

ANALIZA PARAMETRÓW TECHNICZNYCH ROZDRABNIARKO-KRUSZARKI MJH-2,5 DTG DO REMONTU I MODERNIZACJI DRÓG LEŚNYCH

Streszczenie

Przedstawiono wyniki obliczeń podstawowych parametrów pracy rozdrabniarko-kruszararki MJH-2,5 DTG stosowanej do remontów dróg leśnych. Zastosowanie formuły przeznaczonej do określenia zapotrzebowania na moc ciągnika w zależności od prędkości jazdy i głębokości kruszenia pozwoliło na jej terenową weryfikację i określenie dopuszczalnych wartości prędkości jazdy ciągnika w zależności od głębokości kruszenia drogi. Przy typowych głębokościach kruszenia od 10 do 25 cm, obliczone siły na nożach wynosiły od 587 do 359 N, zaś maksymalne prędkości jazdy od 413 do 165 m/h.

Słowa kluczowe: rozdrabniarki; kruszararki; kruszenie; drogi leśne

Wprowadzenie

Współczesna technika rozdrabniania materiałów izotropowych (kamienie) i anizotropowych (wiele skał, drewno) opiera się głównie na wiedzy empirycznej. Procesy rozdrabniania są niezwykle trudne do ścisłego a nawet przybliżonego opisu, co stanowiło wielką przeszkodę w rozwoju naukowej dyscypliny badającej te procesy. Charakterystyczną cechą procesów kruszenia jest to, że materiał podlega wielokrotnym obciążeniom, przechodzi więc wielokrotną historię obciążania. Z tego powodu wiedza o rozdrabnianiu ma przede wszystkim charakter empiryczny. Początek tej dyscypliny nauki datuje się od 1867 r., kiedy pojawiły się pierwsze kruszararki dwurozporowe (szczękowe), przeznaczone do rozdrabniania skał, gdzie nadawa doprowadzana była do komory maszyny [5]. Powszechnie znane maszyny do kruszenia materiałów uziarnionych to kruszararki walcowe uzębione i gładkie, kruszararki stożkowe oraz bijakowe. Mimo różnorodności rozwiązań konstrukcyjnych tych kruszarek rozdrabnianie odbywa się poprzez podanie materiału do komory maszyny. Stosunkowo nową i odmienną grupę kruszarek stanowią maszyny agregatowane z ciągnikami rolniczymi dużej mocy, gdzie kruszararka zamocowana jest na trójpunktowym zawieszaniu ciągnika i kruszenie odbywa się przez przemieszczanie maszyny po materiale poddawany obciążeniu dynamicznym pochodzącym od elementów roboczych (noży, frezów). W tej grupie maszyn występują elementy robocze bijakowe oraz noże zamontowane w osadach przytwierdzonych na stałe do bębna roboczego, przy czym nóż może w trakcie pracy obracać się wokół własnej osi. Trudności w teoretycznym opisie takiego sposobu rozdrabniania wynikają ze struktury materiału, głębokości kruszenia, szybkości przemieszczania się maszyny po surowcu oraz z faktu, że w warunkach leśnych rozdrabniany materiał stanowi gleba, w której często obecne są: kamienie, korzenie drzew, pniaki, a na jej powierzchni występują gałęzie i kawałki drewna [1, 2]. Stąd, w procesie projektowania, obok wiedzy technicznej, ściśle związanej z budową maszyn, konieczna jest znajomość zagadnień stanowiących przedmiot dociekań innych, czasem odległych dyscyplin naukowych jak: gleboznawstwo, inżynieria leśna czy hodowla lasu, a przede wszystkim mechanika gruntu i wynikające z niej podstawy rozdrabniania oraz zasady określania oporów rozdrabniania.

Dobra praktyka leśna wymaga, poza prowadzeniem zabiegów z zakresu hodowli, ochrony i użytkowania lasu, utrzymania we właściwej kondycji dróg leśnych. Jakość dróg leśnych jest niezwykle istotna z punktu widzenia możliwości przemieszczania się po nich środków technicznych stosowanych do prac pozyskaniowych (np. harwestery) i transportu drewna (np. forwardery, pojazdy wywozowe). Do prac związanych z konserwacją i remontami dróg służą odpowiednie, przeznaczone do tego maszyny.

Wśród nich ważne miejsce zajmują maszyny agregatowane z ciągnikami rolniczymi. Maszyny te - zwane rozdrabniarko-kruszararkami, zależnie od swojej konstrukcji mogą rozdrabniać grunt drogowy, glebę leśną ze znajdującymi się na niej pozostałościami zrębowymi, pasy przeciwpożarowe, itp. Ze względu na szeroki zakres prac leśnych, pozwalających na wykorzystanie rozdrabniarko-kruszarek, maszyny te produkuje się w różnych rozwiązaniach technicznych, przeznaczonych do poszczególnych zastosowań. Przykładem mogą być modele w wersji drogowej - szczególnie zalecane do prac na drogach, w tym drogach leśnych. Przykładem jest rozdrabniarko-kruszararka MJH-2,5 DTG przeznaczona głównie do modernizacji i remontów dróg leśnych oraz rozdrabniania pozostałości zrębowych na powierzchniach leśnych [3]. Istnienie alternatywnej możliwości zastosowania rozdrabniarko-kruszararki jest niezwykle ważne dla gospodarza lasu, bowiem pozwala na zastosowanie tej samej maszyny do realizacji prac w dwóch ważnych obszarach prowadzenia gospodarki leśnej - przygotowania powierzchni leśnej do odnowienia oraz remontów dróg leśnych. Dotychczas zauważa się brak badań z zakresu analizy pracy modeli leśnych i drogowych tych maszyn.

Budowa maszyny

Analizowane rozdrabniarko-kruszararki są maszynami, których głównym elementem roboczym jest walec z zamocowanymi na stałe do bębna roboczego osadami oraz nożami stalowymi z wkładką z węglików spiekanych. Noże obracają się wokół własnej osi natomiast osady rozmieszczone są w sposób zapewniający pełne pokrycie rozdrabnianej powierzchni. Kruszararka zawieszona jest z tyłu ciągnika (najczęściej) i napędzana przez wał odbioru mocy ciągnika (WOM), za pośrednictwem wału przegubowo-teleskopowego, przekładni kątowej, obu-stronnych wałów bocznych, hydraulicznych sprzęgieł przeciążeniowych, dwóch przekładni zębatach znajdujących się na obu końcach wału roboczego (rys. 1). Podczas normalnej pracy bębna roboczego obraca



Rys. 1. Rozdrabniarko-kruszararka MJH-2,5 DTG
Fig. 1. MJH-2,5 DTG crusher

się w ruchu współbieżnym, a rozdrabniany materiał jest wyrzucany ku tyłowi. Umieszczona za walcem roboczym sterowana hydraulicznie płyta oraz bęben ugniatający nie pozwalają na wyrzucanie rozdrobnionego materiału (gleby, kamieni, kawałków drewna). Bęben służy do regulacji głębokości pracy. Charakterystykę badanego modelu rozdrabniarko-kruszątki przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Podstawowe parametry techniczne rozdrabniarko-kruszątki Meri Crusher MJH-2,5 DTG

Table 1. Basic technical data of the Meri Crusher MJH-2,5 DTG model

Lp.	Parametr	Jednostka miary	Wartość
Agregowanie			
1.	Ciągnik współpracujący	-	Valtra S 292
2.	Maksymalna moc na WOM wg OECD	kW	213
3.	Zakres prędkości jazdy	ms ⁻¹	0,028-0,125
Wymiary, masy i zęby robocze			
4.	Szerokość robocza	mm	2500
5.	Masa	kg	1980
6.	Średnica walca roboczego	mm	600
7.	Liczba zębów roboczych	szt.	114
8.	Promień okręgu zębów roboczych	mm	450
Dane eksploatacyjne			
9.	Prędkość obrotowa WOM	min ⁻¹	1000
10.	Przełożenie przekładni zębatej kątovej	-	0,6
11.	Rodzaj przekładni bocznych i przełożenie	-	zębata 0,40
12.	Zakres głębokości pracy	mm	<250

Metodyka

Analiza pracy badanej rozdrabniarko-kruszątki obejmo-wała obliczenia teoretyczne zmierzające do określenia mocy i momentu obrotowego na walcu roboczym, prędkości obro-towej walca roboczego i prędkości obwodowej zębów roboczych oraz sumy sił na zębach roboczych i średnich sił na nożach roboczych.

Prędkości obrotową i kątową walca roboczego oraz obwodową wierzchołków zębów roboczych, moc i moment obrotowy na walcu roboczym oraz sumę sił na nożach roboczych określono na podstawie następujących zależności:

- prędkość obrotowa walca roboczego n_r :

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

- prędkość kątowa walca roboczego ω_r :

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

- prędkość obwodowa wierzchołków zębów roboczych v_r :

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

- moc na walcu 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 walca roboczego M_r :

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

- suma sił na nożach roboczych ΣF_r :

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

- średnia siła przypadająca na jeden nóż biorący udział w proce-sie rozdrabniania F_r :

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

gdzie:

n_1 - prędkość obrotowa WOM,

i_1 - przełożenie przekładni kątovej,

i_2 - przełożenie przekładni bocznej,

z - liczba noży w rozdrabnianym gruncie,

R_r - promień okręgu wierzchołków zębów roboczych,

P_{WOM} - moc na wale odbioru mocy,

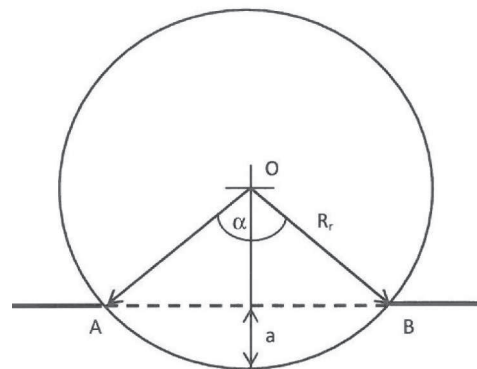
η_1 - sprawność wału przegubowo-teleskopowego (przyjęto 0,96),

η_2 - sprawność przekładni zębatej kątovej (przyjęto 0,95),

η_3 - sprawność sprzęgieł odchylnych na wale poprzecznym (przyjęto 0,98),

η_4 - sprawność przekładni bocznych (przyjęto 0,92).

Liczbę elementów roboczych biorących udział w rozdra-bnianiu określono przyjmując za podstawę rys. 2. Przyjęto, że stosunek długości łuku okręgu wierzchołków noży (L_{AB}) do całkowitej długości okręgu tych wierzchołków ma się tak, jak liczba noży będąca w zagłębieniu do całkowitej liczby noży. Stąd, znając długość łuku wierzchołków noży, dla danej głębokości pracy walca roboczego, można określić liczbę noży biorących jednocześnie udział w rozdrabnianiu.



Rys. 2. Schemat zagłębienia noży w kruszonym gruncie

Fig. 2. Figure presenting cutters penetrating the ground being crushed

Długość łuku okręgu wierzchołków noży roboczych będących w kontakcie z kruszonym materiałem określono według następującego wzoru:

$$L_{AB} = \pi \cdot R_r \cdot \frac{\alpha}{180} \quad [\text{m}], \quad (8)$$

gdzie:

R_r - promień okręgu wierzchołków noży,

α - kąt wycinka bębna (koła) będącego w kontakcie z mate-riałem kruszonym, przy głębokości pracy a .

Zróźnicowanie konstrukcyjne rozdrabniarko-kruszątek, a szczególnie maszyn rozdrabniających pozostałości zrębowe, sprawia, że formuły opisujące zapotrzebowanie na energię przez ich zespoły robocze są bardzo złożone i na ogół odnoszą się do wąskich grup, np. różniących się kształtem elementów roboczych (noże, frezy, bijaki) i ich geometrią rozmieszczenia na wale roboczym (nachylenie elementu roboczego do osi bębna). Uwzględnia-jąc powyższe uwarunkowania, zapotrzebowanie na moc N można określić według formuły Maszczeńskiego za Więsikiem [4], bez uwzględnienia składowej dotyczącej drewna pniaków i korzeni:

$$N = a \cdot b \cdot v \cdot A_g \cdot (1 - \varepsilon_1) \quad [\text{kW}], \quad (9)$$

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

gdzie:

- a - głębokość kruszenia [m],
- b - szerokość kruszenia [m],
- v - prędkość robocza agregatu [$m \cdot s^{-1}$],
- A_g - jednostkowa energia kruszenia [$kJ \cdot m^{-3}$],
- ϵ_1 - udział drewna w objętości rozdrabnianego gruntu,
- K_g - jednostkowa praca skrawania gruntu [$kJ \cdot m^{-3}$],
- ρ - gęstość gleby [$kg \cdot m^{-3}$],
- v_s - prędkość obwodowa elementów roboczych [$m \cdot s^{-1}$].

Do obliczeń przyjęto wartość gęstości gleby równą $1000 kg \cdot m^{-3}$ i zerowy udział drewna w objętości kruszonego gruntu. Podczas prac terenowych, w trakcie obserwacji procesu kruszenia gruntu na remontowanej drodze leśnej, ustalono prędkość jazdy agregatu rozdrabniającego, przy której następowało kruszenie bez zatrzymywania się wału roboczego. Badania terenowe prowadzono w Nadleśnictwie Chojna (RDLP Szczecin) na drodze leśnej gruntowej poddanej zabiegom remontowym.

Wyniki badań

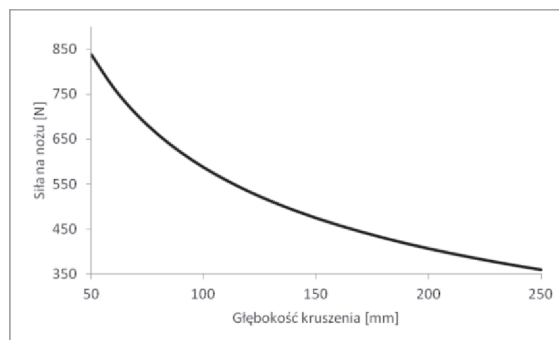
Na podstawie formuł przedstawionych w metodyce uzyskano wartości parametrów technicznych maszyny, które przedstawiono w tab. 2. Obliczona wartość mocy przekazywanej na wałek roboczy wynosiła 164 kW, przy prędkości obrotowej walca roboczego $240 min^{-1}$ i wartości momentu obrotowego 14475 Nm. Wartości sił na nożach roboczych obliczone dla różnych głębokości kruszenia zmieniały się od 587 N przy głębokości kruszenia 100 mm, do 359 N przy głębokości 250 mm. Zależność tę przedstawiono na rys. 3. Zmiana głębokości kruszenia o 15 cm powodowała zmniejszenie wartości siły o ok. 40%.

Przy zastosowaniu ciągnika o mocy 213 kW i przy typowym zakresie głębokości kruszenia drogi od 100 do 250 mm dopuszczalna, ze względu na moc, prędkość jazdy ciągnika wynosiła od 413 do $165 m \cdot h^{-1}$ (rys. 4). Przeprowadzone badania terenowe wykazały, że zwiększenie prędkości jazdy lub głębokości pracy, przy posiadanej mocy napędowej ciągnika, powodowało włączenie sprzęgieł przeciążeniowych i zatrzymanie walca roboczego z nożami.

Tab. 2. Wybrane obliczone parametry techniczne rozdrabniarko-krusząrk MJH-2,5 DTG

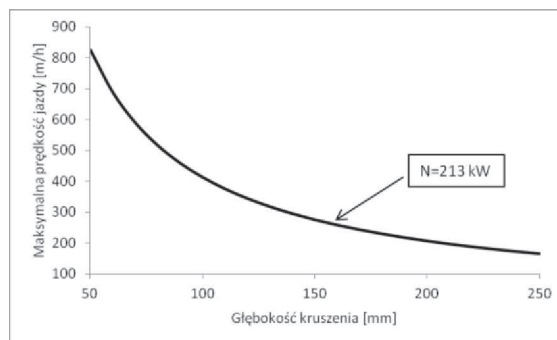
Table 2. Selected calculated technical parameters of the MJH-2,5 DTG crusher

Lp.	Parametr	Jednostka	Wartość
1.	Prędkość obrotowa walca roboczego n_r	min^{-1}	240,00
2.	Prędkość kątowna walca roboczego ω_r	s^{-1}	25,12
3.	Prędkość obwodowa wierzchołków zębów v_r	ms^{-1}	11,30
4.	Moc na walcu roboczym P_r	kW	163,63
5.	Moment obrotowy na walcu roboczym M_r	Nm	6513,92
6.	Suma sił na zębach roboczych ΣF_r	N	14475,37



Rys. 3. Wartości sił na nożach roboczych w zależności od głębokości kruszenia

Fig. 3. Values of forces on cutters related to the depth of crushing



Rys. 4. Wartości maksymalnych prędkości jazdy ciągnika w zależności od głębokości kruszenia

Fig. 4. Values of maximum tractor driving speed related to the depth of crushing

Podsumowanie

Obecnie produkowane rozdrabniarko-krusząrk, w zależności od przeznaczenia (praca na powierzchni pozębowej lub remont drogi leśnej), wymagają ciągników o stosunkowo dużej mocy (od 80 do 300 KM). Ciągniki te muszą posiadać możliwość poruszania się na biegu pełzającym. Zmiana głębokości kruszenia silnie wpływa na zapotrzebowanie na moc.

Bibliografia

- [1] Gołębiwska A.: Mechanika gruntów. Wyd. SGGW, Warszawa, 2004.
- [2] Róžański H., Jabłoński K.: Elements of the theory of crushing in breaking up logging residues. Forestry. Scientific Papers of Agricultural University of Poznań, 2001, vol. 4.
- [3] Róžański H., Jabłoński K.: Efektywność ekonomiczna rozdrabniania pozostałości zrębowych przy użyciu ciągnika Valtra T-190 i rozdrabniarki MJS-2,5 DT. Ogólnopolska Konferencja Naukowa pt. Procesy produkcyjne w leśnictwie - technika, technologia, organizacja (21 czerwca 2005). Wyd. SGGW, Warszawa, 2005.
- [4] Więsik J., Aniszewska M.: Urządzenia techniczne w produkcji leśnej. Tom 1. Urządzenia do hodowli i ochrony lasu. Wyd. SGGW, Warszawa, 2011.
- [5] Zawada J.: Wstęp do mechaniki procesów kruszenia. Wyd. i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 1998.

ANALYSIS OF TECHNICAL PARAMETERS OF A MJH-2,5 DTG CRUSHER USED FOR ROAD CONSERVATION

Summary

The paper contains calculations of technical parameters of a MJH-2,5 DTG crusher used in forest road conservation. The formula used for determining the power requirements, depending on the driving speed of the tractor and on the depth of crushing allowed to test it in field conditions and to determine the maximum driving speed values related to the crushing depth on the road. With typical crushing depths, varying from 10 to 25 cm, the calculated forces on the cutter tips varied from 587 to 359 N and the maximum driving speed values varied from 413 to 165 m/h.

Key words: crushing; crusher; forest roads