

STATECZNOŚĆ PIŁ TAŚMOWYCH

Streszczenie

W artykule przeanalizowane zostały zagadnienia związane ze statecznością pił taśmowych do drewna. Nieodpowiedni dobór wymiarów geometrycznych pił taśmowych do warunków cięcia drewna może być przyczyną pęknięcia pił taśmowych lub ich zsuwania się z kół prowadzących, co prowadzi do kosztownych przestojów maszyn w tartakach przetwarzających drewno na skalę masową. W artykule wyznaczone zostały wartości krytycznych sił oporu w oparciu o teorię zwichrzenia belek. Przeprowadzona została także analiza stateczności (ang. buckling analysis) w oparciu o metodę elementów skończonych (MES) przy użyciu programu MSC Marc. W analizie pominięty został wpływ napięcia wstępnego piły taśmowej, które przyczynia się do wzrostu jej sztywności i poprawy stateczności.

Z analiz wynika, że ze wzrostem szerokości oraz grubości piły taśmowej poprawia się jej stateczność. Korzystne jest umieszczenie wypadkowej siły oporu możliwie najbliżej kół prowadzących, ale może to przyczyniać się do zsuwania się słabo napiętej piły z kół prowadzących. Na stateczność piły taśmowej wpływa także gatunek ciętego drewna. Siły oporu największe są dla drewna jesionowego oraz dębowego, choć należy mieć na uwadze znaczny rozrzut parametrów fizycznych w obrębie danego gatunku drewna. Rezultaty analiz mogą być wykorzystane przy doborze pił taśmowych do drewna oraz konfiguracji pilarek.

WSTĘP

W Polsce w 2013 roku do przerobu przemysłowego pozyskane zostało 17 milionów m³ drewna [1]. Szczególnie w przemyśle meblowym ważne jest, aby przecinane drewno miało dobrze wykończoną powierzchnię. Oznacza to mniej straconego czasu na późniejsze obróbki wykańczające. Łączna ilość pozyskanego drewna (grubizny), z którego znaczną część tnie się na pilarkach rozdzielczych wyniosła w Polsce, w roku 2013, 38 milionów m³ [1]. Podczas cięcia na pilarkach rozdzielczych wykończenie powierzchni nie odgrywa ważnej roli, ale zbyt duża prędkość posuwu oraz zbyt duże wartości siły oporu mogą być przyczyną pęknięcia pił taśmowych, co prowadzi do kosztownych przestojów spowodowanych koniecznością wymiany brzeszczotu oraz jego ponownej konfiguracji (np. ustalenie odpowiedniego napięcia wstępnego).

Jedną z przyczyn złego wykończenia powierzchni przecinanego drewna jest utrata stateczności piły taśmowej podczas cięcia pod działaniem siły oporu. Wyboczenie piły taśmowej może być skutkiem niewłaściwie dobranych wymiarów geometrycznych (grubość lub szerokość piły taśmowej), jak również stopniem krawędzi tnących i niewłaściwym napięciem wstępnym taśmy. Siła oporu działająca na piłę taśmową podczas przecinania drewna, oprócz utraty stateczności może powodować także zsuwanie się jej z kół prowadzących. Na rys. 1 przedstawiona została pofalowana powierzchnia deski, będąca skutkiem utraty stateczności piły taśmowej podczas cięcia. Wzór powstający na przecinanym drewnie, spowodowany utratą stateczności piły taśmowej nazywany jest (ang. washboarding patterns).

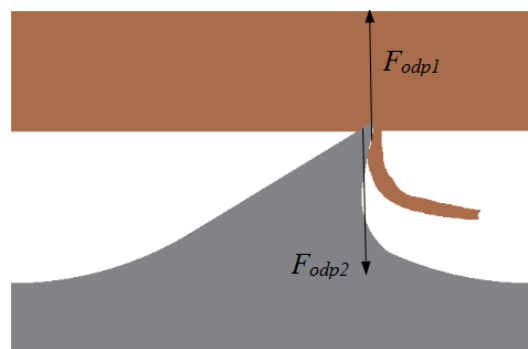


Rys. 1. Fale na desce (ang. washboarding patterns) powodowane utratą stateczności piły taśmowej

1. STATECZNOŚĆ PIŁ TAŚMOWYCH

1.1. Przyczyny utraty stateczności

Siła oporu działająca na ząb piły taśmowej podczas cięcia drewna przedstawiona została na rys. 1.1.1. W większości przypadków $F_{odp2} > F_{odp1}$ [4], ale przy dużych wartościach kąta natarcia wypadkowa siła oporu może działać na piłę taśmową w kierunku F_{odp1} [6]. Siła oporu zwrócona zarówno w jednym kierunku, jak i w drugim może powodować zsuwanie się piły z kół prowadzących [4].



Rys. 1.1.1. Siły oporu F_{odp1} oraz F_{odp2} działające na piłę taśmową w czasie cięcia drewna

Wartości sił oporu dla różnych gatunków drewna oraz dla różnych wysokości rzazu obliczone na podstawie danych [4] przedstawione zostały na rys. 1.1.2. Na podstawie [4] w tab. 1 zamieszczone zostały wartości właściwego oporu skrawania dla posuwu na ząb 0.12 mm. Właściwy opór skrawania odpowiadający różnym gatunkom drewna można otrzymać po pomnożeniu wartości z tab. 1 przez współczynnik c_r podany w tab. 2.

Tab. 1. Wartości właściwego oporu skrawania dla posuwu na ząb 0.12 mm, dla powietrzno-suchego drewna sosnowego o wilgotności 15% [4]

Wysokość rzazu [mm]	Właściwy opór skrawania [MPa]
50	76
100	82
150	86
200	89

Tab. 2. Wartości współczynnika c_r przedstawiającego wpływ gatunku drewna na właściwy opór skrawania przy skrawaniu wzdłużnym [4]

Drewno gatunków miękkich	Lipa	0.8
	Osika	0.85
	Świerk	0.9 ÷ 1
	Sosna	1
	Olsza	1 ÷ 1.05
	Modrzew	1.1
Drewno gatunków twardych	Brzoza	1.2 ÷ 1.3
	Buk	1.3 ÷ 1.5
	Dąb	1.5 ÷ 1.6
	Jesion	1.5 ÷ 2

Wartości sił odporu przedstawione na rys. 1.1.2 obliczone zostały ze wzorów (1) i (2). Do obliczeń przyjęte zostały wartości z tab. 3.

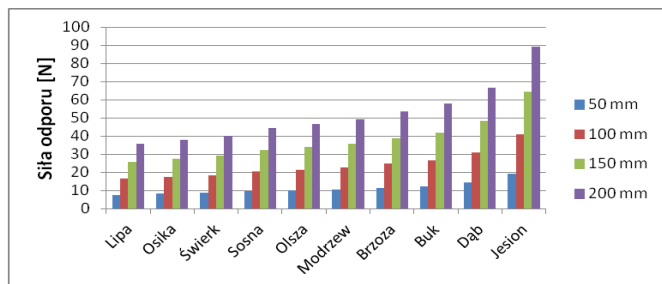
$$P = \frac{k \cdot b \cdot h \cdot u}{60 \cdot v} [N], \quad (1)$$

$$P_0 = c \cdot P [N], \quad (2)$$

gdzie: P – średnia siła skrawania, P_0 – siła odporu k – właściwy opór skrawania [MPa], b – szerokość rzazu [mm], h – wysokość rzazu [mm], u – prędkość posuwu [m/min], v – prędkość skrawania [m/s], c – współczynnik stępienia zębów (przyjmuje wartości 0.2 – 0.5).

Tab. 3. Wartości przyjęte do obliczeń we wzorach (1) i (2)

Wielkość	Wartość
b – szerokość rzazu [mm]	0.9
u – prędkość posuwu [m/min]	10
v – prędkość skrawania [m/s]	30
c – współczynnik stępienia zębów	0.5



Rys. 1.1.2. Wartości sił odporu dla różnych gatunków drewna w przeciętnych warunkach pracy podczas cięcia drewna powietrzno-suchego o wilgotności 15%, wzdłuż włókien, dla wysokości rzazu od 50 mm do 200 mm. Wartości obliczone zostały dla posuwu na ząb 0.12 mm

Posuw na ząb jest wielkością pośrednio wpływającą na właściwy opór skrawania. Może on zostać obliczony z równania (3). Współczynnik ε , wg [4] przyjmuje się 0.75 – 1.25 dla najlepszych warunków pracy, 1 – 1.5 dla dobrych warunków pracy i 1.5 – 3 dla średnich warunków pracy.

$$d_z = \frac{A}{\varepsilon \cdot h} [mm], \quad (3)$$

gdzie: d_z – posuw na ząb [mm], A – pole powierzchni bocznej wrębu, ε – współczynnik zależny od warunków pracy, h – wysokość rzazu [mm].

1.2. Analiza utraty stateczności przez piłę taśmową przy użyciu metody elementów skończonych (MES)

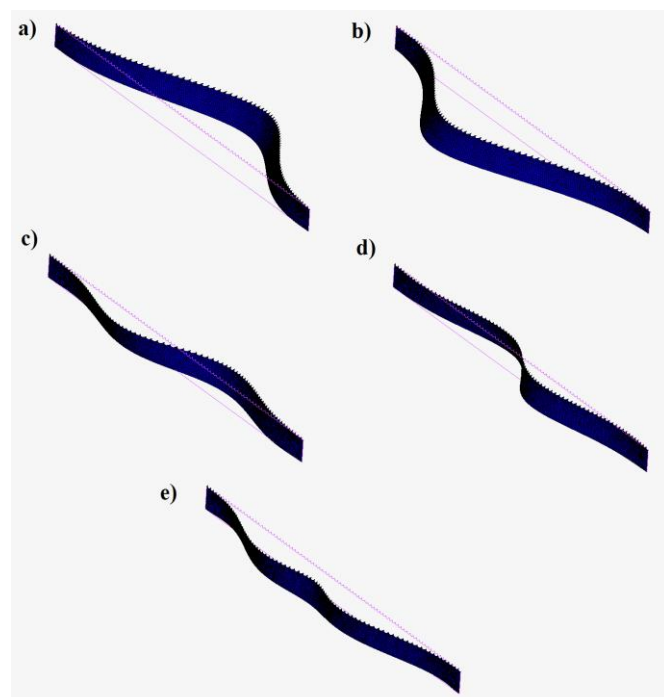
Przy użyciu programu MSC Marc wykonana została analiza utraty stateczności dla piły nie napiętej. Warunki brzegowe użyte w analizie przedstawione zostały na rys. 1.2.1, a postacie utraty stateczności na rys. 1.2.2. W analizie wyoboczenia MES (*ang. Finite Element Buckling Analysis*) rozwiązane zostało w siatce elementów skończonych równanie (4) [2].

$$[K + \lambda \Delta K_G(\Delta u, u, \Delta \sigma)] \phi = 0, \quad (4)$$

gdzie: ΔK_G – liniowa funkcja przyrostu obciążenia, które powoduje utratę stateczności (sztywność zależna od stanu przemieszczeń oraz naprężeń), λ – wartość obliczana na podstawie metody power sweep, K – macierz sztywności, u – wektor przemieszczeń, $\Delta \sigma$ – przyrost naprężeń, Δu – przyrost przemieszczeń.



Rys. 1.2.1. Warunki brzegowe podczas analizy utraty stateczności. Czerwone prostokąty oznaczają zablokowane stopnie swobody, czerwona strzałka oznacza obciążenie siłą odporu



Rys. 1.2.2. Formy utraty stateczności (a-e) po obciążeniu piły taśmowej siłą odporu, jak na rys. 1.2.1

1.3. Analiza utraty stateczności przez piłę taśmową przy użyciu teorii zwichrzenia belek

Z równań (5) – (8) [3, 7] wg teorii zwichrzenia belek, wyznaczona została siła krytyczna powodująca utratę stateczności w zależności od parametrów geometrycznych piły taśmowej (grubość i szerokość). Rezultaty obliczeń sił krytycznych przedstawione zostały osobno dla pił taśmowych wąskich oraz pił taśmowych szerokich zgodnie z klasyfikacją [5], na rys. 1.3.1 i 1.3.2.

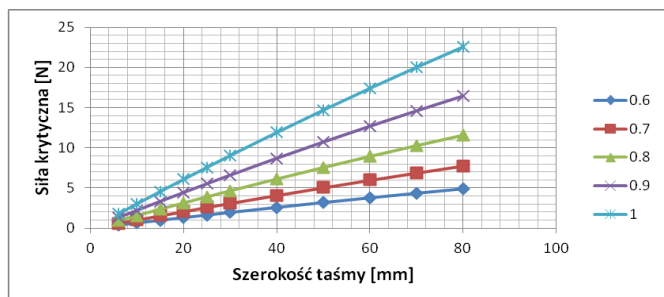
$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad (5)$$

$$B = \frac{hb^3}{12} E, \quad (6)$$

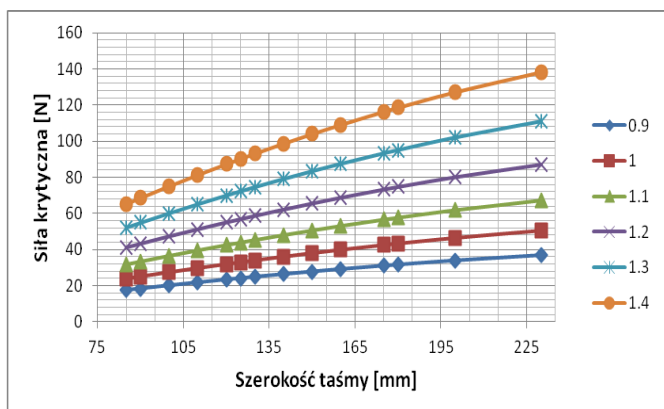
$$C = \frac{hb^3}{3} \left(1 - 0.63 \frac{b}{h}\right) \cdot G, \quad (7)$$

$$P_{kr} = \frac{16.93}{l^2} \sqrt{BC} \left(1 - 3.48 \frac{a}{l} \sqrt{\frac{B}{C}}\right), \quad (8)$$

gdzie: G – moduł Kirchhoffa, E – moduł Younga, ν – liczba Poissona, B – sztywność na zginanie w kierunku poprzecznym, C – sztywność na skręcanie swobodne, l – długość piły, a – odległość przyłożonej siły (rys. 1.2.1) od środka taśmy liczona w płaszczyźnie piły, w kierunku posuwu, b – grubość piły taśmowej, h – szerokość piły taśmowej.



Rys. 1.3.1. Wartości krytycznej siły odporu, przy której następuje utrata stateczności dla różnych wartości grubości taśmy (0.6 mm – 1 mm), dla pił taśmowych wąskich



Rys. 1.3.2. Wartości krytycznej siły odporu, przy której następuje utrata stateczności dla różnych wartości grubości taśmy (0.9 mm – 1.4 mm), dla pił taśmowych szerokich

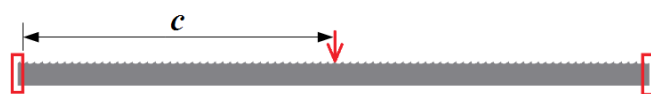
Korzystając z równania (9) [7] wyznaczone zostały wartości sił krytycznych w zależności od odległości siły odporu od warunków brzegowych utwierdzenia, oznaczonych prostokątami na rys. 1.3.3. Rezultaty obliczeń przedstawione zostały na rys. 1.3.4.

$$P_{kr} = \frac{\gamma}{l^2} \sqrt{BC} \left(1 - 3.48 \frac{a}{l} \sqrt{\frac{B}{C}}\right), \quad (9)$$

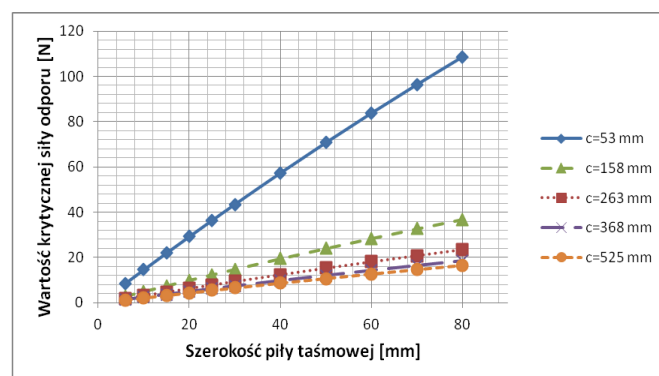
gdzie: B – sztywność na zginanie, C – sztywność na skręcanie swobodne, l – czynna długość piły taśmowej, a – odległość punktu przyłożenia siły od środka taśmy mierzona w płaszczyźnie piły, w kierunku posuwu, γ – współczynnik zależny od stosunku c/l .

Tab. 4. Wartości współczynnika γ [7] użytego w równaniu (9)

c/l	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5
γ	112	56	37.9	29.1	24.1	21	19	17.8	17.2	16.94



Rys. 1.3.3. Warunki brzegowe podczas analizy utraty stateczności w oparciu o teorię zwichrzenia belek. Odległość c siły odporu od warunków brzegowych jest zmienna



Rys. 1.3.4. Wartości krytycznej siły odporu dla różnych wartości odległości c tej siły od warunków brzegowych utwierdzenia oraz dla zmiennej szerokości taśmy

WNIOSKI

Wartość siły odporu zależy od gatunku ciętego drewna. Przeciwnie twarde gatunki drewna wymaga użycia pił taśmowych o większej szerokości oraz większej grubości niż podczas cięcia miękkich gatunków drewna. Wartość krytycznej siły odporu zależy nie tylko od parametrów geometrycznych piły taśmowej, ale także od punktu przyłożenia wypadkowej siły odporu. Piła taśmowa jest bardziej stateczna, gdy wypadkowa siła odporu przyłożona jest bliżej kół prowadzących. Przesuwanie wypadkowej siły odporu w stronę kół prowadzących jest ograniczone przez wysokość razu oraz może przyczynić się do zsuwania się słabo napiętej piły taśmowej z kół prowadzących.

Analizy przedstawione w tym artykule przeprowadzone zostały dla piły taśmowej nie napiętej. Dla analizy postaci utraty stateczności, przeprowadzonej w programie MSC Marc konieczna była rezygnacja z zastosowania napięcia wstępnego z uwagi na złe uwarunkowanie numeryczne modelu MES. Dane przedstawione w artykule mogą być użyte do analizy pił taśmowych o słabym napięciu wstępnym (około 30 MPa).

Podczas korzystania z przedstawionych w artykule danych należy wziąć pod uwagę, że napięcie piły taśmowej powoduje wzrost

jej sztywności i przyczynia się do wzrostu wartości krytycznej siły odporu. Dane dotyczące krytycznej siły odporu są więc zanizone w bezpieczną stronę.

W części artykułu związanej z obliczeniami stateczności pił taśmowych korzystano z krajowej naukowej licencji oprogramowania firmy MSC Software, której operatorem jest Centrum Informatyczne TASK, w ramach grantu obliczeniowego uzyskanego przez Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu.

BIBLIOGRAFIA

1. Główny Urząd Statystyczny, Rocznik Statystyczny Rzeczypospolitej Polskiej 2014, Warszawa, wydanie 74
2. MSC Software Corporation, MSC Marc Documentation, Volume A: Theory and User Information
3. Niezgodziński M. E., Niezgodziński T., Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996
4. Orlicz T., Obróbka drewna narzędziami tnącymi. Wydanie IV poprawione i uzupełnione. Wydawnictwo SGGW-AR, Warszawa 1988
5. Orlicz T., Pily. Budowa i eksploatacja. Wydanie II poprawione i uzupełnione. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1970
6. Sandvik Steel, The Handbook. Production, use and maintenance of wood bandsaw blades. A MANUAL FROM SANDVIK STEEL, AB Sandvik Steel, SE-811 81 Sandviken, Sweden, www.steel.sandvik.com, May 1999
7. Timoshenko S. P., Gere J. M., Theory of elastic stability, International Student Edition, Second Edition, McGRAW-HILL, 1985, s. 269

STABILITY OF WOOD BANDSAWS

Abstract

In this paper stability of wood bandsaw was analyzed. Improper selection of the geometric dimensions of wood bandsaw can result in cracking of bandsaw blades or their slipping out of the guiding wheels, which lead to the high costs caused by a downtime of machinery in saw mills. In this article critical values of the feed force was calculated on the basis of the theory of stability of beams. The buckling analysis based on the Finite Element Method was also performed. In the analysis, effect of initial tension was omitted. Initial tension increases stiffness of the bandsaw and increases stability.

Calculations based on the theory of stability showed that increase of the wood bandsaw thickness and width lead to better stability of blades. It is also valuable to place a feed force near to the guiding wheels, but in the bandsaws with small initial tension it can lead to slipping out the bandsaw blade from the guiding wheels. Bandsaw stability is also influenced by the species of wood being cut. Feed force is highest for the ash and oak, but it should be taken into account that there is

large dispersion of physical parameters within the species of wood. Analysis results presented in this paper can be used in selection of wood bandsaw blades and configuration of bandsawing machines.

Autor:

Roman Król - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, ul. Kra-sickiego 54, 26 600 Radom e-mail: roman.krol@hotmail.com