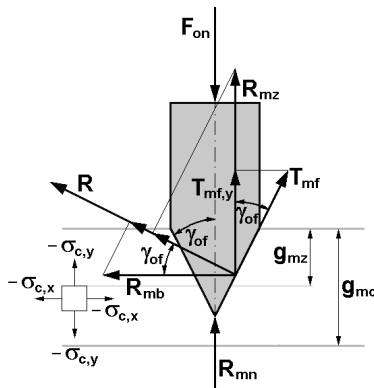
Rys. 2. Zespół podająco-tnący (materiały SIPMA)

Energochłonność maszyn wynika z zapotrzebowania energetycznego potrzebnego do pokonania oporów użytecznych, koniecznych do wykonania określonej pracy i pokonania beżużytecznych oporów ruchu (Żuk i Rode, 1992). Rozwiązanie problemu zmniejszenia energochłonności, sprowadza się do określenia sił oraz pracy momentów sił biernych, a następnie zminimalizowania oporów beżużytecznych związanych z pracą sił tarcia.

Celem niniejszej pracy jest wykonanie analizy obciążeń stosowanego zespołu podająco - tnącego, mających wpływ na zapotrzebowanie energetyczne.

2. REAKCJA CIĘTEGO MATERIAŁU

Rozkład sił działających na ostrze w przekroju poprzecznym przedstawiono na Rys. 3.



Rys. 3. Geometria obciążenia ostrza w przekroju poprzecznym

Do wprowadzenia w ruch ostrza w głąb materiału ciętego, konieczne jest spełnienie warunku (Kanafojski, 1980, Żuk, 2007)

$$F_{on} > R_{mn} + 2(R_{mz} + T_{mf,y}), \quad (1)$$

gdzie: F_{on} – siła czynna nacisku noża [N], R_{mn} – reakcja cięcia materiału prostopadła do linii ostrza [N], R_{mz} – reakcja zgniatanego materiału [N], $T_{mf,y}$ – składowa pionowa siły tarcia materiału ciętego o fazę noża [N].

Na podstawie rysunku

$$R = R_{mb} \cos \gamma_{of} + R_{mz} \sin \gamma_{of}, \quad (2)$$

gdzie: R_{mb} – reakcja pozioma nacisku ciętego materiału na powierzchnię fazy noża [N], γ_{of} – kąt fazy noża [rad].

Przyjmując uproszczony, columbowski model tarcia

$$T_{mf,y} = \mu_{mf} R \cos \gamma_{of}, \quad (3)$$

gdzie: μ_{mf} – współczynnik tarcia materiału ciętego o powierzchnię fazy noża, czyli, po uwzględnieniu (2)

$$T_{mf,y} = \mu_{mf} \left(R_{mb} \cos^2 \gamma_{of} + R_{mz} \frac{\sin 2\gamma_{of}}{2} \right). \quad (4)$$

Pominięto siłę tarcia noża o materiał powyżej fazy noża.

Przyjęto, że reakcja ciętego materiału zwiększa się proporcjonalnie wraz z polem przekroju cięcia

$$dR_{mn} = k_{mt} ds_{mt}, \quad (5)$$

czyli

$$R_{mn} = k_{mt} l_o g_{mt} = k_{mt} l_o (x - g_{mz}), \quad x > g_{mz}, \quad (6)$$

gdzie: k_{mt} – wytrzymałość materiału ciętego na ścinanie [MPa], s_{mt} – pole powierzchni ściętej warstwy materiału [m²], l_o – długość czynna ostrza noża [m], g_{mz} – grubość zgnicionej warstwy materiału [m], g_{mt} – grubość warstwy materiału po zgniceniu (ciętej) [m], x – „droga wejścia” ostrza w materiał cięty [m],

Zakładając, że zgniot materiału jest sprężysty, można wykorzystać prawo Hooke’a

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_{c,y}}{E_m} = \frac{g_{mz}}{g_{mc}}, \quad \text{przy czym } \sigma_{c,y} = \frac{R_{mz}}{s_{mz,x}}, \quad (7)$$

gdzie: E_m – moduł Younga materiału ciętego [MPa], g_{mc} – grubość warstwy materiału przed zgniceniem [m], $s_{mz,x}$ – rzut pola powierzchni zgniatającej warstwy materiału na płaszczyznę poziomą [m²], ε_y – przemieszczenie względne powierzchni zgniatającej w kierunku pionowym, $\sigma_{c,y}$ – składowa naprężenia ściskającego w kierunku pionowym [MPa].

Przyrost pionowej reakcji zgniatanego materiału jest proporcjonalny do pola powierzchni naciskającej, zrzuconej na płaszczyznę poziomą

$$dR_{mz} = \sigma_{c,y} ds_{mz,x} = E_m \varepsilon_y ds_{mz,x}, \quad (8)$$

więc

$$dR_{mz} = E_m \varepsilon_y l_o \tan \gamma_{of} dg_{mz} = E_m \frac{g_{mz}}{g_{mc}} l_o \tan \gamma_{of} dg_{mz}, \quad (9)$$

czyli

$$R_{mz} = \frac{E_m l_o \tan \gamma_{of}}{g_{mc}} \int_0^{g_{mz}} g_{mz} dg_{mz} = \frac{E_m l_o g_{mz}^2 \tan \gamma_{of}}{2 g_{mc}}. \quad (10)$$

Przyrost poziomej reakcji zgniatanego materiału jest proporcjonalny do pola powierzchni naciskającej zrzuconej na płaszczyznę pionową

$$dR_{mb} = \sigma_{c,x} ds_{mz,y} = E_m \varepsilon_x ds_{mz,y} = E_m \varepsilon_x l_o dg_{mz}, \quad (11)$$

gdzie: $s_{mz,y}$ – rzut pola powierzchni zgniatającej warstwy materiału na płaszczyznę pionową [m²], ε_x – przemieszcze-

nie względne powierzchni zgniatającej w kierunku poziomym, $\sigma_{c,x}$ – składowa naprężenia ściskającego w kierunku poziomym [MPa].

Wiedząc, że (Jastrzębski i inni, 1986, Wolny i Siemieniec, 2002)

$$\varepsilon_x = \nu_m \varepsilon_y = \nu_m \frac{g_{mz}}{g_{mc}}, \quad (12)$$

gdzie: ν_m – współczynnik Poissona materiału ciętego, otrzymuje się

$$dR_{mb} = E_m \nu_m \frac{g_{mz}}{g_{mc}} l_o dg_{mz}, \quad (13)$$

czyli

$$R_{mb} = \frac{E_m \nu_m l_o}{g_{mc}} \int_0^{g_{mz}} g_{mz} dg_{mz} = \frac{E_m \nu_m l_o g_{mz}^2}{2 g_{mc}}. \quad (14)$$

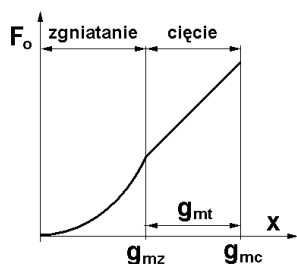
Po podstawieniu zależności (4), (6) i (10) do zależności (1) otrzymuje się

$$F_{on}[g_{mz}(t), g_{mt}(t)] > l_o \left[k_{mt} g_{mt}(t) + \frac{E_m g_{mz}^2(t)}{g_{mc}} k_{mf} \right], \quad (15)$$

gdzie

$$k_{mf} = \tan \gamma_{of} \left(1 + \frac{\mu_{mf}}{2} \sin 2\gamma_{of} \right) + \mu_{mf} \nu_m \cos^2 \gamma_{of}. \quad (16)$$

Całkowita siła bierna, inaczej – całkowita reakcja materiału na ostrze, składa się z dwóch podstawowych składników – zależnego od kwadratu drogi ruchu narzędzia (reakcja zgniatania) i zależnego wprost proporcjonalnie od przemieszczenia narzędzia (reakcja cięcia). Przebieg tej siły, jako funkcji przemieszczenia narzędzia tnącego przez materiał x – Rys. 4, przy uwzględnieniu zależności (15) można opisać następująco



Rys. 4. Przebieg siły zgniatania i cięcia

$$R_{mn}(x) = l_o \left\{ 0,5 a_1 x^2 [1 - \operatorname{sgn} x_1] + -0,25 [1 + \operatorname{sgn} x_1] [\operatorname{sgn}(x - g_{mc}) - 1] [a_2 x_1 + a_1 g_{mz}^2] \right\} \quad (17)$$

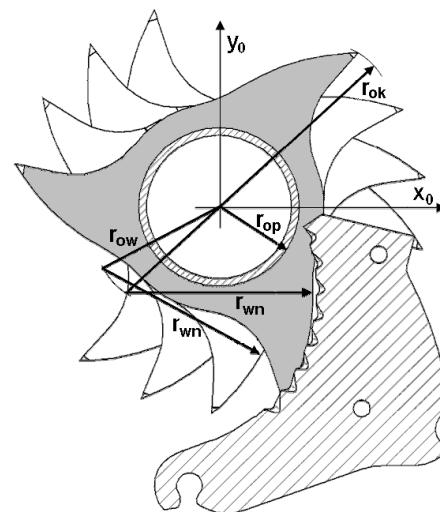
gdzie: $x = (g_{mc} - s) \operatorname{sgn}[\operatorname{sgn}(g_{mc} - s) + 1] \operatorname{sgn} s$,

$$x_1 = (x - g_{mz}), \quad a_1 = \frac{E_m k_{mf}}{g_{mc}}, \quad a_2 = k_{mt}, \quad (18)$$

s – grubość warstwy materiału pomiędzy krawędzią noża a krawędzią dociskającą „zęba”.

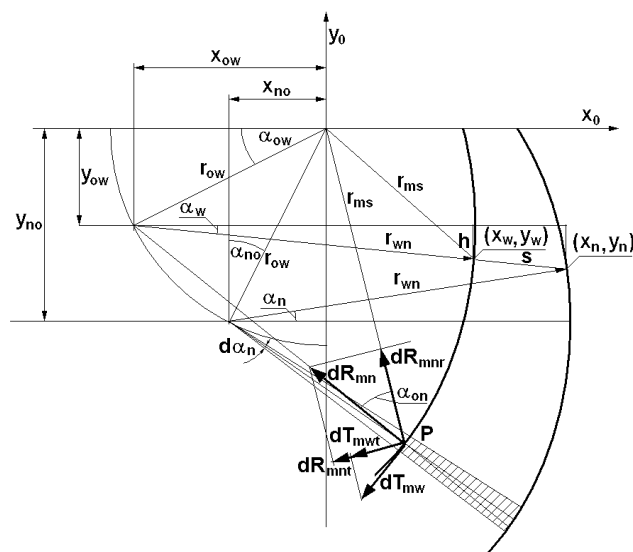
3. OBCIĄŻENIA ZESPOŁU TNĄCEGO

Stosowany zespół tnący składa się z wirnika podającego zbudowanego z 11 tarcz z „zębami” podającymi rozmieszczonymi na obwodzie co 120° – Rys. 5.



Rys. 5. Zespół tnący (materiały SIPMA)

Geometrię zespołu tnącego, przy uwzględnieniu analogicznych wymiarów podanych na rysunku 5 przedstawiono na Rys. 6.



Rys. 6. Geometria zespołu tnącego

Na podstawie rysunku można zapisać

$$\begin{aligned} (r_{wn} + s) \cos \alpha_w &= -x_{no} + r_{wn} \cos \alpha_n - r_{ow} \cos \alpha_{ow} = b_x, \\ (r_{wn} + s) \sin \alpha_w &= -y_{no} + r_{wn} \sin \alpha_n - r_{ow} \sin \alpha_{ow} = b_y, \end{aligned} \quad (19)$$

Po podniesieniu obu równań do kwadratu i dodaniu do siebie stronami otrzymuje się

$$s = \sqrt{b_x^2 + b_y^2} - r_{wn}. \quad (20)$$

Po wykonaniu działań pod pierwiastkiem przy uwzględnieniu zależności (19) oraz wykorzystując właściwości równania harmonicznego (Piszczek i Walczak 1982), równanie (20) można przedstawić w innej, dogodniejszej formie

$$s = \sqrt{C_1 + C_2 b - C_3 \sin(\alpha_{ow} + \alpha_{no})} - r_{wn}, \quad (21)$$

gdzie

$$b = \cos(\alpha_n - \alpha_{ow}) - \sin(\alpha_n + \alpha_{no}),$$

$$C_1 = r_{wn}^2 + r_{ow}^2 + x_{on}^2 + y_{on}^2 = r_{wn}^2 + 2r_{ow}^2,$$

$$C_2 = 2r_{wn}r_{ow}, \quad C_3 = 2r_{ow}^2.$$

Ramię działania sił elementarnych dR_{mnt} i dT_{mwt} względem osi wirnika można określić na podstawie twierdzenia cosinusów

$$r_{ms} = \sqrt{r_{ow}^2 + (r_{wn} - s)^2 - 2r_{ow}(r_{wn} - s)\sin(\alpha_{no} + \alpha_n)}. \quad (22)$$

Wartość momentu siły obciążającej w punkcie P określa zależność

$$dM_{obc,P} = r_{ms}(dR_{mnt} + dT_{mwt}), \quad (23)$$

czyli

$$dM_{obc,P} = r_{ms}(dR_{mn} \sin \alpha_{on} + dT_{mw} \cos \alpha_{on}). \quad (24)$$

Wiedząc, że

$$dT_{mw} = \mu_{mz} dR_{mn}, \quad (25)$$

oraz wykorzystując zależności na harmonikach otrzymuje się

$$dM_{obc,P} = \mu_{mz} r_{ms} dR_{mn} \sin(\alpha_{on} + \text{atan} \mu_{mz}), \quad (26)$$

gdzie

$$\cos \alpha_{on} = \frac{r_{wn}^2 + r_{ms}^2 - r_{ow}^2}{2r_{wn}r_{ms}}. \quad (27)$$

Moment sił obciążających jeden „zęb” podający $M_{obc,z1}$ jest funkcją kątów α_n , od którego zależy położenie punktu przyłożenia siły i kąta obrotu wirnika α_{ow} czyli

$$M_{obc,z1}(\alpha_{ow}) = \mu_{mz} \int_{\alpha_{n,p}}^{\alpha_{n,k}} r_{ms} R_{mn} \sin(\alpha_{on} + \text{atan} \mu_{mz}) d\alpha_n. \quad (28)$$

Uwzględniając wyprowadzone zależności, wartość momentu obciążającego można określić w formie dostosowanej do całkowania numerycznego, w którym określone poniżej działania wykonywane są dla każdej, przyjętej z odpowiednim krokiem wartości kąta α_{ow} .

$$dM_{obc}(\alpha_{ow}, \alpha_n) = \mu_{mz} r_{ms} dR_{mn} \sin(\alpha_{on} + \text{atan} \mu_{mz}) \quad (29)$$

Siłę obciążenia pojedynczego noża na całej długości ostrza $R_{mn,z1}$, moment tej siły $M_{obc,z1}$ oraz pracę cięcia $W_{mt,z1}$ oblicza się wg zależności

$$R_{mn,z1}(\alpha_{ow}) = \sum_{k_1=1}^n dR_{mn}(d\alpha_n, \alpha_{ow}), \quad (30)$$

$$M_{obc,z1}(\alpha_{ow}) = \sum_{k_1=1}^n dM_{obc}(\alpha_n, \alpha_{ow}), \quad (31)$$

$$W_{mt,z1}(\alpha_{ow}) = \sum_{k_1=1}^n M_{obc,z1}(\alpha_{ow}) d\alpha_{ow}, \quad (32)$$

gdzie dla każdej wartości kąta α_{ow}

$$\alpha_{ow} = \alpha_{owp} + k_1 \cdot d\alpha_{ow}, \quad (33)$$

zmienianego k_1 krotnie z krokiem $d\alpha_{ow}$ od wartości początkowej α_{owp} do wartości końcowej α_{owk}

$$\alpha_{owk} = \frac{\pi}{2} - \alpha_{no}, \quad (34)$$

oblicza się każdorazowo sumowania dla pełnego zakresu kąta α_n od wartości początkowej α_{np} do wartości końcowej α_{nk} z krokiem $d\alpha_n$ zmienianym k_2 krotnie

$$\alpha_n = \alpha_{np} + k_2 \cdot d\alpha_n, \quad \text{przy czym } dl_o = r_{wn} d\alpha_n \quad (35)$$

Całkowity moment sił obciążających zależy od całkowitej liczby pracujących noży będących w różnych fazach cięcia.

4. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Na podstawie wyprowadzonych zależności napisany został program obliczeniowy w dialekcie kompilatora Quick Basic 4.5. Wartości liczbowych parametrów geometrycznych zespołu podająco – tnącego i parametrów wytrzymałościowych materiału ciętego podano w tabeli 1.

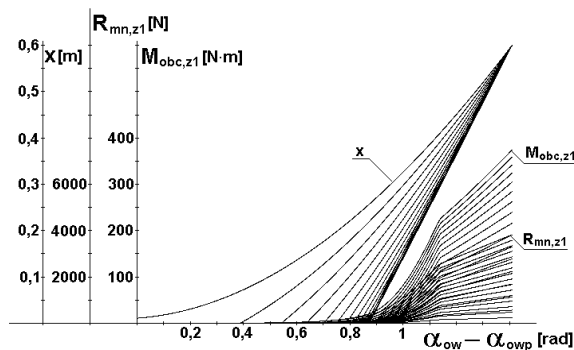
Tab. 1. Wartości liczbowe parametrów wytrzymałościowych i geometrycznych

Nazwa wielkości	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Moduł Younga materiału ciętego	E_m	$2 \cdot 10^6$	Pa
Grubość całkowita	g_{mc}	0,06	m
Grubość zgnieciona	g_{mz}	0,03	m
Wytrzymałość materiału na ścinanie	k_{mt}	$0,2 \cdot 10^6$	Pa
Promień wg Rys. 5	r_{ow}	0,113	m
Promień ostrza noża i „zęba”	r_{wn}	0,165	m
Współrzędna pozioma środka promienia krzywizny ostrza noża	x_{no}	-0,07	m
Współrzędna pionowa środka promienia krzywizny ostrza noża	y_{no}	-0,09	m
wg Rys. 5	α_{nk}	-6	°
wg Rys. 5	α_{np}	-65	°
Kąt fazy noża	γ_{of}	12	°
Współczynnik tarcia materiał – ostrze	μ_{mf}	0,6	-
Współczynnik tarcia materiał – „zęb”	μ_{mz}	0,6	-
Współczynnik Poissona materiału ciętego	ν_m	0,2	-

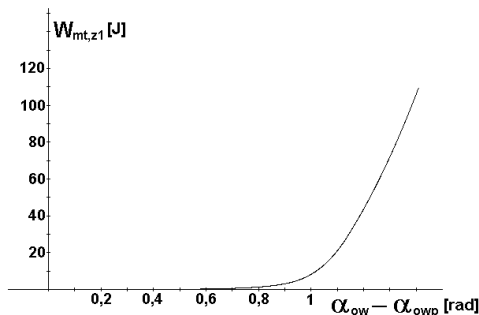
Dane wytrzymałościowe i wymiary (Materiały SIPMA).

Wykonano obliczenia wartości elementarnych przemieszczeń pojedynczego noża w materiale ciętym, wartości

elementarnych reakcji prostopadłych, działających wzdłuż linii ostrza, wartości elementarnych momentów sił obciążających wał zabieraka oraz przebieg pracy cięcia, jako funkcji kąta obrotu wału zabieraka. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na Rys. 7 i 8.



Rys. 7. Przebiegi elementarnych przemieszczeń noża w materiale, reakcji prostopadłych do linii ostrza i momentu sił obciążających, jako funkcji kąta obrotu wału zabieraka



Rys. 8. Przebieg pracy zgniatania i cięcia, jako funkcji kąta obrotu wału zabieraka

Kolejne punkty przecięć przebiegów zamieszczonych na Rys. 7 z linią równoległą do osi rzędnych poprowadzoną dla danego kąta $\alpha_{ow} - \alpha_{owp}$ oznaczają:

- dla x – głębokości wycięć w materiał poszczególnych długości warstw elementarnych,
- dla $R_{mn,z1}$ – kolejne sumowania wartości reakcji prostopadłych do ostrza poszczególnych warstw elementarnych, przy czym największa wartość dotyczy całej długości ostrza (przebieg o najwyższym położeniu),
- dla $M_{abc,z1}$ – kolejne sumowania wartości momentów sił reakcji związanych z cięciem i tarciami poszczególnych warstw elementarnych, przy czym największa wartość dotyczy całej długości ostrza (przebieg o najwyższym położeniu – wartość sumaryczna dla całej długości ostrza).

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonej analizy teoretycznej cięcia można sformułować następujące wnioski:

- Należy dążyć do możliwie jak największego wstępnego zgniecia materiału ciętego przed wprowadzeniem do zespołu tnącego, ponieważ siła zgniatania wzrasta

w kwadracie grubości warstwy zgniatanej.

- Praca cięcia zależy wprost proporcjonalnie od długości ostrza i kwadratu głębokości cięcia.

Na podstawie przeprowadzonej analizy stosowanego rozwiązania zespołu tnącego można sformułować następujące wnioski:

- Stosowana geometria „zęba” podającego nie zapewnia korzystnego rozkładu sił, powstaje dodatkowa siła tarcia „zęba” podającego o materiał, zmniejszeniu ulega siła czynna cięcia.
- Docinanie końcowe materiału odbywa się w położeniu kątowym „zęba” ok. 25° , na całej długości ostrza, w którym działa siła odśrodkowa, co może powodować wyrzucanie materiału poza zasięg „zęba” podającego powodując zwiększenie sił tarcia transportowanego materiału o komorę nożową.
- Rozkład sił działających na krawędź noża jest nierównomiernie rozłożony, co może powodować szybkie tępienie się ostrza górnej części noża.
- Zmniejszenie obciążeń zespołu podającego - tnącego można uzyskać poprzez zmianę geometrii „zębów” podających i noża oraz zmianę usytuowania wirnika względem transportowanej do cięcia warstwy materiału.

LITERATURA

1. **Kanafojski Cz.** (1980), *Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych*, PWRiL, Warszawa.
2. **Piszczyk K., Walczak J.** (1982), *Drgania w budowie maszyn*, PWN, Warszawa.
3. **Jastrzębski P., Mutermilch J., Orłowski W.** (1986), *Wytrzymałość materiałów*, T. 1 i 2. Arkady, Warszawa.
4. **Wolny S., Siemieniec A.** (2002), *Wytrzymałość materiałów, Część 1., Teoria, Zastosowania*, Wyd. AGH, Kraków.
5. **Żuk D., Rode H.** (1992), *Propozycje oceny energetycznej zespołów tnących*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika z.152, Warszawa.
6. **Żuk D.** (2007), *Modelowanie procesu cięcia roślin agroenergetycznych. Zarys Inżynierii Systemów Bioagrotechnicznych*, Wyd. PW, Płock.
7. Materiały SIPMA S.A.

FEEDING – CUTTING ACCESSORY'S LOAD ANALYSIS IN ROUND BALERS

Abstract: There has been an attempt to identify workload which have influence on excessive energetic demand during cutting material (grass, hay or straw) in round balers. For geometrical parameters of the knife and endurance parameters of the material, the course of smashing and cutting the material has been determined. For the real geometrical measurements of the feeding-and-cutting unit there have been determined courses of elementary orthogonal reaction's values, acting along the blade's line and after that the values of the elementary moments of the forces loading the driving system of the unit and the course of smashing and cutting the material, as a function of an angle of the collector shaft's rotation. Material's basic strength parameters and cutting unit's geometrical parameters, which have main influence of the cutting process's have also been defined.