

OPTYMALNA SYNTEZA MECHANIZMU ZABEZPIEZAJĄCEGO PRZED PRZECIĄŻENIEM NARZĘDZIE UPRAWOWE NA PRZYKŁADZIE WYBRANEGO BEZPIECZNIKA PŁUŻNEGO. CZ. I. MODEL MATEMATYCZNY SIŁY ZABEZPIEZAJĄCEJ

Zbigniew Kogut

Instytut Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa oddz. w Kłodzianku

Streszczenie. W wyniku analizy procesu pracy mechanizmu bezpiecznika opracowano analityczny model matematyczny realizowanej przez mechanizm bezpiecznika kinetostatycznej siły F_x zabezpieczającej przed przeciążeniem narzędzie uprawowe. Wybrano rozwiązanie mechanizmu bezpiecznika oparte na akumulatorze sprężynowym (ze sprężyną śrubową pojedynczą), wykorzystujące kinematykę czworoboku przegubowego z dźwignią jednostronną. Może być ono stosowane zarówno do zabezpieczenia pojedynczych elementów roboczych, jak i centralnego zabezpieczenia narzędzi uprawowych. Na podstawie modelu stwierdzono, że realizowana siła przeciążeniowa F_x – sprowadzona do składowej poziomej oporu przyłożonego na dziobie elementu uprawowego – jest funkcją 24 różnych (wyszczególnionych w artykule) parametrów procesu pracy tak zabezpieczonego narzędzia uprawowego. Parametry te można przyporządkować do dwóch podzbiorów: parametrów konstrukcyjnych (określonych co do wartości jednoznacznie przez konstrukcję) oraz parametrów eksploatacyjnych (których wartości wynikają z warunków eksploatacji) narzędzia uprawowego. Podano wzory umożliwiające komputerową symulację wpływu tych parametrów na wartość siły F_x .

Słowa kluczowe: narzędzia uprawowe, bezpieczniki przeciążeniowe, analiza dynamiczna, model matematyczny

WSTĘP

W praktyce stosowane są dwa rodzaje mechanizmów zabezpieczających narzędzia uprawowe przed przeciążeniem, zwanych popularnie bezpiecznikami. Pierwszy, bazujący na ścinanych kołkach lub prostych układach sprężynowych, wymaga zatrzymania ciągnika i ręcznego nastawienia narzędzia z powrotem w położenie robocze. Z tego

Adres do korespondencji – Corresponding Author: dr inż. Zbigniew Kogut, Zakład Inżynierii Produkcji Roślinnej i Motoryzacji Instytut Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa oddz. w Kłodzianku, 05-824 Kłodzianko k. Grodziska Maz.

względu mechanizm ten przeznaczony jest na gleby o małej kamienistości. Mechanizm drugiego rodzaju, automatyczny, w przypadku natrafienia uprawowego elementu roboczego (np. korpusu płużnego lub łapy kultywatora) na kamień powoduje jego odchylenie, przejście nad przeszkodą i ponowne samoczynne opuszczenie oraz zagłębienie na nastawioną wcześniej głębokość. Istnieje wiele typów automatycznych bezpieczników [m.in. Blümel 1990a, 1990b], od prostych, ale kosztownych i mało uniwersalnych, hydropneumatycznych do złożonych mechanicznych. Część z nich ma zastosowanie tylko w pługach. Nieliczne natomiast po wymianie lub regulacji niektórych elementów są używane również do zabezpieczania innych narzędzi uprawowych, np. kultywatorów lub głęboszy. Na prawidłowe działanie bezpiecznika ma wpływ głównie charakterystyka siły przeciążeniowej zależna zarówno od głębokości roboczej, jak i regulacji wartości tej siły.

Celem pracy jest dobór parametrów konstrukcyjnych automatycznego mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem (przy ustalonej jego strukturze) w taki sposób, aby różnica między siłą zabezpieczającą otrzymaną w wyniku pracy bezpiecznika a siłą zadana (tj. pożądaną przez użytkownika) była minimalna. Pod pojęciem „dobór” występuje tutaj określenie zarówno wielkości decyzyjnych, jak i ich wartości. Tak sformułowany cel ma charakter zadania optymalizacyjnego, polegającego na minimalizacji przyjętego kryterium optymalizacji opisującego powyższą różnicę. Cel ten może być osiągnięty klasycznymi metodami optymalizacji. Jednym z warunków koniecznych [Osiński i Wróbel 1982] przy stosowaniu takiego sposobu doboru parametrów jest znajomość modelu matematycznego siły zabezpieczającej przed przeciążeniem, realizowanej przez mechanizm bezpiecznika. Jednakże w dostępnej literaturze brak jest wyników badań pozwalających na opracowanie takiego modelu. W związku z powyższym celem części I jest analiza procesu pracy mechanizmu bezpiecznika prowadząca do opracowania analitycznego modelu matematycznego realizowanej przez niego siły F_x zabezpieczającej przed przeciążeniem narzędzie uprawowe, a będącej funkcją głębokości roboczej h elementu uprawowego, parametru regulacji r wartości siły przez użytkownika oraz nieznanymi jeszcze zmiennymi decyzyjnymi X .

METODY

Poszukiwany model matematyczny siły $F_x(h,r,X)$ określony został dla przykładowo wybranego bezpiecznika płużnego i przy wykorzystaniu pakietu Mathcad 8 Professional, w wyniku kinetostatycznej analizy dynamicznej jego mechanizmu.

Wprowadzono następujące założenia przy realizacji pracy:

- siła F_x zabezpieczająca przed przeciążeniem jest siłą poziomą przyłożoną na dziobie pojedynczego elementu roboczego, a w przypadku centralnego zabezpieczenia narzędzia jest siłą przyłożoną w osi wzdłużnej agregatu na dziobie elementu roboczego znajdującego się w $1/2$ długości roboczej narzędzia uprawowego;
- siły tarcia w elementach bezpiecznika nie zmieniają, przy właściwie wykonanym mechanizmie, charakteru zmian wartości siły F_x i zostaną pominięte w analizie;
- dla uproszczenia obliczeń pominięto wpływ sił bezwładności pochodzących od elementów składowych bezpiecznika – ze względu na wyraźnie mniejsze masy w sto-

sunku do masy elementu uprawowego, sugerujące nieznaczny tylko ich wpływ na charakter siły F_x ;

- w czasie t , w jakim pracuje mechanizm zabezpieczający przy natrafieniu na przeszkodę, narzędzie uprawowe porusza się ruchem prostoliniowym jednostajnie zmiennym;
- wybrany mechanizm bezpiecznika pracuje tylko w płaszczyźnie pionowej i analiza jego działania celem otrzymania modelu realizowanej siły zabezpieczającej ograniczona jest do dwuwymiarowego układu współrzędnych.

Opracowany model matematyczny siły F_x realizowanej przez mechanizm bezpiecznika zostanie zweryfikowany logicznie poprzez:

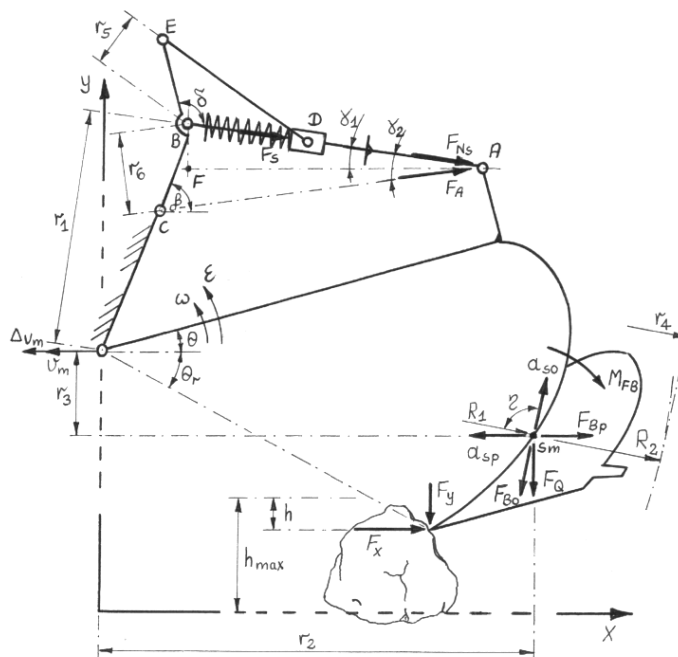
- bieżące – dla wyprowadzanych równań – sprawdzanie zgodności składowych jednostek miar wielkości wchodzących do równania z wynikową jednostką miary równania. Negatywny wynik będzie powodował negację równania i ponowne jego wyprowadzenie;
- logiczną interpretację uzyskanych wyników symulacyjnych badań modelu matematycznego.

Struktura mechanizmu zabezpieczającego. Do realizacji pracy wybrano rozwiązanie bezpiecznika płuznego, oparte na akumulatorze sprężynowym (ze sprężyną śrubową pojedynczą), wykorzystujące w konstrukcji kinematykę czworoboku przegubowego z dźwignią jednostronną [Gawrysiak i in. 1982] – rys. 1. Rozwiązanie tego typu – ze względu na znaczną złożoność konstrukcji – może okazać się uniwersalne dla narzędzi uprawowych, pozwalając na:

- uzyskanie w szerokim zakresie wartości siły zabezpieczającej przed przeciążeniem o pożądanym charakterze zmian w zależności od głębokości roboczej narzędzia,
- uzyskanie pożądanых – w zależności od warunków eksploatacji – zakresów wartości siły zabezpieczającej jako funkcji parametru jej regulacji,
- wykorzystanie sprężyn o różnej charakterystyce sprężystości i wymiarach.

Model matematyczny realizowanej siły zabezpieczającej. Praca mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem uprawowy element roboczy (np. korpus płuzny) polega na wychwyceniu wzrostu – powyżej wartości granicznej – poziomej siły oporu roboczego elementu uprawowego zagłębionego w glebie i odpowiednio szybkim ominięciu przeszkody przez ten element (w wyniku uniesienia), a następnie równie szybkim jego opuszczeniu w glebę celem zagłębienia na nastawioną głębokość i wykonywania dalszej uprawy. Ominięcie przeszkody powinno być na tyle szybkie, aby zabezpieczony element zdążył się unieść i nie uległ uszkodzeniu, natomiast opuszczenie w glebę powinno być tak szybkie, aby odcinek gleby nieuprawionej po ominięciu przeszkody był jak najmniejszy. Taka praca warunkuje ruch uprawowego elementu (np. korpusu płuznego) wyposażonego w mechanizm zabezpieczający, który odbywa się jako ruch złożony z ruchu unoszenia korpusu względem gleby i ruchu względnego niektórych elementów mechanizmu bezpiecznika względem ruchomego korpusu. Ruch unoszenia składa się z ruchu postępowego pługa (lub np. kultywatora) wraz z ciągnikiem oraz z ruchu obrotowego korpusu wokół osi mocującej. Ruch postępowy można zakwalifikować w rozważanych przedziałach czasu (do kilku minut) jako ruch prostoliniowy o zmiennej prędkości V_m agregatu w zakresie $\langle V_{mmin}, V_{mmax} \rangle$. Ruch obrotowy korpusu płuznego odbywa się względem unoszonej ramy związanej z ciągnikiem. Składa się on z wahań ze zmienną prędkością kątową ω wokół osi mocującej.

- całkowita siła bezwładności F_{B_0} , w N, wynikająca z ruchu obrotowego wahadłowego elementu uprawowego z bezpiecznikiem, przyłożona w środku jego masy i mająca zwrot przeciwny zwrotowi wektora przyśpieszenia a_{s_0} w tym ruchu;
- moment bezwładności elementu uprawowego M_{FB} względem środka jego masy, $Nm \cdot s^2$.



Rys. 2. Położenie mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem podczas natrafienia elementu uprawowego na kamień (zaznaczone momenty sił zgodnie z oznaczeniem w tekście)

Fig. 2. Position of the mechanism protecting from overload when the cultivating element meet a stone (moments of a force are marked according to designation in the text)

Chcąc praktycznie wykorzystać (w obliczeniach siły F_x) powyższe wielkości dynamiczne, całkowitą siłę F_{B_0} i moment M_{FB} sprowadzono do jednej siły – o wartości, kierunku i zwrocie siły F_{B_0} – przyłożonej w środku wahań R_2 [Kuczewski i Miszczak 1985].

Poszukiwane równanie momentów przyjmie więc postać:

$$\sum M = F_x \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r) - F_y \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \cos(\theta_r) - F_{N_s} \cdot r_1 - F_Q \cdot r_2 + F_{B_p} \cdot r_3 - F_{B_0} \cdot r_4 = 0 \quad (1)$$

gdzie: a_1, a_2 – współrzędne liniowe (pozioma i pionowa w m) przyłożenia sił na dziobie elementu uprawowego podczas pracy bez przeciążeń (tj. przy $h = 0$ m), określone kon-

strukcyjnie; θ_r – kąt rzeczywisty opisujący w zależności od uniesienia h położenie dziobu uprawowego elementu roboczego, w rad; r_1, \dots, r_4 – promienie wodzące sił, w m; $F_x, F_y, F_{Ns}, F_Q, F_{Bp}, F_{Bo}$ – siły (jak wyżej w tekście) działające na zabezpieczony przed przeciążeniem element, w N.

Przemieszczenie punktu przyłożenia sił (tj. dziobu) w ruchu obrotowym wokół osi mocującej element uprawowy w przyjętym układzie odniesienia x-y związanym z ramą narzędzia jak na rysunku 1, o osi x równoległej do powierzchni gleby, opisano w funkcji głębokości roboczej h , przy czym h przyjmuje wartości ujemne ($-h_{\max} \leq h \leq 0$) podczas unoszenia w czasie t_1 i wartości dodatnie ($0 \leq h \leq h_{\max}$) podczas opuszczania uprawowego elementu roboczego w czasie t_2 . Cały proces pracy mechanizmu bezpiecznika odbywa się w czasie $t = t_1 + t_2$.

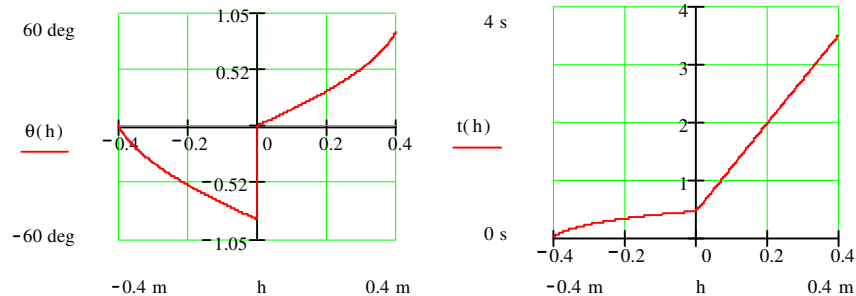
Do opisu przemieszczenia zastosowano kąt obrotu θ , będący różnicą między wspomnianym kątem rzeczywistym θ_r , a kątem początkowym θ_p :

$$\theta = \theta_r - \theta_p \quad (2)$$

$$\text{przy czym } \theta_r = \begin{cases} \theta_{r1} & \text{dla } -h_{\max} \leq h \leq 0 \\ \theta_{r2} & \text{dla } 0 \leq h \leq h_{\max} \end{cases} \text{ i } \theta_p = \begin{cases} \theta_{p1} & \text{dla } -h_{\max} \leq h \leq 0 \\ \theta_{p2} & \text{dla } 0 \leq h \leq h_{\max} \end{cases} \quad (2a, 2b)$$

$$\text{gdzie } \theta_{r1} = a \sin\left(\frac{a_2 - h_{\max} + |h|}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \text{ i } \theta_{r2} = a \sin\left(\frac{a_2 - h_{\max} + h}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \quad (3a, 3b)$$

są wspomnianymi kątami rzeczywistymi (zmiennymi w funkcji głębokości h), opisującymi aktualne położenia elementu roboczego odpowiednio podczas unoszenia i podczas opuszczania, natomiast kąty θ_{p1} i θ_{p2} są granicznymi kątami początkowego położenia elementu roboczego, odpowiednio w chwili trafienia na kamień (gdy $h = -h_{\max}$) i w chwili uniesienia na maksymalną wysokość (gdy $h = 0$ m):



Rys. 3. Zależność kąta obrotu θ i czasu t od głębokości h roboczego elementu uprawowego
Rys. 3. Dependence of angle of rotation θ and time t on position h of cultivating device

$$\theta_{p1} = a \cos\left(\frac{a_1}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \text{ i } \theta_{p2} = a \sin\left(\frac{a_2 - h_{\max}}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \quad (3c, 3d)$$

Kąt obrotu θ jest więc kątem przyjmującym wartości ujemne podczas unoszenia elementu roboczego i wartości dodatnie podczas jego opuszczania.

Przykładowy (dla $a_1 = 0,16$ m i $a_2 = 0,78$ m) przebieg zmian wartości kąta θ (w deg i rad) oraz czasu t w funkcji wartości h ilustruje rysunek 3a i 3b.

Uwzględniając:

– wartości sił bezwładności F_{Bp} i F_{Bo} wynoszące:

$$F_{Bp} = \frac{-(F_Q \cdot a_{sp})}{g} \text{ i } F_{Bo} = \frac{-(F_Q \cdot a_{so})}{g} \quad (4a, 4b)$$

gdzie: a_{sp} , a_{so} – przyspieszenie środka masy elementu uprawowego wynikające z ruchu postępowego i całkowite z ruchu obrotowego; $g = 9,81$ m/s²

– siłę F_{Ns} działającą na pkt. A elementu uprawowego, będącą składową normalną siły wypadkowej F_A działającej na linii AC i wynoszącą:

$$F_{Ns} = F_A \cdot \cos(\gamma_2) \quad (5a)$$

przy czym siła F_A określona jest z równania momentów względem punktu B i wynosi:

$$F_A = \frac{F_s \cdot r_5}{r_6} \quad (5b)$$

a siła F_s oddziaływania sprężyny w pkt D wynosi:

$$F_s = c \cdot (L_s - L + r) \quad (5c)$$

i jest iloczynem współczynnika sprężystości c , w N/m⁻¹, przez wartości napięcia sprężyny w m , będące różnicą między długością L_s sprężyny w stanie spoczynku a rzeczywistą (zmienną) długością L jej napięcia pomniejszoną o odcinki regulacji r .

Kąt γ_2 jest kątem między kierunkami działania sił: normalnej F_{Ns} i wypadkowej F_A .

– promienie wodzące działających sił, wynikające z geometrii układu bezpiecznik-element uprawowy, wynoszące:

$$r_1 = \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin[\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r + \gamma_1], \quad (6a)$$

przy czym w zakresie zmienności $0 < \alpha_1 < \pi$ kąt α_1 wynosi:

$$\alpha_1 = a \cos\left(\frac{a_6}{\sqrt{a_6^2 + a_7^2}}\right) \quad (6b)$$

natomiast kąt α_0 wynosi

$$\alpha_0 = a \cos\left(\frac{a_1}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \quad (6c)$$

i jest określony w przedziale $-h_{\max} \leq h \leq h_{\max}$ (w odróżnieniu do kąta θ_{p1} – wz. 2b i 3c).

$$r_2 = R_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \lambda - \theta_r) \text{ i } r_3 = R_1 \cdot \cos(\alpha_0 + \lambda - \theta_r), \quad (7 \text{ i } 8)$$

gdzie promień R_1 i kąt λ są współrzędnymi środka masy elementu uprawowego określany empirycznie, charakteryzującymi jednoznacznie konstrukcję.

$$r_4 = R_2 \cdot \sin(\eta), \quad (9a)$$

przy czym odległość środka wahań R_2 elementu uprawowego względem osi obrotu, o momencie bezwładności M_{Bs} względem środka masy wyznaczanym empirycznie, wynosi:

$$R_2 = R_1 + \frac{M_{Bs} \cdot g}{F_Q \cdot R_1} \quad (9b)$$

natomiast kąt η , zawarty między przyspieszeniem a_0 dla dziobu elementu uprawowego (tj. punktu przyłożenia siły F_x) w ruchu obrotowym i jego składową normalną a_{on} , jest stały i wynosi $\pi/2$, jako że nie zmienia się promień $\sqrt{a_1^2 + a_2^2}$ punktu przyłożenia siły na dziobie elementu uprawowego. W związku z powyższym promień wodzący r_4 wynosi: $r_4 = R_2$.

$$r_5 = \frac{a_8 \cdot L \cdot \sin(\delta)}{a_9} \text{ i } r_6 = a_{10} \cdot \sin(\gamma_2) \quad (10 \text{ i } 11)$$

i przekształcając wyrażenie (1) względem poszukiwanej siły F_x zabezpieczającej przed przeciążeniem oraz podstawiając zależności (4)–(11), uzyskujemy:

$$F_x = \frac{c \cdot (L_s - L + r) \cdot L \cdot a_8 \cdot \sqrt{a_6^2 + a_7^2}}{a_9 \cdot a_{10} \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r) \cdot \sin(\gamma_2)} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 + \gamma_1 - \theta_r) \cdot \sin(\delta) \cdot \cos(\gamma_2) - \frac{M_{Bs} \cdot a_{so}}{R_1 \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} \dots$$

$$+ F_y \cdot \frac{1}{\tan(\theta_r)} + \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \lambda - \theta_r)}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} + \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot a_{sp} \cdot \cos(\alpha_0 + \lambda - \theta_r)}{g \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} - \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot a_{so}}{g \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)}$$

Jest to model matematyczny siły zabezpieczającej przed przeciążeniem F_x realizowanej przez mechanizm bezpiecznika, w którym jeszcze nieznanymi wielkościami są:

- kąt β określający położenie (w stosunku do osi x) ramienia a_5 ,
- kąt γ_1 określający położenie (w stosunku do osi x) ramienia a_{10} ,
- kąt γ_2 pomiędzy ramieniem a_{10} a kierunkiem siły F_x ,
- kąt δ pomiędzy ramieniem a_8 a ramieniem a_{10} ze sprężyną,
- rzeczywista długość L , zmienna m.in. w funkcji uniesienia h elementu uprawowego,
- przyspieszenie liniowe a_{sp} środka masy elementu uprawowego w ruchu postępowym,
- przyspieszenie liniowe całkowite a_{so} środka masy elementu uprawowego.

Wielkości metryczne (β , γ_1 , γ_2 , δ , L) wyprowadzono z zależności geometrycznych wybranego w niniejszym przykładzie mechanizmu bezpiecznika, natomiast wielkości dynamiczne (tj. przyspieszenia) określono na podstawie analizy procesu pracy tak zabezpieczonego elementu.

Kąt β określono z układu 3 równań, otrzymanych z trójkąta prostokątnego ABF:

$$\begin{cases} a_{10}^2 = AF^2 + BF^2 \\ AF = \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) - a_3 - a_5 \cdot \cos(\beta) \\ BF = a_4 + a_5 \cdot \sin(\beta) - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) \end{cases} \quad (13a, b, c)$$

Uzyskano (14a, b)

$$\cos(\beta) = \frac{\left[(a_{10}^2 - M^2 - N^2 - a_5^2) \cdot M + N \cdot \sqrt{\left[(a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} + a_{10}^2 - M^2 - N^2) \cdot (-a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} - a_{10}^2 + M^2 + N^2) \right]} \right]}{\left[2 \cdot (M^2 + N^2) \cdot a_5 \right]}$$

$$\sin(\beta) = \frac{\left[(a_{10}^2 - M^2 - N^2 - a_5^2) \cdot N - M \cdot \sqrt{\left[(a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} + a_{10}^2 - M^2 - N^2) \cdot (-a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} - a_{10}^2 + M^2 + N^2) \right]} \right]}{\left[2 \cdot (M^2 + N^2) \cdot a_5 \right]}$$

gdzie zmienne pomocnicze M i N wynoszą:

$$M = a_3 - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) \quad \text{i} \quad N = a_4 - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) \quad (14c, d)$$

natomiast kąt β , określony w przedziale od $-\pi/2$ do π , wynosi:

$$\beta = \begin{cases} a \cos[\cos(\beta)] & \text{gdy } -1 \leq \cos(\beta) < 0 \\ a \sin[\sin(\beta)] & \text{dla pozostałych} \end{cases} \quad (14e)$$

Kąt γ_1 (między a_{10} a osią x) w zakresie zmienności $-\pi/2 < \gamma_1 < \pi/2$ wynosi:

$$\gamma_1 = a \sin \left(\frac{a_4 + a_5 \cdot \sin(\beta) - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r)}{a_{10}} \right) \quad (15)$$

Kąt γ_2 (między a_{10} a kierunkiem siły F_x) wynosi:

$$\gamma_2 = \gamma_1 - \text{atan} \left(\frac{a_4 - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r)}{\sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) - a_3} \right) \quad (16)$$

Kąt δ (między a_8 i a_{10}) – zgodnie z rysunkiem 1 wynosi:

$$\delta = \gamma_1 + \beta + \delta_o \quad (17)$$

gdzie δ_o jest kątem określonym przez konstruktora.

Długość L rzeczywista, zmienna m.in. wyniku uniesienia h, wynosi:

$$L = a_8 \cdot \cos(\gamma_1 + \beta + \delta_o) + \sqrt{a_9^2 - a_8^2 \cdot \sin^2(\gamma_1 + \beta + \delta_o)} \quad /18/$$

Przyśpieszenie \bar{a}_{sp} unoszenia środka masy elementu uprawowego, wynikające z ruchu postępowego (zgodnie z założeniami prostoliniowego jednostajnie zmiennego narzędzia uprawowego, jest w całości wartością rzutu poziomego (tj. na oś x) o module

będącym stosunkiem przyrostu (dodatniego lub ujemnego) prędkości roboczej agregatu Δv_m w wyniku chwilowych przyspieszeń ciągnika do czasu t , w jakim te przyspieszenia następują. Dla pługów można przyjąć maksymalnie $\Delta v_m = 0,5$ m/s.

Czas t_1 pierwszego etapu procesu pracy mechanizmu bezpiecznika (tj. unoszenia – rys. 3a) wynika z warunku skutecznego zabezpieczenia przed przeciążeniem: nie powinien być większy od ilorazu drogi cofania b_1 dziobu elementu roboczego przez zmienną prędkość roboczą, co można zapisać:

$$t_1 \leq \frac{-b_1}{v_m + \frac{\Delta v_m}{2}} \quad (19a)$$

gdzie droga b_1 cofania dziobu zabezpieczonego elementu (tj. punktu przyłożenia sił F_x i F_y) wynosi:

$$b_1 = a_1 - \sqrt{a_1^2 + a_1^2} \cdot \cos(\theta_{r1}) \quad (19b)$$

Jeżeli czas t_1 nie spełnia powyższego warunku, to zabezpieczenie nie jest w pełni skuteczne – dziób elementu roboczego nie zdąży ominąć przeszkody na wysokość h_{max} i może nastąpić uszkodzenie mechaniczne narzędzia.

Czas t_2 drugiego etapu pracy bezpiecznika (tj. opuszczania) wynika z poziomej drogi Δ_s , jaka jest potrzebna dla danej konstrukcji uprawowego elementu roboczego, aby się zagłębić na nastawioną głębokość uprawy gleby, co można zapisać:

$$t_2 = \frac{\Delta_s}{v_m + \frac{\Delta v_m}{2}} \quad (20a)$$

Mniejszy czas t_2 niż obliczony (przy danej prędkości roboczej) jest nierealny do uzyskania dla danej konstrukcji – element roboczy nie zagłębi się tak szybko. Większy czas niż obliczony jest niewskazany ze względów agrotechnicznych: zwiększa drogę zagłębiania narzędzia.

Poziomą drogę Δ_s można w tym przypadku przedstawić z pewnym uproszczeniem (ażeby nie komplikować zbytnio modelu), wykorzystując kąt zagłębienia ξ będący cechą indywidualną (charakterystyczną) konstrukcji każdego rozwiązania uprawowego elementu roboczego, wg zależności [Sineokow i Panow 1977]:

$$\Delta_s = a_0 + h \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\xi)} \quad (20b)$$

gdzie: a_0 – odległość między dziobami pierwszego i ostatniego elementu roboczego narzędzia uprawowego, dla zabezpieczeń indywidualnych $a_0 = 0$ m; h – głębokość robocza; ξ – kąt zagłębienia elementu roboczego względem powierzchni pola podczas ruchu narzędzia. Wg Bernackiego [1981] jest on sumą kątów: ustawienia ostrza (lub płozu) względem dna bruzdy, ustawienia płozu względem linii łączącej ostrze lemiesza z końcem płozu i ustawienia dolnej powierzchni ostrza (lub płozu) do powierzchni pola. Dla korpusów pługów zawieszanych najczęściej uzyskuje się $\xi = 0,1047$ rad (tj. 6 deg) nato-

miast dla przyczepianego $\xi = 0,0698$ rad (tj. 4 deg) przy różnych – w zależności od rozwiązania konstrukcji – wartościach kątów składowych.

Całkowity czas t procesu pracy bezpiecznika wynosi $t = \underline{t}_1 + t_2$ (rys. 3b).

Uwzględniając zależności 19a i 20a, to przyspieszenie a_{sp} można zapisać w postaci:

$$a_{sp} = a_{spx} = \begin{cases} \frac{\Delta v_m \cdot (v_m + \Delta v_m)}{-2 \cdot b_1} & \text{dla } -h_{max} \leq h \leq 0 \\ \frac{\Delta v_m \cdot (v_m + \Delta v_m)}{2 \cdot \Delta_s} & \text{dla } 0 \leq h \leq h_{max} \end{cases} \quad (21)$$

Przyspieszenie liniowe całkowite \bar{a}_{so} środka masy elementu uprawowego, wynikające z jego ruchu obrotowego (a dokładniej wahadłowego), zostało określone z układu dwóch równań: równania momentów od przyspieszeń stycznych a_{ot} dla dziobu i a_{sot} dla środka masy oraz równania z trójkąta składowych przyspieszenia a_{so} :

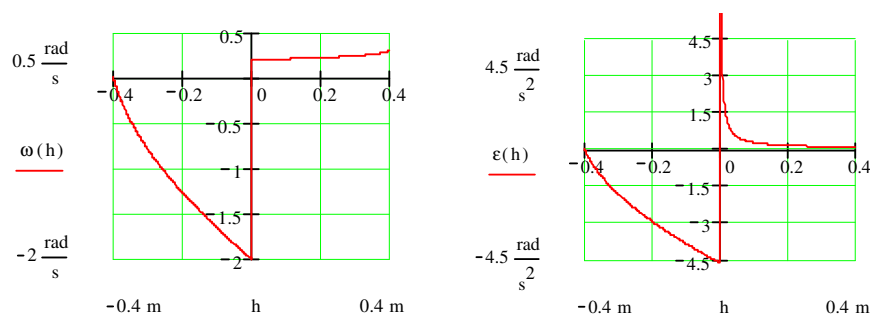
$$\begin{cases} a_{ot} \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} = a_{sot} \cdot R_1 \\ a_{sot} = a_{so} \cdot \sin(\eta) \end{cases} \quad /22/$$

Uwzględniając, że kąt η wynosi $\pi/2$, wyrażenie na moduł przyspieszenia a_{so} przyjmuje postać:

$$a_{so} = a_{sot} = \frac{a_{ot} \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2}}{R_1} \quad /23a/$$

gdzie moduł przyspieszenia stycznego a_{ot} wynosi:

$$a_{ot} = \varepsilon \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \quad /23b/$$



Rys. 4. Prędkość kątowa ω i przyspieszenie kątowe ε w funkcji położenia h elementu roboczego
 Rys. 4. Angular velocity ω and acceleration ε versus position h of cultivating device

Prędkość kątowna ω i przyspieszenie kątowe ε zabezpieczanego elementu roboczego, w całym procesie pracy mechanizmu bezpiecznika, wynoszą:

$$\omega = \begin{cases} \frac{\theta_{r1} - \theta_{p1}}{t_1} & \text{dla } -h_{\max} \leq h \leq 0 \\ \frac{\theta_{r2} - \theta_{p2}}{t_2} & \text{dla } 0 \leq h \leq h_{\max} \end{cases} \quad \text{i} \quad \varepsilon = \begin{cases} \frac{\theta_{r1} - \theta_{p1}}{t_1^2} & \text{dla } -h_{\max} \leq h \leq 0 \\ \frac{\theta_{r2} - \theta_{p2}}{t_2^2} & \text{dla } 0 \leq h \leq h_{\max} \end{cases} \quad (24a, b)$$

Przykładowy (dla $a_1 = 0,16$ m, $a_2 = 0,78$ m, $\xi = 0,1047$ rad, $V_m = 1$ m·s⁻¹, $\Delta v_m = 0,5$ m·s⁻¹) przebieg zmian wartości prędkości kątowej ω i przyspieszenia kątowego ε elementu roboczego w funkcji wartości uniesienia h i opuszczenia $-h$ ilustruje rysunek 4.

PODSUMOWANIE

W wyniku kinetostatycznej analizy dynamicznej procesu pracy wybranego mechanizmu zabezpieczającego narzędzie uprawowe przed przeciążeniem określony został analityczny model matematyczny siły F_x zabezpieczającej przed przeciążeniem. Siła ta, realizowana w praktyce przez tak zabezpieczone narzędzie uprawowe, jest funkcją:

1. głębokości roboczej h , przyjmującej wartości ujemne ($-h$) podczas unoszenia elementu roboczego narzędzia oraz wartości dodatnie ($+h$) podczas jego zagłębienia, m
2. parametru regulacji r wartości siły przeciążeniowej przez użytkownika w zależności od warunków pracy (zwięzłości gleby, głębokości i szerokości uprawy), m
3. następujących zmiennych decyzyjnych (rys. 1), wchodzących w skład zbioru X :
 - a) podzbioru X_K parametrów konstrukcyjnych, określonych jako dane przez konstruktora lub w wyniku pomiarów empirycznych:
 - wymiarów liniowych: $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9, a_{10}, L_s, R_1$, w m, określających długości poszczególnych elementów lub fragmentów konstrukcji
 - wymiarów kątowych (w rad): kąta δ_0 położenia ramienia a_8 w stosunku do ramienia a_5 przy uniesieniu 0 m; kąta λ nachylenia do pionu promienia R_1 elementu (lub narzędzia); kąta ξ zagłębienia elementu (lub narzędzia) uprawowego, będący sumą trzech kątów dla korpusów pługa oraz dwóch kątów dla pozostałych elementów roboczych narzędzi uprawowych
 - współczynnika sprężystości c sprężyny bezpiecznika, N·m⁻¹
 - ciężaru F_Q zabezpieczonego elementu roboczego (lub narzędzia uprawowego), N
 - momentu bezwładności M_{Bs} względem środka masy dla elementu roboczego (względnie narzędzia uprawowego przy zabezpieczeniu centralnym), N·m²
 - b) podzbioru X_E parametrów eksploatacyjnych, (na podstawie przewidywanych warunków pracy):
 - składowej pionowej F_y oporu roboczego, oszacowanej na podstawie badania składowych sił oporu elementów roboczych narzędzi uprawowych, N
 - prędkości roboczej V_m agregatu w chwili napotkania przeszkody, m·s⁻¹

- przyrostu (dodatniego lub ujemnego) Δv_m prędkości roboczej v_m do chwili ponownego zagłębienia na nastawioną głębokość uprawy, $m \cdot s^{-1}$

W sumie realizowana siła F_x jest funkcją 24 różnych parametrów procesu pracy uwzględnionego mechanizmu zabezpieczającego narzędzie uprawowe przed przeciążeniem.

Wykorzystanie w modelu matematycznym krzywej regularnej zamkniętej, składającej się z dwóch alternatywnych części (jednej dla unoszenia w czasie t_1 , a drugiej dla opuszczania w czasie t_2), pozwoliło uzyskać matematyczny opis dynamicznej siły zabezpieczającej F_x jako funkcji wyżej wymienionych parametrów. Tradycyjne różniczkowanie drogi przemieszczania elementu uprawowego względem czasu nie miało zastosowania w przedstawionym przykładzie ze względu na nieciągłość takiej funkcji w punkcie maksymalnego uniesienia zabezpieczonego elementu roboczego narzędzia uprawowego.

PIŚMIENNICTWO

- Bernacki H. 1981. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych, t. 1, cz. I i II Narzędzia i maszyny uprawowe. PWRiL, Warszawa, 233–239.
- Blümel K. 1990a. Pflügen: Steinsicherungen im Überblick. Schweiz. Landtech. Jg. 52, 5, 34–39.
- Blümel K. 1990b. Wissenswertes über Pflugsteinsicherungen. Prakt. Landtech. Jg. 43, 7–8, 14–17.
- Gawrysiak M., Cituk R., 1982. Bezpieczniki płużne – przegląd rozwiązań konstrukcyjnych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 1.
- Kuczewski J., Miszczak M. 1985. Części maszyn i teoria mechanizmów. PWN Warszawa, 342–346.
- Osiński Z., Wróbel J. 1982. Teoria konstrukcji maszyn. Podstawy konstrukcji maszyn. PWN Warszawa, 16–25, 141–147.
- Sinekow G. N., Panow I. M., 1997. Teoria i razzet poczwoobratywaszczich maszin. Maszinstrojenije. Moskwa, 87–94.

OPTIMAL SYNTHESIS OF A MECHANISM PROTECTING A CULTIVATING TOOL FROM OVERLOAD WITH A SELECTED PLOUGH SAFETY DEVICE AS AN EXAMPLE. PART I. MATHEMATICAL MODEL OF A PROTECTIVE FORCE

Abstract. As a result of the analysis of the work process of a safety device mechanism a mathematical model was formulated. It was a model of a dynamic force F_x protecting a cultivating tool from overload and realized by safety device mechanism. The selected sort of the safety device mechanism was based on a spring-loaded accumulator (with a single screw spring) using kinematics of a four-bar linkage with a second-class lever. It can be used both to protect working elements and for central protection of cultivating tools. On the strength of the model it was found that an overload force F_x – brought to resistance horizontal component applied at a share point of a cultivating tool – occurred as a function of 24 different (specified in the article) parameters of work process of the cultivating tool protected in that way. The parameters can be assigned to two subsets: to constructional parameters (defined – regarding the value – univocally by the construction)

and using parameters (whose values follow from using conditions) of the cultivating tool. Some formulae for computer simulation of these parameters' influence on the value of a force F_x were given.

Keywords: cultivating tools, overload safety devices, dynamic analysis, mathematical model

Zaakceptowano do druku – Accepted for print: 22.03.2004