

Lászkó Fenyvesi, Zoltán Chudoba
Hungarian Institute of Agricultural Engineering

WIBRACYJNE NARZĘDZIA UPRAWOWE

Streszczenie

Znaczna część badań mających na celu redukcję zapotrzebowania na siłę uciągu podczas uprawy gleby skupiała się na wykorzystaniu wibracji. Nie osiągnięto oszczędności energii przez stosowanie wibracyjnych narzędzi uprawowych napędzanych od WOM ciągnika. Wyniki badań przekonują do stosowania różnych samowzbudnych (samowzbudnych) rozwiązań (np. wibracje generowane przez sprężynę). Przeprowadzono test z aktywnymi częściami korpusu płużnego. Szacuje się, że wibracja jednego z elementów roboczych oraz siła oporu gleby będą skutkowały oszczędnością energii. Obiecujące wyniki badań doprowadziły do rozwoju korpusów płużnych wibrujących na skutek oddziaływania gleby. Analiza widmowa siły oporu orki nie wykazuje charakterystycznej częstotliwości transferu energii. W rezultacie częstotliwość rezonansowa narzędzia uprawowego zawsze znajduje odpowiednią częstotliwość oporu gleby do 50 Hz. Z tego powodu można obniżać naturalną częstotliwość narzędzi uprawowych poniżej 50 Hz. Wzbudzano wibracje lemiesza i odkładnicy. Wyniki testu wskazują, że zapotrzebowanie na siłę uciągu eksperymentalnego pługa „wibracyjnego” jest mniejsze niż pługa tradycyjnego.

Słowa kluczowe: uprawa gleby, siła uciągu, energia, drgania, pomiary

Wstęp

Znając trudności, skoncentrowano się na składowych orki. Proces ten składa się z trzech głównych części. Najpierw (po pierwsze) gleba jest uciskana, potem (po drugie) następuje efekt cięcia pomiędzy lemieszem i glebą i wreszcie (po trzecie) gleba jest ścinana i przemieszczana. Przy idealnej glebie siła uciągu zmienia się okresowo dookoła średniej wartości przez odrywanie cząstek gleby. Oczywiście te części działają w rzeczywistości razem, nie osobno. Efekty tych części (składowych) procesu zależą od kilku czynników, takich jak typ gleby i warunki glebowe, właściwości narzędzi, parametry pracy, które są ustalone. Okresy odrywania są zmniejszane wraz ze wzrostem prędkości narzędzi [Stafford 1984]. W realnej sytuacji gęstość widmowa mocy, która może być wyliczona z siły uciągu, pokazuje, że przekazywanie mocy ma miejsce

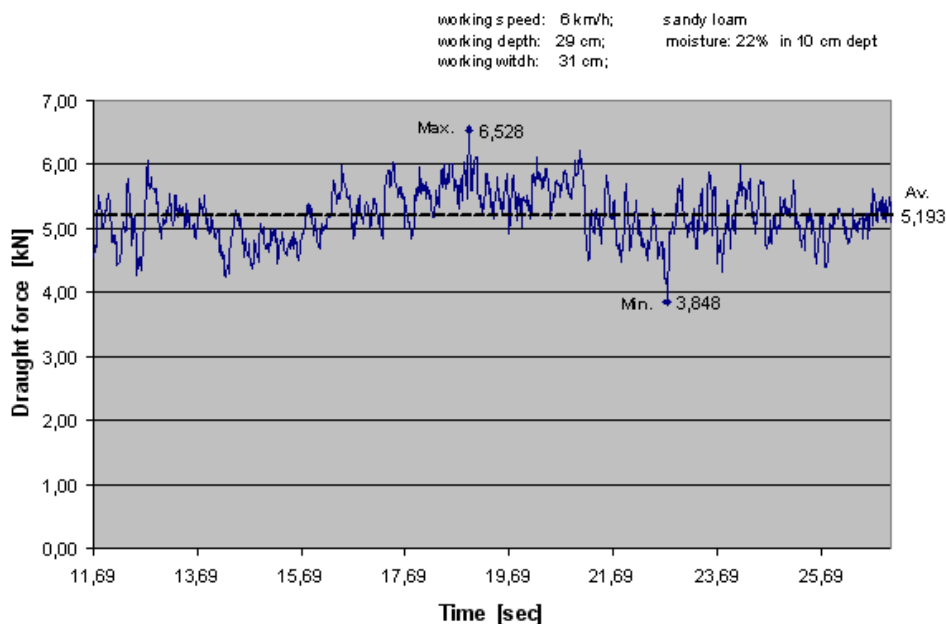
(odbywa się) płynnie aż do 50 Hz na pługu. Ten sam efekt został osiągnięty przez Borsa [1991]. Są dwie mniejsze (mniej wyraźne) wartości szczytowe przy wyższych częstotliwościach, co wydaje się być specyfiką narzędzi uprawowych.

W ostatnich dwóch dekadach było wiele prac badawczych z dziedziny wibrujących narzędzi uprawowych. Na podstawie własnych szeroko zakrojonych badań [Eggenmüller 1954] stwierdzono, że narzędzia uprawowe napędzane od WOM ciągnika mają wiele wad. Aktywne, wibrujące narzędzia do uprawy gleby nie zawsze są korzystne w aspekcie energetycznym [Jóri 1969]. Na podstawie wyników badań można wysnuć wniosek, że całkowite zapotrzebowanie na energię narzędzi uprawowych napędzanych od WOM ciągnika przewyższa występujące przy użyciu tradycyjnych pługów.

W naszym projekcie badawczym wibracja była generowana (wytwarzana) przez różne sprężyny bez napędu od WOM ciągnika. Na podstawie zagranicznych i rodzimych wyników R&D, głównym celem badań jest zmniejszenie zapotrzebowania energetycznego różnych narzędzi uprawowych przy użyciu systemów wibrujących.

Materiały i metody

W tym samym czasie, średnia wartość siły uciągu (rys. 1) jest tak wysoka podczas uprawy, że wibracja nie mogła być dokonana za pomocą miękkich sprężyn.

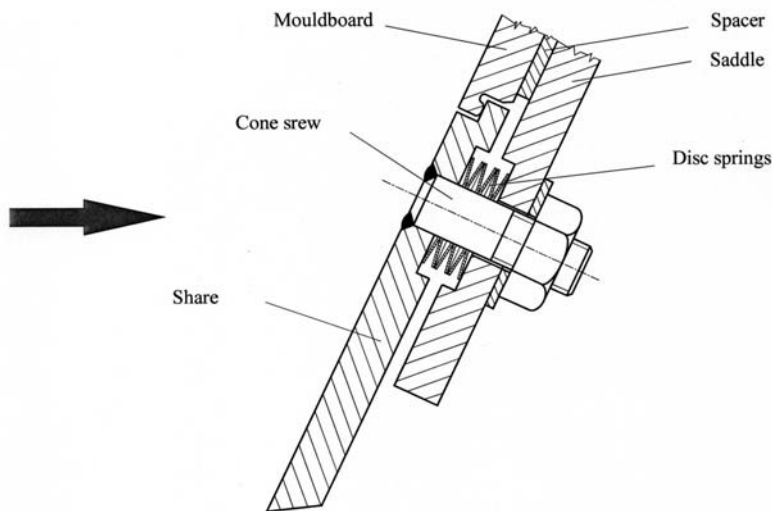


Rys. 1. Typowa sekcja siły uciągu pługa

Fig. 1. A typical draught force section of the plough

Podczas udoskonalania wyposażenia badawczego, mechanizm musiał być tak dostosowany, aby zmniejszyć wpływ siły uciągu na sprężynę. Funkcja cięcia jest wzmocniona w okresowości siły uciągu, wskazane (praktyczne) byłoby zapewnienie jedynie vibracji samego lemieszka, z przymocowaną odkładnicą. To rozwiązanie jest słuszne również z punktu widzenia reologii (zgodne z założeniami reologii).

W tym rozwiązaniu zainstalowano sprężyny talerzowe pomiędzy lemieszem a podporą (płożem) (rys. 2, 3) tak, aby lemiesz mógł przesuwаться prostopadle do krawędzi. Te sprężyny talerzowe są w stanie przejmować (odbierać) wielkie siły przy małym ruchu. Zmiana liczby sprężyn i metoda ich przemieszczania może modyfikować stałą (podatność) sprężyny.



Rys. 2. Umieszczenie sprężyn talerzowych pomiędzy lemieszem a podporą
Fig. 2. Placing disc springs between the share and the saddle



Rys. 3. Odkładnica wyposażona w sprężyny talerzowe
Fig. 3. Moldboard equipped with disc springs

Określenie charakterystycznej częstotliwości wibracji narzędzia uprawowego

Modelowanie naturalnej częstotliwości względnie ciężkiego systemu z istotną moderacją (spowolnieniem, tłumieniem) przy jednoczesnym uwzględnieniu różnych wpływów gleby jest skomplikowanym wyzwaniem.

Użyto prostego modelu do obliczeń: przy indywidualnej budowie (konstrukcji) założono istnienie czystego ruchu obrotowego, nie biorąc pod uwagę spowolnienia i wpływu gleby. Konstrukcje były wymyślone jako systemy sztywnych ciał z 1-stopniem swobody. Pozycje (położenie) składowych systemu były charakteryzowane przez jedną daną (zmienną) w postaci kąta obrotu (φ).

Równanie ruchu Lagrange'a może być użyte dla wibracji bez spowolnienia (moderacji, tłumienia) stosując człony jak na rysunku 4:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial E_k}{\partial \varphi} + \frac{\partial E_s}{\partial \varphi} = 0 \quad (1)$$

gdzie:

$E_k = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2$ [N·m⁻²] - energia kinetyczna,

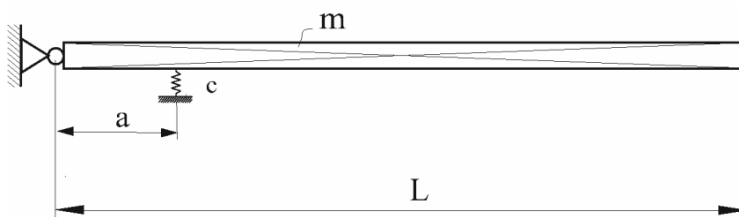
Θ - moment bezwładności obliczony w punkcie obrotu, kg·m⁻²,

$E_s = \frac{1}{2} \frac{y^2}{c} = \frac{1}{2} \frac{a^2 \varphi^2}{c}$ [N·m⁻²] - statyczna energia zgromadzona w sprężynach,

y - przemieszczenie w miejscu sprężyny, m,

c - podatność sprężyny, m·N⁻¹,

a - odległość sprężyny od punktu obrotu na płaszczyźnie w kierunku ruchu, m.



Rys. 4. Uproszczony model mechaniczny

Fig. 4 Simplified mechanic model

Pierwszy człon równania ruchu Lagrange'a:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} = \Theta \ddot{\varphi} \quad (2)$$

drugi człon:

$$\frac{\partial E_k}{\partial} = 0, \quad (3)$$

trzeci człon:

$$\frac{\partial E_s}{\partial} = \frac{a^2}{c} . \quad (4)$$

Wykorzystując powyższe relacje, równanie ruchu ma postać:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l^2}{\Theta c} \varphi = 0, \quad (5)$$

którego naturalna prędkość kątowna systemu:

$$\alpha = \sqrt{\frac{a^2}{\Theta c}}, \text{ [s}^{-1}\text{]}, \quad (6)$$

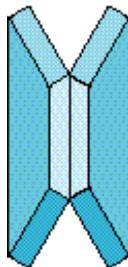
a konstrukcji własnej:

$$\alpha = \sqrt{\frac{a^2}{0,3 \cdot m \cdot L^2 \cdot c}}, \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (7)$$

Definicja (określenie) podatności sprężyny w konstrukcji z talerzową sprężyną

Sprężyny talerzowe zainstalowano za pomocą zaczepowych śrub (rys. 2). Trzy z nich były na badanym pługu, stąd siły wzdłuż śrub oznaczają trzecią siłę dostarczoną na lemiesz. Do charakterystyki ułożenia sprężyn można dodać poprawki przez zmianę rozmiaru, liczby i sposobu ułożenia sprężyn (rys. 5).

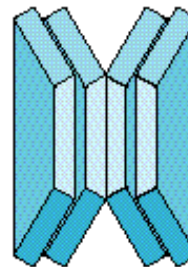
Disc springs in series



a

Total force = force of single disc spring
Total deflection = 2 x deflection of single disc spring

Disc springs in series and parallel



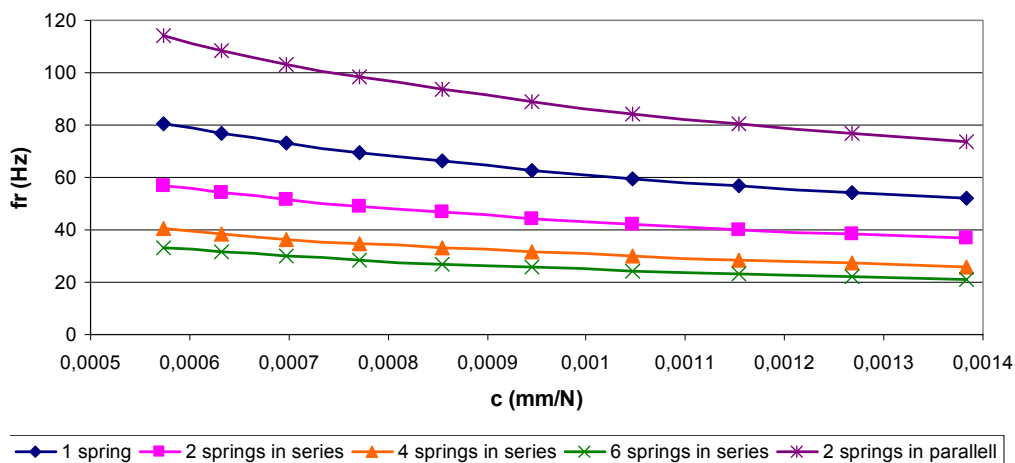
b

Total force = 2 x force of single disc spring
Total deflection = 2 x deflection of single disc spring

Rys. 5. Wpływ położenia sprężyn na parametry kompozycji

Fig. 5. The effect of the mode of laying the springs on the parameters of the composition

Charakterystyka sprężyny wyliczona i użyta jako podstawa do eksperymentalnych ustawień może być widziana w kontekście różnych układów (rys. 6). Użyte sprężyny talerzowe dostępne na rynku to standard wg DIN 2093.



Rys. 6. Relacja pomiędzy wyliczoną charakterystyką sprężyny dla danych kompozycji sprężyn talerzowych i obliczona naturalna częstotliwość systemu
 Fig. 6. The relation between the calculated spring characteristics for the given disc spring compositions and the calculated natural frequency of the system

Warunki pomiarów

Pomiary nie powinny być prowadzone w dobrze określonych warunkach, np. na kanale glebowym, ponieważ jak pokazano wyżej, siła uciągu zależy od charakterystyki gleby (warunków glebowych), zwłaszcza mechanicznych. Dlatego pomiar prowadzono na: polu zaoranym, nieuprawionym i na ściernisku w doświadczalnej części Instytutu Węgierskiego (MGI).

Badania prowadzono z 3-lemieszowym zawieszonym pługiem, siła uciągu była mierzona w środku i na końcu korpusu za pomocą tensometru. Punkty pomiarowe i połączenie mostu były formowane w ten sposób, żeby były tylko wrażliwe na wymaganą składową siły przy właściwym poziomie czułości.

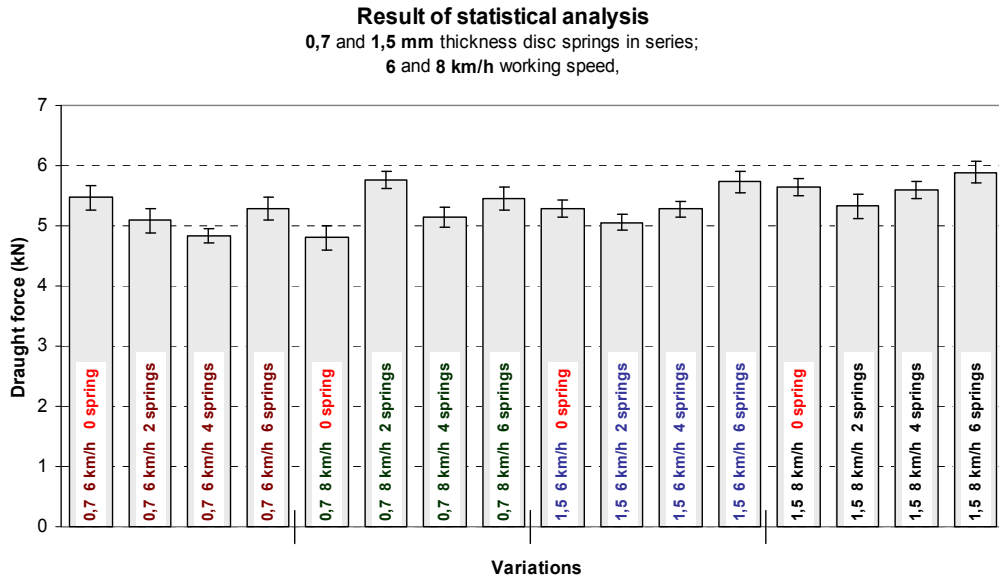
Po odpowiednich przygotowaniach, pomiar wibracji prowadzono z indukcyjnie przyśpieszonym pich-up (f-my Hottinger GmbH). Sekcje (odcinki) pomiaru wynosiły 200-250 m, mierzono w obu kierunkach i porównywano zarejestrowane wartości. Pracowano z ciągnikiem John Deere 9020. Zainstalowano kontrolny korpus i wibracyjny (drgający) korpus pługa w miejscu drugiego i trzeciego korpusu na 3-korpusowym pługu LCF-3-35.

W celu zapewnienia przybliżonej niezależności próbek od siebie, przy ustalaniu odległości pobierania próbek użyto siły uciągu jako skali, dlatego wybrano 1 s [Borsa 1991] w ten sposób, podczas szacowania można było użyć

metod klasycznego obliczania prawdopodobieństwa (to zakłada posiadanie niezależnych próbek). Logicznym wyjątkiem od tego jest analiza widmowa, gdzie odległość pobierania próbek jest ustalona przez warunki szacowania widma. Sygnały były oryginalnie zapisywane przy częstotliwości 400 Hz.

Wyniki badań

Z wersją sprężyny talerzowej zmniejszenie siły uciągu było osiągane przy wersji 7 mm grubości, ciasno osadzonym 4-sprężynowym układem (rys. 7).



Rys. 7. Średnie wartości siły uciągu
Fig. 7. Average values of draught force

Wnioski

Wyniki badań wskazują, że jest możliwe mniejsze zapotrzebowanie na siłę uciągu badanego narzędzia wibracyjnego (drgającego) niż narzędzia sztywnego. Aby potwierdzić pierwszy wynik należałoby przeprowadzić więcej badań polowych z szerszym zakresem prędkości i różnymi typami gleby w różnych warunkach.

Bibliografia

- Borsa B. 1991. Statistical basic properties of plough resistance. Research of Agricultural Engineering. Hungarian Institute of Agricultural Engineering, Gödöllő
- Blekhman I.I. 2000. Vibrational Mechanics. Singapore: World Scientific
- Eggenmüller A. 1958. Feldversuche mit einen schwingenden Pflugkörper. Grundlagen der Landtechnik, Nr 10, s. 89-95

Fenyvesi L., Mezei T. 1996. Experiment carried out with active cutting element tillage tool. Hungarian Agricultural Engineering, Nr 9, s. 52-53

Jóri J.I. 1969. Comparative tests on plough bodies. Research of Agricultura Engineering. Hungarian Institute of Agricultural Engineering, Gödöllő

Sitkei Gy. 1968. Mezőgazdasági gépek talajmechanikai problémái (Soil mechanical problems of agricultural machines), Budapest, Akadémiai Kiadó

Sakun V. A. 1978. Oputjah sznizensenija energiemkoszti obrabotki pocsvü. Veszt. sz/h nauki. Nr 3, s. 118-130

Stafford J.V. 1984. Force Prediction Models for Brittle and Flow Failure of Soil by Draught Tillage Tools. J.agric.Engng Res., Nr 29, s. 51-60

Summers J.D. 1984. Frequency analysis of tillage tool forces. Paper No.1815 of the Oklahoma Agricultural Experiment Station, s. 377-383