

## MIKRODYNAMOMETR DO POMIARÓW SKŁADOWYCH TRÓJOSIOWYCH OPORU PRACY REDLIC

*Zbigniew Kogut*

Zakład Mechanizacji Produkcji Roślinnej,  
Oddział w Kłudzienku, Instytut Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa w  
Warszawie

### Cel pracy

Celem pracy było zaprojektowanie i wykonanie zintegrowanego mikrodynamicznego pomiaru oporu pracy w postaci dwu- i trójosiowych obciążeń (w redlicach symetrycznych i asymetrycznych).

### Wybór zasady pomiarów

Jako wskaźniki oceny oporu pracy redlic (różnych typów) przyjęto siły składowe i ich momenty występujące podczas pracy, a więc w układzie dynamicznym. Wynika to z charakteru ich pracy – zmieniają się zarówno wartości oporu, jak i punkty jego przyłożenia. Za punkt wyjścia przy wyborze zasady pomiarów uwzględniono przypadek najbardziej złożony – trójosiowy – występujący w redlicach asymetrycznych. Działają w nim składowe siły oporu i ich momenty w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach: poziomym, pionowym i bocznym. W redlicach symetrycznych, składowe boczne bądź praktycznie nie występują (redlice stopkowe i tarczowe proste), bądź też wzajemnie się znoszą (redlice gęsiostopkowe i dwutarczowe), sprowadzając opór do układu dwuosiowego: poziomego i pionowego.

Z analizy dotychczas prowadzonych badań empirycznych [COCHRAN 1974; TICE, HENDRICK 1991; GEBRESENBET, JONSSON 1992] wynikało, że zakres występujących wartości rozpatrywanych składowych sił oporu pracy redlic zawiera się w przedziale od ok. 5 N do ok. 150 N. Oznaczało to, że do pomiaru danych empirycznych, zgodnie z celem pracy, powinien być zastosowany miernik wielkości dynamicznych małych wartości, nieobciążony występowaniem sił tarcia wynikających z konstrukcji miernika.

Natomiast dotychczas powszechne zastosowanie w krajowych badaniach urządzeń i narzędzi rolniczych mają jednokierunkowe siłomierze tensometryczne, które po włączeniu w złożone konstrukcje przestrzenne tworzą mierniki (np. tensorany) do trójosiowego pomiaru wielkości dynamicznych [KUCZEWSKI 1978; WORONA i in. 1979]. Wykorzystanie podobnych rozwiązań mechanicznych jest uzasadnione tylko przy pomiarach dużych wartości składowych obciążeń, natomiast przy

małych wartościach mogą powstać zbyt duże błędy dokładności pomiaru. Po analizie literatury w tym zakresie [GODWIN 1975; O'DOGHERTY 1975 i 1996; WORONA i in. 1979; GODWIN i in. 1987; GEBRESENBET 1989; GODWIN i in. 1993] wybrano przetrzenną metodę pomiarów obciążeń dynamicznych za pomocą pierścieni oktagonalnych.

Ich najistotniejsza dynamiczna zasada działania polega na tym, że w przypadku zastosowania zewnętrznych sił ortogonalnych (tj. wzajemnie prostopadłych) powstają w materiale pierścienia naprężenia węzłowe wzajemnie niezależne. Naprężenia te, po zastosowaniu czujników tensometrycznych (tensometrów), są wzmocnione i przeniesione w postaci analogowej do aparatury rejestrującej. Po odpowiedniej kalibracji są podstawą do pomiaru wzajemnie niezależnych (czystych) sił: prostopadłej i stycznej do powierzchni roboczej (zwanej powierzchnią odniesienia) pierścienia.

### Działanie mikrodynamicometru

Wykonany mikrodynamicometr do trójosiowych badań dynamicznych redlic składa się z trzech niezależnych części (rys. 1):

- dwóch jednakowych dynamometrów w postaci rozszerzonych pierścieni oktagonalnych, przy czym jeden ustawiony jest poziomo, a drugi pionowo (w płaszczyźnie pionowej),
- dynamometru w postaci rury reakcyjnej, ustawionej w taki sposób, że jej oś symetrii jest równoległa do kierunku ruchu siewnika.

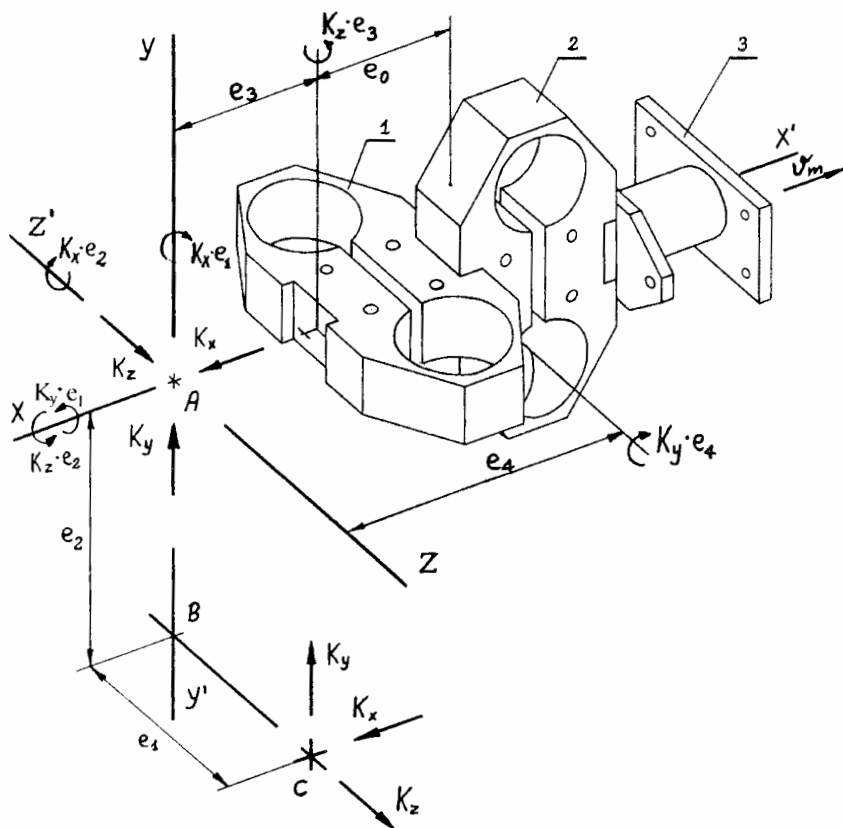
Takie wykonanie mikrodynamicometru z niezależnych części, połączonych śrubami, zwiększa jego uniwersalność i pozwala stosować do:

- pomiaru, równocześnie w dwóch niezależnych próbach, dwuosiowych obciążeń w redlicach symetrycznych za pomocą dynamometrów 1 i 2, ustawionych pionowo,
- pomiaru trójosiowych obciążeń w redlicach asymetrycznych po złączeniu w całość (rys. 1).

Zasadę pomiarów składowych oporu  $K$  pracy redlic przedstawia rys. 1. Układ ten, wykorzystujący sposób pomiarów zastosowany przez Godwina [GODWIN i in. 1993], dotyczy ogólnego przypadku występowania trójosiowych oporów pracy redlic asymetrycznych, a więc po złączeniu wszystkich trzech dynamometrów. Opór takich redlic można przedstawić w postaci trzech ortogonalnych składowych sił (poziomej  $K_x$ , pionowej  $K_y$  i bocznej  $K_z$ ), działających na mikrodynamicometr w punkcie  $C$ . Punkt  $C$  znajduje się w nieznanych odległościach:

- $e_3$  przed przednią płaszczyzną działania mikrodynamicometru,
- $e_2$  poniżej centralnej osi symetrii  $XX'$  mikrodynamicometru (która jest pozioma),
- $e_1$  od płaszczyzny pionowej  $YY'$  przechodzącej przez centralną oś symetrii.

Oznacza to, że chcąc poznać pełne obciążenie dynamiczne, należy również określić momenty od tych sił działające podczas pracy redlic. Działanie sił w punkcie  $C$  może być zastąpione przez równe im działanie sił w punkcie  $\Lambda$  (rys. 1) razem z odpowiednimi momentami dookoła ortogonalnych osi:  $XX'$ ,  $YY'$  i  $ZZ'$ .



1 – dynamometr poziomy; horizontal dynamometer

2 – dynamometr pionowy; vertical dynamometer

3 – rura reakcyjna; torque tube

$K_x, K_y, K_z$  – ortogonalne składowe siły oporu; orthogonal components of resisting force

$XX', YY', ZZ'$  – ortogonalne osie współrzędnych; orthogonal coordinate axes

$e_1 \div e_4$  – odległości geometryczne; geometric distances

$V_m$  – prędkość robocza siekarki; working speed of a drill

Rys. 1. Schemat trójwymiarowego pomiaru oporu pracy redlic za pomocą zintegrowanego mikrodynamicometru, wykorzystującego zasadę rozszerzonych pierścieni oktagonalnych

Fig. 1. Diagram of three – dimensional measurement of work resistance of drill operators by means of an integrated microdynamometer using the principle of extended octagonal rings

Tymi momentami są:

- moment na osi pionowej  $YY'$ :  $M_y = (K_x \cdot e_1) + (K_z \cdot e_3)$ ,
- moment na osi poziomej  $XX'$ :  $M_x = (K_z \cdot e_2) + (K_y \cdot e_1)$ ,
- moment na osi poprzecznej  $ZZ'$ :  $M_z = (K_x \cdot e_2) + (K_y \cdot e_4)$ , a po uwzględnic-

niu zależności  $e_4 = e_3 + e_0$ , gdzie:  $e_4$  jest odległością od osi pionowej  $YY'$  w punkcie A do płaszczyzny styku dynamometru wewnętrznego (pionowego) oraz  $e_0$  jest wymiarem konstrukcyjnym dynamometru 1 (poziomego na rys. 1), moment ten wynosi:  $M_z = (K_x \cdot e_2) + [K_y \cdot (e_3 + e_0)]$ .

Zarówno zwrot składowych momentów, jak i zwrot składowych sił oporu jest widoczny w danych pomiarowych jako „+” lub „-” w stosunku do przyjętych kierunków podczas kalibracji mikrodynamometru. Pionowa siła  $K_y$  jest mierzona za pomocą dynamometru 2, natomiast poprzeczna siła  $K_z$  za pomocą dynamometru 1. Pozioma siła  $K_x$  mierzona jest przez oba dynamometry 1 i 2 (jako  $K_{x1}$  i  $K_{x2}$ ). Momenty składowe momentu  $M_x$ , działające wokół osi  $XX'$ , są mierzone dzięki rurze reakcyjnej 3 w postaci dwóch składowych: momentu  $M_{xz}$  (o ramieniu  $e_1$  na osi  $ZZ'$ ) i momentu  $M_{xy}$  (o ramieniu  $e_2$  na osi  $YY'$ ). Dynamometr 1 mierzy część momentu  $M_y$  (tzn. moment  $K_x \cdot e_1$ ) wokół osi  $YY'$  oraz dalszy moment  $K_z \cdot e_3$ . Dynamometr 2 mierzy tę część momentu  $M_z$  (tzn. moment  $K_x \cdot e_2$ ), która występuje wokół osi  $ZZ'$  oraz dalszy moment  $K_y \cdot e_4$ . Podczas wykonywania pomiarów uzyskuje się zapis (w funkcji czasu  $T$ ) ośmiu wielkości dynamicznych: czterech sił ( $K_{x1}$ ,  $K_{x2}$ ,  $K_y$ ,  $K_z$ ) i czterech momentów ( $M_{xz}$ ,  $M_{xy}$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ ).

Nieznane odległości geometryczne  $e_1$ ,  $e_2$  i  $e_3$  przyłożenia sił oporu pracy redlic, po przekształceniu wyżej wymienionych równań momentów, wynoszą:

$$\begin{aligned}
 - \text{ boczna } e_1 &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{M_x \cdot K_x + M_y \cdot K_y - M_z \cdot K_z + K_y \cdot K_z \cdot e_0}{K_x \cdot K_y} \right), \\
 - \text{ pionowa } e_2 &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{M_x \cdot K_x - M_y \cdot K_y + M_z \cdot K_z - K_y \cdot K_z \cdot e_0}{K_x \cdot K_z} \right), \\
 - \text{ pozioma } e_3 &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{M_y \cdot K_y - M_x \cdot K_x + M_z \cdot K_z - K_y \cdot K_z \cdot e_0}{K_y \cdot K_z} \right).
 \end{aligned}$$

Moduł wartości siły wypadkowej  $K$  oporu pracy redlic oraz jej kąty kierunkowe z osiami współrzędnych określa się wg powszechnie dostępnych wzorów [np. MISIAK 1997].

### Parametry konstrukcyjne

Podstawowe parametry opracowanego i wykonanego mikrodynamometru zestawiono w tab. 1.

Najistotniejszym zagadnieniem w obliczeniach konstrukcyjnych mikrodynamometru jest określenie grubości:  $t$  pierścienia oraz  $D-d/2$  rury reakcyjnej. Wartości te powinny być tak dobrane, aby nie spowodować przekroczenia granicy sprężystości materiału (z którego mikrodynamometr wykonano), przy maksymalnym przewidywanym jego obciążeniu. Równocześnie nadmierna ich grubość niekorzystnie zmniejsza czułość mikrodynamometru.

Na grubość  $t$  dynamometru w literaturze podawanych jest wiele formuł empirycznych. Różnią się m.in. wartościami współczynników empirycznych i uwzględnianymi parametrami. W tym przypadku wykorzystano formułę dla cienkich rozszerzonych pierścieni oktagonalnych określoną wzorem [O'DOUGHERTY 1996]:

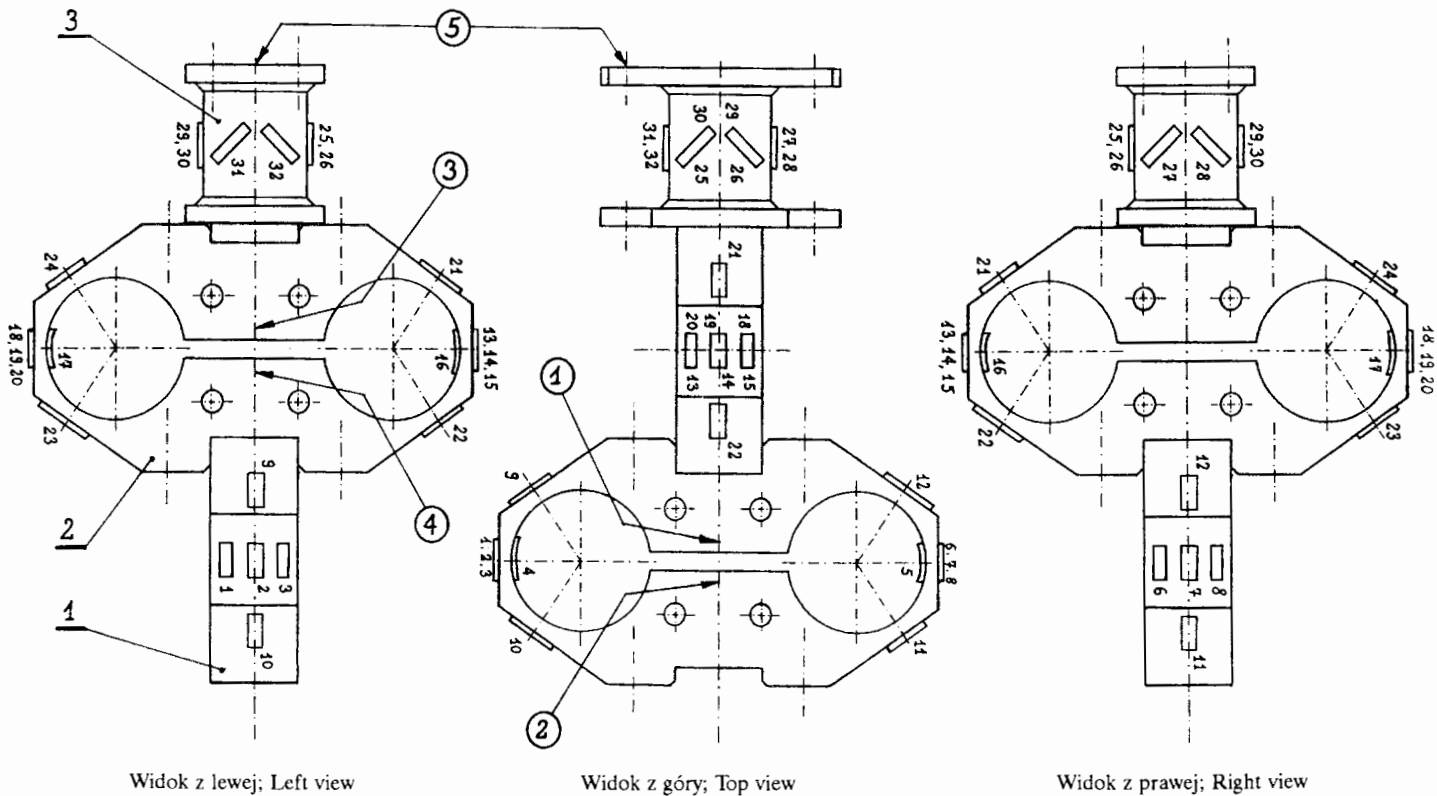
$$t^2 = \frac{\left[ 2,62 \cdot K_x + 2,17 \cdot K_y + \frac{4,04}{\left(k^2 + \frac{4 \cdot k}{\pi} + 0,5\right)} \cdot \frac{M}{r} \cdot \left(\frac{2 \cdot k}{\pi} + 0,5\right) \right]}{\left(\frac{b \cdot \delta_{\max}}{r}\right)}, \quad (1)$$

przy równoczesnym spełnieniu warunku cienkich pierścieni  $r/t \geq 5$  [GODWIN i in. 1993], gdzie:  $K_x$ ,  $K_y$  – siła prostopadła i styczna do powierzchni roboczej (mocowania) dynamometru;  $M$  – moment roboczy działający na dynamometr;  $k$  – współczynnik konstrukcyjny ( $k = l/r$ ) przyjęty dla tego zakresu obciążeń jako  $k = 1,8$ ;  $\delta_{\max} = 400 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  – granica sprężystości dla stali 50S2 przy maksymalnym przewidywanym obciążeniu i przyjętym 33% współczynnikiem bezpieczeństwa;  $r$ ,  $b$ ,  $l$  – parametry konstrukcyjne z tabeli 1.

Tabela 1; Table 1

Podstawowe parametry eksploatacyjno-techniczne mikrodynamicometru  
 The basic operating and technical parameters of a microdynamicomete

Wyszczególnienie parametrów Specification of parameters	Oznaczenie Designation	Wartości eksploatacyjno-techniczne; Operating and technical values
1. Materiał; Dynamometer material	–	stal sprężynowa 50S2 wyzarczona; spring steel 50S2
2. Zakres wartości mierzonych sił The range of measured force values	$K_x$ , $K_y$ , $K_z$	10 N–200 N
3. Maksymalny moment roboczy Maximal working moment	$M$	do; tu 100 Nm
4. Grubość dynamometru; Thickness of dynamometer	$b$	25 mm
5. Wewnętrzna średnica rury Inner diameter of dynamometer torque tube	$d$	28 mm
6. Zewnętrzna średnica rury Outer diameter of dynamometer torque tube	$D$	30 mm
7. Wysokość dynamometru; Height of dynamometer	$e_0$	60 mm
8. Długość rury; Length of dynamometer torque tube	$l$	35 mm
9. Odległość między środkami pierścieni Distance between ring centres	$2L$	80 mm
10. Promień pierścieni średni Mean radius of dynamometer ring section	$r$	22 mm
11. Szczelina między połówkami pierścieni Gap between ring halves	$s$	6 mm
12. Grubość pierścienia (minimalna) Minimal thickness of ring	$t$	4 mm
13. Kąt między sekcją pierścienia a linią działania siły normalnej; Angle of dynamometer ring section measured from normal to dynamometer longitudinal axis through ring centre	$\Theta$	34 deg
14. Liczba naklejonych tensometrów Number of strain gauge bridges	$n$	32



- 1, ..., □32 - numery tensometrów; numbers of strain gauges  
 O1, ..., O5 - oznaczenie powierzchni (dla jednoznaczności opisu); surface determination  
 1, 2 - niezależne dynamometry pierścieniowe; independent ring dynamometers  
 3 - rura reakcyjna; a torque tube

Rys. 2. Schemat rozmieszczenia czujników tensometrycznych w mikrodynamicznym do pomiaru składowych trójosiowych oporu  
 Fig. 2. Diagram of strain gauge sensors in a microdynamometer for triaxial component forces of resistance

Grubość  $D-d/2$  dynamometru w postaci rury reakcyjnej określono z zależności na maksymalne główne naprężenie w zewnętrznej powierzchni, wynoszące wg GODWINA i in. [1993]:

$$\delta_{\max} = \frac{16 \cdot D \cdot (M + \sqrt{M^2 + M_s^2})}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}, \quad (2)$$

gdzie:  $M$  – maksymalny moment zginający działający na pojedynczy dynamometr pierścieniowy;  $M_s$  – maksymalny moment skręcający ( $M_s = 2 \cdot M$ );  $D, d$  – średnica zewnętrzna i wewnętrzna rury. Maksymalny moment obrotowy rury reakcyjnej, przyjęty za GODWINEM [1993], uwzględnia najbardziej niekorzystny przypadek w wyniku zarówno skręcania (momentem  $M_s$ ), jak i bezpośredniego zginania (momentem  $M$ ). Wtedy to pionowa i poprzeczna siła składowa mikrodynamicometru generuje momenty o tych samych zwrotach i równocześnie występuje maksymalny moment zginający spowodowany bezpośrednim obciążeniem sił w punkcie  $A$  (rys. 1).

Przyjmując tak dużą wartość grubości  $b$  dynamometrów pierścieniowych, założono wyeliminowanie najmniejszych nawet naprężeń wewnątrz pierścieni od bocznych momentów zginających w zakresie przewidywanych obciążeń.

Podobnie przyjmując (nadwymiarowo) wartość szczeliny  $s$ , założono że jest większa od sumy maksymalnych odchyień liniowych i kątowych występujących w dynamometrach.

Pozostałe wartości parametrów konstrukcyjnych mikrodynamicometru są efektem kompromisu między potrzebą jego minimalizacji a koniecznością uzyskania powierzchni umożliwiających naklejenie (pod kątem 45 deg) czujników tensometrycznych. Schemat ich rozmieszczenia na poszczególnych powierzchniach elementów mikrodynamicometru (w liczbie 32 szt., połączonych w pełne mostki) przedstawia rys. 2.

## Podsumowanie

Oceniając jakość pracy wykonanego mikrodynamicometru uwzględniono następujące wskaźniki, charakteryzujące tego typu mierniki [GODWIN 1975; O'DOGHERTY 1975; GEBRESENBET 1989; GODWIN i in. 1993; KUSHWAHA i in. 1993]: nieliniowość, wartość histerezy, czułość, interakcje i sztywność (tzn. odchylenie liniowe i kątowe). Uzyskane dla sił czułości wynoszą:  $5 \mu\text{V} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$  dla siły  $K_x$  (normalnej do powierzchni roboczej) oraz  $40 \mu\text{V} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$  dla sił  $K_y$  i  $K_z$  (stycznych do powierzchni roboczej mikrodynamicometru). Czułość pomiaru momentów jest znacznie większa i wynosi od  $0,25 \text{ mV} \cdot \text{Nm}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$  na dynamometrach pierścieniowych do  $0,5 \text{ mV} \cdot \text{Nm}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$  na rurze reakcyjnej. Na podstawie opracowanych charakterystyk wzorcowania wynika, że maksymalny błąd pomiarowy odczytu mierzonych wielkości wynosi:  $1,0 \text{ N}$  dla sił  $K_x$  i  $0,5 \text{ Nm}$  dla momentu  $M$ . Jest on równy błędowi standardowemu estymacji uzyskanych modeli liniowych (oddzielnie dla każdej mierzonej wielkości). Zawiera w sobie błędy: liniowości, histerezy, powtarzalności i dokładności odczytu. Największa nieliniowość występuje dla momentów i wynosi od  $0,7\%$  na dynamometrach pierścieniowych do  $2,5\%$  na rurze reakcyjnej. Stwierdzona sztywność (przy  $75\%$  maksymalnym obciążeniu) wynosi poniżej  $0,01$

mm·N<sup>-1</sup> dla odchyień liniowych i 1,0 deg·Nm<sup>-1</sup> dla odchyień kątowych, natomiast interakcja poniżej 5%.

### Literatura

- COCHIRAN B.J., PORTERFIELD J.G., BATCHELDER D.G. 1974. *Vertical forces on furrow openers and depth control devices*. Trans. ASAE 17(2): 443–446.
- O'DOHERTY M.J. 1975. *A dynamometer to measure the forces on a sugar beet tooping knife*. J. Agric. Engng Res. 20: 339–345.
- O'DOHERTY M.J. 1996. *The design of octagonal ring dynamometers*. J. Agric. Engng Res. 63: 9–18.
- GEBRESENBET G. 1989. *Multicomponent dynamometer for measurement of forces on plough bodies*. J. Agric. Engng Res. 42: 85–96.
- GEBRESENBET G., JONSSON H. 1992. *Performances of seed drill coulters in relation to speed, depth and rake angles*. J. Agric. Engng Res. 52: 121–145.
- GODWIN R.J. 1975. *An extended octagonal ring transducer for use in tillage studies*. J. Agric. Engng Res. 20: 347–352.
- GODWIN R.J., MAGALHAES P.S.G., MILLER S.M. 1987. *Instrumentation to study the force systems and vertical dynamic behaviour of soil-engaging implements*. J. Agric. Engng Res. 36: 301–310.
- GODWIN R.J., REYNOLDS A.J., O'DOHERTY M.J., AL-GHAZAL A.A. 1993. *A triaxial dynamometer for force and moment measurements on tillage implements*. J. Agric. Engng Res. 55: 189–205.
- KUCZEWSKI J. 1978. *Elementy teorii i obliczeń maszyn do uprawy i pielęgnacji roślin*. Skrypty SGGW-AR w Warszawie: 84–95.
- KUSHIWAHA R.I., ZOERB G.C., GU Y. 1993. *Cross-sensitivity analysis of extended octagonal ring transducer*. Trans. ASAE 36(6): 1967–1972.
- MCLAUGHLIN N.B. 1996. *Correction of an error in equations for extended ring transducers*. Trans. ASAE 39(2): 443–444.
- MISIAK J. 1997. *Mechanika ogólna. Tom 1. Statyka i kinematyka*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa: 42–47.
- TICE E.M., HENDRICK J.G. 1991. *Disc coulters forces: evaluation of mathematical models*. Trans. ASAE 34(6): 2291–2298.
- WORONA M., DAWIDOWSKI B., MOROZEWICZ B. 1979. *Siłomierze tensometryczne stosowane w badaniach maszyn rolniczych*. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 12: 18–20.

**Słowa kluczowe:** siewniki, metody pomiarów, opór pracy redlic, czujniki pomiarowe

### Streszczenie

Przedstawiono zintegrowany mikrodynamometr do pomiaru składowych oporu pracy redlic siewników uniwersalnych. Składa się z dwóch jednakowych



dynamometrów pracujących na zasadzie cienkich rozszerzonych pierścieni okta-gonalnych oraz jednego dynamometru w postaci rury reakcyjnej. Idea pomiarów polega na identyfikacji zarówno co do wartości, jak i miejsca występowania na-prężeń powierzchniowych materiału na wewnętrznych i zewnętrznych powierzch-niach roboczych mikrodynamicometru. Do tego celu wykorzystano czujniki tenso-metryczne połączone w pełne mostki. W zależności od sposobu złożenia elemen-tów mikrodynamicometru mogą być określane bądź to dwuosiowe obciążenia dyna-miczne w redlicach symetrycznych (dwóch jednocześnie), bądź też trójosiowe w redlicy asymetrycznej. Z pojedynczego próbkowania (w funkcji czasu  $T$ ) uzyskuje się, przy pomiarach trójosiowych obciążenia, wartości ośmiu wielkości dynamicznych: czterech składowych sił i czterech składowych momentów. Wykorzystując podane wzory oblicza się wartości ortogonalnych składowych sił i momentów, moduł siły wypadkowej  $K$  oporu pracy redlic oraz jej kąty kierunkowe i współ-rzędne przyłożenia. Maksymalny błąd pomiarowy odczytu składowych sił wynosi 1,0 N i występuje dla siły  $K_x$ , natomiast składowych momentów wynosi 0,5 Nm i dotyczy momentu  $M_x$ . Zamieszczono zasady działania mikrodynamicometru i dobo-ru jego parametrów konstrukcyjnych oraz podstawowe dane eksploatacyjno-tech-niczne.

## A MICRODYNAMOMETER FOR TRIAXIAL COMPONENT FORCES MEASUREMENT OF RESISTANCE TO WORK OF DRILL OPENERS

*Zbigniew Kogut*

Department of Crop Production Mechanization,  
Branch Kłudzienko, Institute for Building, Mechanization  
and Electrification of Agriculture, Warszawa

Key words: drills, measuring methods, resistance to work of drill openers, measuring sensors

### Summary

An integrated microdynamicometer for component forces measurement of resistance to work of furrow openers of universal drills was presented. The design of the dynamometer was based on two extended octagonal thin rings and a torque tube. The idea of the measurement was to identify values and the place of existence of the surface strain at the ring inner and outer working surface of the dynamometer. The strain gauge bridges were used to do it. According to the way of the dynamometer elements assembly, you can determine either biaxial dynamic load for symmetric drill openers (two simultaneously) or triaxial dynamic load for asymmetric ones. For triaxial load measurements from the single sampling (as a function of time  $T$ ) you can obtain values of eight dynamic quantities: four component forces and four component moments. Using given formulae you can calculate octagonal component forces and moment values, component force modulus  $K$  of resistance to work of drill openers, its direction angles

and force applying coordinates. Maximal measuring error of component forces reading is 1.0 N for the force  $K_x$ , but component moments reading is 0.5 Nm for the moment  $M_x$ . The basic operating and technical data, the principle of operation and the characteristics of the micro-dynamometer are presented.

Dr inż. Zbigniew **Kogut**

Zakład Mechanizacji Produkcji Roślinnej

Instytut Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa

Oddział w Kłodzianku

05-824 KŁUDZIENKO