

ANALIZA WYBRANYCH PARAMETRÓW PRACY ROZDRABNIARKI MERI CRUSHER MJS-241 STG DO PRAC LEŚNYCH

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki obliczeń niektórych parametrów technicznych rozdrabniarki Meri Crusher MJS-241 STG współpracującej z ciągnikiem o mocy nominalnej 158 kW, podczas rozdrabniania gleby na głębokość 25 cm. Obliczono teoretyczną wielkość sił na zębach tnących i zapotrzebowanie na moc. W trakcie prób terenowych zweryfikowano zapotrzebowanie na moc i określono górny zakres prędkości jazdy maszyny, gwarantującej rozkruszenie gleby na zadaną głębokość. Ciągnik współpracujący z rozdrabniarką może poruszać się z maksymalną prędkością $0,6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, przy głębokości kruszenia 25 cm. Przy takiej głębokości kruszenia obliczone siły na zębach tnących skrawających glebę wynosiły ok. 230 N. Większe prędkości jazdy uniemożliwiały kruszenie gleby na głębokości 25 cm.

Słowa kluczowe: kruszenie gleby, rozdrabniarka, zapotrzebowanie na moc, siły, moment obrotowy

Wprowadzenie

Szereg prac wykonywanych w trakcie prowadzenia gospodarki leśnej wymaga stosowania rozdrabniarek agregatowanych z ciągnikami rolniczymi. Prace takie najczęściej obejmują zabiegi związane z rozdrabnianiem pozostałości zrębowych w celu przygotowania gleby do odnowienia, a także czynności związane z utrzymaniem dróg leśnych, przygotowaniem pasów gleby mineralnej oraz oczyszczanie terenu z roślinności krzewiastej lub niewielkich drzew.

Interesującą grupę rozdrabniarek stanowią maszyny agregowane z ciągnikami rolniczymi o znacznych mocach, gdzie rozdrabniarka zawieszona jest na trzypunktowym układzie zawieszenia ciągnika a rozdrabnianie odbywa się przez przemieszczanie maszyny po materiale poddawany obciążeniom dynamicznym pochodzącym od elementów roboczych (zębów tnących, noży, frezów). W tej grupie maszyn mogą występować elementy robocze ruchome (bijakowe) oraz zęby zamontowane w osadach (imakach) przytwierdzonych na stałe do powierzchni bębna roboczego, przy czym nóż może w trakcie pracy obracać się wokół własnej osi. Teoretyczny opis rozdrabniania napotyka szereg trudności, wynikających ze złożonej struktury materiału, głębokości kruszenia, szybkości przemieszczania się maszyny oraz z niejednorodności gleby, zawierającej kamienie, korzenie drzew [1, 2]. Zjawiska występujące podczas pracy rozdrabniarek i wynikające z nich trudności opisu nawiązują do problematyki badawczej klasycznych kruszarek [6]. Próby określenia sił działających na styku rozdrabniany grunt/narzędzie robocze wymagają więc znajomości zagadnień stanowiących przedmiot dociekań innych, czasem odległych dyscyplin naukowych, jak gleboznawstwo, inżynieria leśna czy hodowla lasu, a przede wszystkim mechanika gruntu. Problemy metodologiczne związane z pomiarami sił działających na rozdrabniany materiał skłaniają do prób teoretycznego ich określenia, na podstawie parametrów technicznych układu ciągnik/rozdrabniarka oraz w oparciu o obserwacje terenowe procesu kruszenia, służące weryfikacji wniosków uzyskanych z obliczeń teoretycznych [4].

Chociaż rozdrabniarki stosuje się najczęściej do rozdrabniania pozostałości zrębowych, jako jednej z operacji przygotowania powierzchni do odnowienia, to coraz częściej maszyny te znajdują zastosowanie przy oczyszczaniu terenu z różnego rodzaju roślinności lub rozkruszeniu gleby na zadaną

głębokość. Służą one do przygotowania terenu pod zalesienia, budowę dróg oraz do wykonania pasów przeciwpożarowych. Ich zakres zastosowań jest więc dość szeroki, podobnie jak zróżnicowane są rozwiązania konstrukcyjne poszczególnych modeli tej grupy maszyn. Konstrukcja rozdrabniarek podlega ciągłemu rozwojowi, pojawiają się rozwiązania nowe, zmianie ulegają wartości ważniejszych parametrów technicznych maszyn. Stąd nieodzowne są ciągłe badania pracy rozdrabniarek i weryfikacja ich możliwości w różnych zastosowaniach. Badania takie prowadzono w przeszłości [3] i wydaje się, że mają one znaczną wartość dla przyszłego rozwoju konstrukcji tej grupy maszyn. Autorzy postanowili więc przebadać jeden z nowszych modeli rozdrabniarek fińskiej firmy Suokone, dla którego producent przewiduje zastosowanie w leśnictwie.

Material i metody

Przedstawiając zastosowane metody badań opisano najpierw budowę badanej maszyny, a następnie zastosowane formuły i zasady prowadzenia obserwacji terenowych.

Budowa maszyny

Rozdrabniarka bębnowa MJS-241 STG jest zawieszona z tyłu ciągnika (najczęściej) na podnośniku hydraulicznym i napędzana z wału odbioru mocy ciągnika (WOM), za pośrednictwem wału przegubowo-teleskopowego, przekładni kątowej, wału bocznego, hydraulicznego sprzęgła przeciążeniowego oraz przekładni zębatej, znajdującej się na jednym końcu wirnika (bębna) roboczego (rys. 2).

Jej głównym elementem roboczym jest wirnik roboczy z zamocowanymi na stałe do bębna roboczego osadami (imakami) oraz stalowymi zębami tnącymi z wkładką z węglików spiekanych (rys. 1). Osady rozmieszczone są w sposób zapewniający pełne pokrycie rozdrabnianej powierzchni. Przyspawane są one do wirnika roboczego pod kątem 3-5 stopni i skierowane ku końcom bębna, co w trakcie pracy wymusza ciągły obrót zęba tnącego w gnieździe osady, poprzez tuleję rozporową, w której umieszczony jest trzon zęba. Przeciwnożce zamontowane są w ramie bębna roboczego (przed i za nim) i umożliwią skuteczne rozdrabnianie. Podczas pracy maszyny następuje naturalne zużycie cierne zębów roboczych, zwłaszcza w ich części

wierzchołkowej, stąd ich trwałość zależy od ilości rozdrobnionych pozostałości zrębowych oraz obecnych w glebie kamieni i pniaków. Umieszczona za wirnikiem roboczym sterowana hydraulicznie płyta oraz bęben ugniatający nie pozwalają na wyrzucanie rozdrobnionego materiału (gleby, kamieni, kawałków drewna). Bęben ugniatający służy również do regulacji głębokości pracy. Charakterystykę badanego modelu rozdrabniarki przedstawiono w tab. 1. Należy dodać, że rozdrabniarka jest najczęściej konfigurowana do pracy w trybie współbieżnym przy poruszaniu się ciągnika do przodu.



Rys. 1. Ząb tnący w osadzie na bębnie roboczym rozdrabniarki MJS-241 STG (Fot. M. Różański)

Fig. 1. A cutter in its holder on the rotor in the MJS-241 STG (photo M. Różański)



Rys. 2. Rozdrabniarka MJS-241 STG z ciągnikiem New Holland T.7.260 (fot. M. Różański)

Fig. 2. MJS-241 STG Crusher with a New Holland T.7.260 tractor (photo M. Różański)

Tab. 1. Podstawowe parametry techniczne rozdrabniarki Meri Crusher MJS-241 STG

Table 1. Basic technical parameters of Meri Crusher MJS-241 STG

Lp.	Parametr	Jednostka miary	Wartość
Agregowanie			
1.	Moc nominalna ciągnika	kW	158
2.	Moc na wale odbioru mocy WOM ciągnika	kW	134
3.	Minimalna prędkość jazdy podczas pracy	km·h ⁻¹	0,4
Wymiary, masa i zęby tnące			
4.	Szerokość robocza	mm	2410
5.	Masa	kg	1520
6.	Średnica wirnika roboczego	mm	492
7.	Liczba zębów tnących	szt.	106
8.	Promień okręgu zębów tnących	mm	501
Dane eksploatacyjne			
9.	Prędkość obrotowa WOM	min ⁻¹	1000
10.	Przełożenie przekładni zębatej kątovej	-	1,53:1
11.	Przełożenie przekładni zębatej bocznej	-	1,875:1
12.	Zakres głębokości pracy	mm	<250

Źródło: opracowanie własne / Source: own study

Obserwacje terenowe i obliczenia teoretyczne

Pracę rozdrabniarki analizowano w toku obserwacji oraz obliczeń teoretycznych. Obserwacje terenowe przeprowadzono w okolicach Zgorzelca podczas rekultywacji terenu. Pomiary obejmowały prędkość jazdy zestawu oraz kontrolę głębokości kruszenia. Maszyna pracowała przy maksymalnej głębokości kruszenia (25 cm), poruszając się na glebie luźnej, w stanie świeżym, na podłożu z piasku gliniastego. Opisowa charakterystyka gleby, mimo, że pozbawiona wyników pomiaru gęstości, wilgotności i zwięzłości, przy pewnym doświadczeniu daje właściwy obraz skrawanej gleby.

Rozdrabniarka MJS-241 STG agregatowana była z ciągnikiem New Holland T7.260 o mocy nominalnej 158 kW. Założono, że moc na WOM wynosi 85% mocy nominalnej ciągnika. Maksymalny moment obrotowy na sprzęgle przeciążeniowym został ustawiony na wartość 3125 Nm. Bęben roboczy rozdrabniarki pracował w trybie współbieżnym, tzn. przy jeździe do przodu koła ciągnika i bęben roboczy obracały się w tym samym kierunku.

Obliczenia teoretyczne zmierzały do określenia mocy i momentu obrotowego na wirniku roboczym, jego prędkości obrotowej i prędkości obwodowej zębów tnących, sumy sił na zębach oraz średnich sił na zębach posiadających kontakt z rozdrabnianym gruntem. Obliczono również teoretyczne zapotrzebowanie na moc podczas kruszenia przy jego maksymalnej głębokości.

Prędkość obrotową i kątową wirnika roboczego oraz obwodową wierzchołków zębów tnących, moc i moment obrotowy na wirniku roboczym oraz sumę sił na zębach określono w oparciu o poniższe formuły:

- prędkość obrotowa wirnika roboczego n_r :

$$n_r = n_1 \cdot i_1 \cdot i_2 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (1)$$

- prędkość kątowa wału roboczego ω_r :

$$\omega_r = \frac{\pi \cdot n_r}{30} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2)$$

- prędkość obwodowa wierzchołków zębów tnących v_r :

$$v_r = \frac{\pi \cdot R_r \cdot n_r}{30} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

- moc na wirniku roboczym P_r :

$$P_r = P_{WOM} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

- moment obrotowy wirnika roboczego M_r :

$$M_r = \frac{P_r}{\omega_r} \quad [\text{Nm}] \quad (5)$$

- suma sił na zębach tnących ΣF_r :

$$\Sigma F_r = \frac{M_r}{R_r} \quad [\text{N}] \quad (6)$$

- średnia siła przypadająca na jeden ząb biorący udział w procesie rozdrabniania F_r

$$F_r = \frac{\Sigma F_r}{z} \quad [\text{N}], \quad (7)$$

gdzie:

n_1 - prędkość obrotowa WOM,

i_1 - przełożenie przekładni kątovej,

i_2 - przełożenie przekładni bocznej,

z - liczba zębów w rozdrabnianym gruncie,

R_r - promień okręgu wierzchołków zębów roboczych,

P_{WOM} - moc na wale odbioru mocy,

η_1 - sprawność wału przegubowo-teleskopowego (przyjęto wartość 0,96),

η_z - sprawność przekładni zębataj kątowej (przyjęto wartość 0,95),

η_s - sprawność sprzęgieł odchylnych na wale poprzecznym (przyjęto wartość 0,98),

η_b - sprawność przekładni bocznych (przyjęto wartość 0,92).

Zapotrzebowanie na moc (N) określono według formuły Maszceńskiego za Więsikiem [5].

$$N = a \cdot b \cdot v \cdot (A_g \cdot (1 - \varepsilon_1) + A_p \cdot \varepsilon_1) \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

$$A_g = K_g + 0,5 \cdot \rho \cdot v_s^2 \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (9)$$

$$A_p = K_p + 0,5 \cdot \rho_p \cdot v_s^2 \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (10)$$

gdzie:

a - głębokość kruszenia [m],

b - szerokość kruszenia [m],

v - prędkość robocza agregatu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

A_g - jednostkowa energia kruszenia gleby [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$],

A_p - jednostkowa energia kruszenia drewna [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$],

ε_1 - udział drewna w objętości rozdrabnianego gruntu,

K_g - jednostkowa praca skrawania gleby [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$],

K_p - jednostkowa praca skrawania drewna [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$],

ρ - gęstość gleby [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

ρ_p - gęstość drewna [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

v_s - prędkość obwodowa elementów roboczych [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Do obliczeń przyjęto wartość gęstości gleby równą $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ i 10% udział drewna w postaci gałęzi i pniaków w objętości kruszonego gruntu. Jednostkową pracę skrawania drewna przyjęto na średnim poziomie $3000 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$, a gęstość drewna - $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Jednostkową pracę skrawania gleby określono na podstawie zależności podanej przez Więsika i Aniszewską [5].

Wyniki badań

Na podstawie formuł oraz szeregu założeń przedstawionych w metodyce uzyskano wartości parametrów technicznych maszyny, które przedstawiono w tab. 2.

Tab. 2. Wybrane obliczone parametry techniczne rozdrabniarki MJS-241 STG

Table 2. Selected technical parameters calculated for the MJS-241 STG crusher

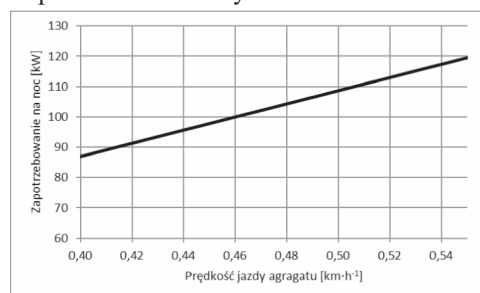
Lp.	Parametr	Jednostka	Wartość
1.	Prędkość obrotowa walca roboczego n_r	min^{-1}	348,58
2.	Prędkość kątoowa walca roboczego ω_r	s^{-1}	36,48
3.	Prędkość obwodowa wierzchołków zębów v_r	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	9,12
4.	Moc na walcu roboczym P_r	kW	110,43
5.	Moment obrotowy na walcu roboczym M_r	Nm	3026,74
6.	Suma sił na zębach roboczych ΣF_r	N	12107
7.	Siła na zębie roboczym F_r	N	228,43

Źródło: opracowanie własne / Source: own study

Obliczona wartość mocy przekazywanej na wirnik roboczy wynosiła 110,43 kW, przy prędkości obrotowej $348,58 \text{ min}^{-1}$ i wartości momentu obrotowego 3026,74 Nm. Obliczona teoretyczna wartość mocy na wirniku roboczym stanowiła ok. 70% mocy nominalnej ciągnika, a wartość ta była skutkiem szeregu poczynionych założeń, przyjętych do obliczeń. Obniżenie prędkości obrotowej w ciągu transmisyjnym maszyny z 1000 do $348,6 \text{ min}^{-1}$ pozwoliło na zwiększenie momentu obrotowego podawanego na wirnik roboczy, a tym samym na wzrost sił na elementach roboczych (zębach).

Podczas pracy maszyny przy maksymalnej głębokości kruszenia gleby, bezpośredni kontakt z nią miała połowa zębów zamontowanych na bębnie roboczym (bęben roboczy był zagłębiony po oś obrotu). Oznacza to, że każdy z zębów tnących oddziaływał na glebę z siłą 228,43 N.

Za pomocą formuł zaproponowanych przez Maszceńskiego za Więsikiem i Aniszewską [5] obliczono konieczną do rozdrabniania gleby moc podaną na walec roboczy. Obliczone zapotrzebowanie na moc miało przebieg liniowy i wynosiło od 87 kW przy prędkości agregatu wynoszącej $0,4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ do 109 kW, przy prędkości jazdy $0,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (rys. 3). Chcąc określić zapotrzebowanie na moc nominalną ciągnika należałoby do mocy określonej wg formuł Maszceńskiego dodać pewien zapas mocy w celu uwzględnienia mocy wydatkowanej na pokonanie oporów jazdy ciągnika oraz strat na sprawnościach elementów ciągu transmisyjnego rozdrabniarki. Wymaga to jednak przeprowadzenia dalszych badań.



Źródło: opracowanie własne / Source: own study

Rys. 3. Obliczone zapotrzebowanie na moc rozdrabniarki MJS-241 STG w zależności od prędkości jazdy ciągnika, przy maksymalnej głębokości kruszenia gleby

Fig. 3. The calculated power demand of the MJS-241 STG crusher depending on the tractor travel speed, at maximum crushing depth

Obliczona teoretycznie moc dostarczana przez ciągnik na rotor rozdrabniarki wynosiła 110,4 kW (tab. 2) i była dostatecznie duża, by pozwolić na rozdrabnianie gleby na głębokość 25 cm, w zakresie prędkości jazdy ciągnika do $0,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Przy większych prędkościach jazdy moc podawana przez ciągnik na rotor okazywała się zbyt mała i następowało włączanie sprzęgła przeciążeniowego. Nawet zwiększenie prędkości jazdy ciągnika do $600 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$, a więc tylko o $100 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$, poważnie utrudniało obserwowaną pracę zestawu maszyn. Dla prędkości jazdy na poziomie $0,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ moc dostarczana na wirnik roboczy okazała się niewystarczająca, tak teoretycznie (130 kW wg formuły Maszceńskiego) jak i praktycznie. Podczas pracy następowało zatrzymanie rotora, co świadczy o przekroczeniu wartości 3125 Nm momentu obrotowego ustawionego na sprzęgle przeciążeniowym. Stąd zakres prędkości jazdy agregatu roboczego złożonego z ciągnika i rozdrabniarki zawarty był pomiędzy wartościami 0,4 a $0,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Przeprowadzone obserwacje potwierdziły zasadność stosowania formuły Maszceńskiego do obliczania zapotrzebowania na moc podawanej do rotora dla badanego typu maszyny. Zauważyć jednakże należy, że badania prowadzono na glebie, w której obecne były pniaki i kawałki drewna, choć stopień zapniaczenia oceniono na 10% - był więc stosunkowo niski. Skuteczne rozdrabnianie gleby z niewielką ilością drewna musiało odbywać się przy bardzo niewielkiej prędkości jazdy agregatu.

Podsumowanie

Przeprowadzone badania miały na celu ocenę przydatności formuły Maszceńskiego do określenia zapotrzebowania mocy

ciągnika w zależności od głębokości pracy elementów roboczych i prędkości jazdy zestawu ciągnik-rozdrabniarka. Do wykonywania tej operacji niezbędne są stosunkowo duże wartości mocy na WOM. Impulsem do przeprowadzenia badań były problemy związane z doбором ciągnika do rozdrabniarki przy założonych parametrach pracy (głębokość rozdrabniania) często napotykanie przez zakłady usług leśnych. Parametry i budowa rozdrabniarki zależą ściśle od będącej w dyspozycji mocy nominalnej ciągnika i możliwości do uzyskania roboczych prędkości jazdy, bowiem te parametry warunkują uzyskiwanie niezbędnych wielkości sił na zębach tnących i umożliwiają rozdrabnianie i mieszanie rozdrobnionego materiału z glebą na określonej głębokości. Należy stwierdzić, że prowadząc operacje rozdrabniania gleby, ciągnik agregatowany z rozdrabniarko-krusząrką powinien poruszać się z bardzo małą prędkością, około 500 m na godzinę. Możliwe jest wtedy rozkruszenie gleby na głębokości 250 mm. Przy szerokości roboczej rotora nieco ponad 2400 mm wymaga to od ciągnika mocy silnika na poziomie 150 kW, tak by po jej spadku spowodowanym zużyciem części mocy na jazdę oraz po uwzględnieniu strat na poszczególnych przekładniach i sprzęgłach, wielkość mocy podanej do rotora, z zamocowanymi na nim zębami tnącymi, pozwoliła na zaspokojenie zapotrzebowania mocy, wynikające z warunków pracy. Przeprowadzone badania wykazały celowość posługiwania się formułami teoretycznymi oraz empirycznymi w celu określenia mocy, momentów i sił na zębach, jak i mocy niezbędnej do prowadzenia pracy w zadanych warunkach. W szczególności badania potwierdziły

zasadność stosowania formuły Maszczeńskiego do określenia mocy maszyn skrawających glebę za pomocą narzędzi roboczych umieszczonych na obrotowym rotorze.

Bibliografia

- [1] Szymański A.: Mechanika gruntów. Wyd. SGGW, Warszawa, 2007.
- [2] Różański H., Jabłoński K.: Elements of the theory of crushing in breaking up logging residues. Forestry. Scientific Papers of Agricultural University of Poznań. Wyd. AR, Poznań, 2001, Vol. 4.
- [3] Różański H., Jabłoński K.: Analiza parametrów technicznych rozdrabniarko-krusząrk MJH-2,5 DTG do remontu i modernizacji dróg leśnych. Technika Rolnicza Ogrodnicza Leśna, . 2012, 4, 7-9.
- [4] Vinkovic N., Stojkovic V., Mikulic D.: Design of flail for soil treatment. 5th DAAAM International Conference on Advanced Technologies for Developing Countries. June 28-30, 2006. Rijeka, Croatia (tekst dostępny online: <https://bib.irb.hr/datoteka/285437.A01.pdf>, dostęp 14 grudnia 2017).
- [5] Więsik J., Aniszewska M.: Urządzenia techniczne w produkcji leśnej. Tom I. Urządzenia do hodowli i ochrony lasu. Wyd. SGGW, Warszawa, 2011.
- [6] Zawada J.: Wstęp do mechaniki procesów kruszenia. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 1998.

ANALYSIS OF SELECTED WORK PARAMETERS OF A MERI CRUSHER MJS-241STG MODEL FOR FOREST OPERATIONS

Summary

The paper presents calculatory results for the basic technical parameters of a Meri Crusher MJS-241 STG machine working with a tractor of 158 kW rated power, while crushing soil at a depth of 25 cm. The theoretical forces on the cutters and the power demand were calculated. In course of field experiments the upper travel speed limit of the tractor, providing good soil crushing at the required depth, was calculated and tested in the field. The tractor working with the crusher could travel with a maximum speed of 0,6 km·h⁻¹, crushing the soil down to 25 cm. At such speed the forces on cutters, crushing the soil were about 230 N. Larger travel speed made soil crushing at 25 cm impossible.

Key words: soil crushing, crusher, power demand, forces, torque



PRZEMYSŁOWY INSTYTUT MASZYN ROLNICZYCH
POZNAŃ 2009

KOSZTY PRACY MASZYN LEŚNYCH

ISBN 978-83-927505-2-9

Książka adresowana jest przede wszystkim do prywatnych przedsiębiorców Leśnych, Służb Leśnych i pracowników technicznych w Nadleśnictwach, Dyrekcjach Regionalnych oraz Dyrekcji Generalnej Lasów Państwowych i ma na celu przedstawienie sposobu wyliczenia kosztów usług maszynowych wykonywanych w lasach.

Wydawca: Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31
tel. 061 87-12-200; fax 061 879-32-62;
e-mail: office@pimr.poznan.pl; Internet: <http://www.pimr.poznan.pl>