

OBCIĄŻENIE SPRZĘGŁA PRZENOŚNEJ PILARKI Z PIŁĄ ŁAŃCUCHOWĄ NAPĘDZANĄ SILNIKIEM SPALINOWYM

Streszczenie

Przedstawiono analizę obciążeń zmiennych występujących w układzie napędowym pilarki, których źródłem jest z jednej strony niejednostajna prędkość kątowa dwusuwowego silnika spalinowego a z drugiej nierównomierny opór skrawania piły łańcuchowej. Czynniki te powodują, że pośredniczące w przenoszeniu napędu sprzęgło obciążone jest dużymi siłami chwilowymi. Autor przedstawia odpowiedni model obliczeniowy pozwalający na ich określenie i taki dobór elementów sprzęgła, aby jego praca odbywała się bez chwilowych poślizgów.

Wstęp

Przenośne pilarki z silnikiem spalinowym i piłą łańcuchową są wyposażone w sprzęgło cierne odśrodkowe. Moment obrotowy silnika przenosi się z wału korbowego bezpośrednio na tarczę z przesuwными szczękami, które pod wpływem siły odśrodkowej, pokonując opór sprężyny, nawiązują kontakt z bębnum (rys. 1), napędzającym poprzez połączone z nim na stałe kółko zębate - piłę łańcuchową.

Zaletą takiego rozwiązania jest uzyskanie możliwości samoczynnego włączenia i rozłączenia napędu piły - co następuje tylko przez nadanie silnikowi określonej prędkości obrotowej, szybko zwiększający się wraz z prędkością obrotową moment sprzęgła oraz duża jego niezawodność i niewielka masa.

Prawidłowe funkcjonowanie układu napędowego piły wymaga jednak właściwego doboru parametrów sprzęgła, stosownie do wielkości silnika i warunków piłowania drewna. Szczególnie, że w trakcie użytkowania następuje zużywanie się ważnych dla jego charakterystyki elementów oraz możliwość zakładania na tę samą jednostkę napędową prowadnic o dość różnej długości - najdłuższa może być nawet ponad dwukrotnie większa od najkrótszej. Zatem, jakie powinny być parametry sprzęgła, co ma stanowić podstawę ich doboru, aby zapewnić sprawne, bez strat energii, przeniesienie napędu z silnika na piłę, a także jaką operator ma założyć prowadnicę, aby możliwie najlepiej wykorzystać walory jednostki napędowej?

Udzielenie odpowiedzi na te pytania stało się możliwe po szczegółowym rozpoznaniu właściwości stosowanych w pilarkach silników spalinowych, a szczególnie zmiany ich prędkości kątowej w trakcie cyklu pracy, oraz zmiany oporów skrawania drewna piłą łańcuchową napędzaną silnikiem spalinowym. Opisy matematyczne tych zmian stały się podstawą do opracowania modelu obciążenia sprzęgła umożliwiającego wskazanie czynników mających szczególnie istotny wpływ na sprawność przekazywania napędu oraz do formułowania odpowiednich wniosków konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

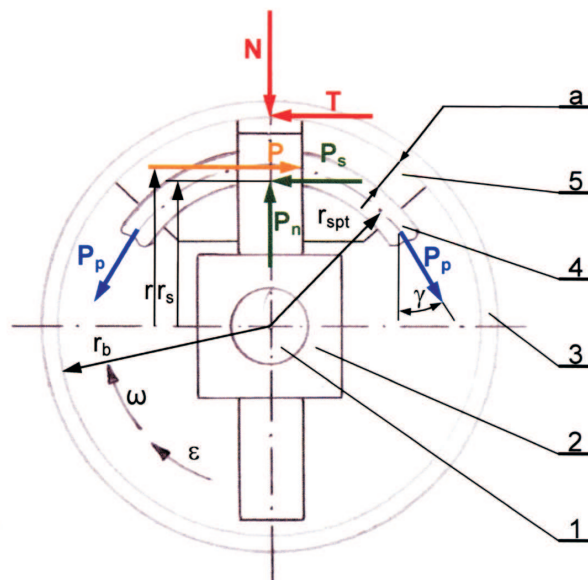
Charakterystyka silnika i sprzęgła pilarki

W pilarkach przenośnych z piłą łańcuchową powszechnie zastosowanie znajdują silniki dwusuwowe, jednocylindrowe, o dużej prędkości obrotowej - obecnie do ok. 15 000 obr/min, ze wstępnym sprężaniem mieszanki paliwowo-powietrznej w skrzyni korbowej. Podstawowy parametr charakteryzujący ich wielkość - objętość skokowa, która zawiera się w przedziale 30 - 120 cm³, pozwala im na osiągnięcie momentu obrotowego

odpowiednio od 1,5 do 7,8 N m. Przy tak dużym zróżnicowaniu momentu obrotowego silników optymalizacja konstrukcji wymaga doboru do każdego modelu sprzęgła o odpowiednich parametrach.

Jednak moment każdego silnika spalinowego zmienia się też z prędkością obrotową. Przykładowy przebieg, charakteryzujący pilarkę Husqvarna 357 XP, o objętości skokowej 56,5 cm³, przedstawiono na rys. 2 (linia 1). Największą wartość momentu, wynoszącą 3,40 N m, silnik tej pilarki osiąga przy prędkości obrotowej ok. 8000 obr/min (838 rad/s). Jeśli przeniesienie napędu z silnika na piłę ma odbywać się bez poślizgu, to moment jaki może przenieść sprzęgło (nazywany dalej momentem sprzęgła) musi być tak duży, aby sprostać nie tylko obciążeniom średnim, ale też chwilowo większym, generowanym przez zespół tnący pilarki.

Moment charakteryzujący sprzęgło odśrodkowe zależy od jego parametrów konstrukcyjnych i prędkości obrotowej. Dla ustalenia tych związków rozważymy układ sił działających na szczękę sprzęgła przedstawiony na rys. 1. Pominięto na nim siły tarcia szczęk w prowadnikach tarczy, bowiem dla rozpatrywanej konstrukcji nie mają one istotnego znaczenia [4].



Rys. 1. Schemat sił działających na szczękę sprzęgła odśrodkowego: 1- wał korbowy, 2- tarcza sprzęgła, 3- bęben, 4- sprężyna powrotna, 5- szczęka

Podczas niejednostajnego ruchu obrotowego sprzęgła na każdą jego szczękę działają siły od: prowadnika tarczy P, bębna normalna N i styczna (tarcia) T, napięcia sprężyny P_p oraz

bezwładności - odśrodkowa P_n i styczna P_s . Wartość momentu sprężła określa następująca zależność:

$$M_s = T \cdot r_b \cdot k = N \cdot \mu \cdot r_b \cdot k \quad [\text{Nm}] \quad (1)$$

gdzie:

r_b - promień bębna, m,

k - liczba szczęk w tarczy sprężłowej,

μ - współczynnik tarcia między szczęką a bębniem.

Z powyższego wzoru wynika, iż o wartości momentu sprężła decyduje siła normalna N działająca od bębna na jego szczękę. Jej wartość jest zależna od wielkości siły bezwładności P_n i siły napięcia sprężyny powrotnej P_p , mianowicie:

$$N = P_n - 2 \cdot P_p \cdot \cos \gamma \quad [\text{N}] \quad (2)$$

gdzie: γ jest kątem zejścia zwojów sprężyny ze szczęką.

Ponieważ odśrodkowa siła bezwładności jest określona wzorem:

$$P_n = m_s \cdot r_s \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (3)$$

gdzie:

m_s - masa szczęki, kg,

r_s - promień środka masy szczęki będącej w styczności z bębniem, m,

a siła napięcia sprężyny, przy uwzględnieniu jej masy własnej, zmienia się według zależności następującej:

$$P_p = \frac{m_s \cdot r_s \cdot \omega_o^2}{2 \cdot \cos \gamma} - q_{\text{spr}} \cdot r_{\text{spr}}^2 (\omega^2 - \omega_o^2) \quad [\text{N}] \quad (4)$$

gdzie:

r_{spr} - promień rozmieszczenia zwojów sprężyny, m,

q_{spr} - masa jednostkowa sprężyny, kg/m,

ω_o - prędkość kątowa włączania się sprężła, rad/s,

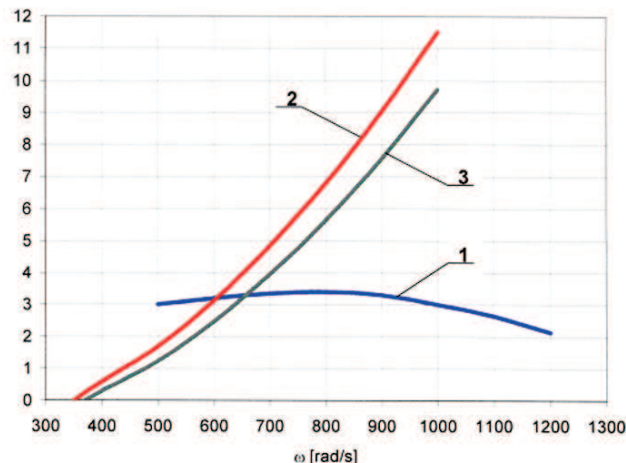
to równanie będące charakterystyką sprężła ma postać następującą:

$$M_s = (m_s \cdot r_s + 2 \cdot q_{\text{spr}} \cdot r_{\text{spr}}^2 \cdot \cos \gamma) \cdot r_b \cdot k \cdot \mu \cdot (\omega^2 - \omega_o^2) \quad [\text{Nm}] \quad (5)$$

Powyższe równanie pozwala na badanie wszystkich istotnych czynników mających wpływ na wartość przeniesionego momentu i dokonać doboru parametrów jego poszczególnych elementów do wielkości planowanego obciążenia. Należy przy tym zauważyć, że niektóre z nich ulegają zmianie w miarę użytkowania sprężła. Na przykład, systematycznemu zmniejszaniu podlegają masy szczęk m_s . Nawet w przypadku prawidłowego doboru parametrów sprężła i właściwej pracy operatora, to przy każdorazowym włączaniu i rozłączaniu napędu pojawia się poślizg szczęk względem bębna powodujący ich zużycie. Charakterystycznym elementem szczęki jest grubość półki, którą ona bezpośrednio styka się z bębniem. Jej wartość początkowa wynosi ok. 3,5 mm. W instrukcjach obsługi pilarek dopuszcza się jej zmniejszenie do 0,8 - 1,0 mm. Taki stopień zużycia półki powoduje ubytek masy szczęki o ok. 15%, co ma istotne znaczenie na zmianę charakterystyki sprężła.

Na rys. 2, dla przykładu, przedstawiono charakterystykę sprężła stosowanego w niektórych modelach pilarek firmy Husqvarna. Jego parametry konstrukcyjne są następujące: $m_s = 0,04815$ kg (w stanie końcowym użytkowania $m_s = 0,04107$ kg), $r_s = 0,022$ m, $r_{\text{spr}} = 0,028$ m, $r_b = 0,0344$ m, $q_{\text{spr}} = 0,0686$ kg/m, $\gamma = \pi/6$ rad, $k = 2$, $\mu = 0,165$, $\omega_o = 347$ rad/s ($\omega_o = 376$ rad/s dla $m_s = 0,04107$ kg). Linia 2 jest charakterystyczna dla szczęk nowych, a linia 3 dla szczęk o granicznym stopniu zużycia. Wartość momentu, jaki może przenieść sprężło nowe przy prędkości odpowiadającej maksymalnemu momentowi silnika jest niemal dwukrotnie, a w końcowej fazie użytkowania półtorakrotnie większa niż silnika. Dla oceny poprawności przyjętych parametrów sprężła należy dokła-

dniej poznać chwilowe jego obciążenia generowane przez zespół tnący pilarki.



Rys. 2. Zmiana momentu obrotowego silnika pilarki Husqvarna 357 XP (linia 1) i charakterystyki sprężła (linie 2 i 3)

Obciążenia zmienne w układzie napędowym piły

Zmiana chwilowych obciążeń układu napędowego pilarki jest powodowana głównie dwoma czynnikami: niejednostajnością prędkości kątowej silnika oraz nierównomiernym oporem drewna skrawanego przez zęby piły łańcuchowej.

Jednocylindrowy silnik pilarki charakteryzuje się szczególnie dużą zmianą prędkości podczas każdego cyklu pracy - gwałtownie przyspiesza po zapłonie paliwa i w początkowej fazie jego spalania, by zwolnić w trakcie sprężania w cylindrze nowej porcji mieszanki paliwowo-powietrznej. Przebieg zmian prędkości i przyspieszenia kątowego wału jednocylindrowego, dwusuwowego silnika spalinowego można opisać następującymi formułami:

$$\omega = \omega_{\text{sr}} \cdot (1 + \delta \cdot \sin \omega_{\text{sr}} t) \quad [\text{rad/s}] \quad (6)$$

$$\varepsilon = \delta \cdot \omega_{\text{sr}}^2 \cdot \cos \omega_{\text{sr}} t \quad [\text{rad/s}^2] \quad (7)$$

gdzie:

ω - chwilowa prędkość kątowa wału silnika, rad/s,

ω_{sr} - średnia prędkość kątowa wału silnika, rad/s,

ε - przyspieszenia kątowe wału silnika, rad/s²,

δ - współczynnik nierównomierności biegu silnika określony następująco:

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{sr}}}{\omega_{\text{sr}}} \quad (8)$$

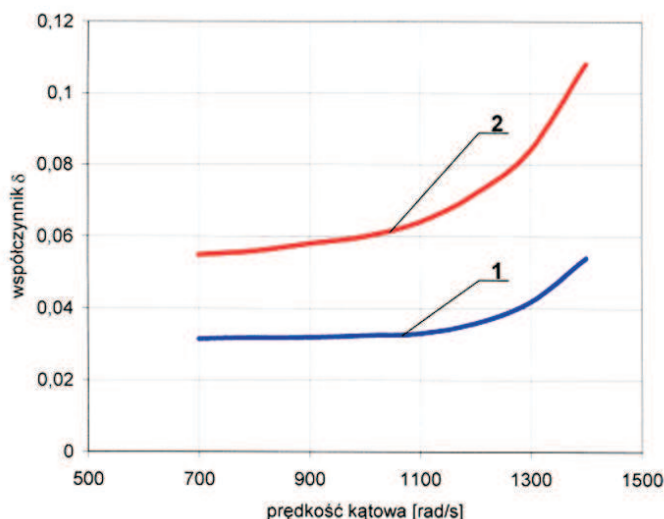
$$\omega_{\text{sr}} = \frac{\omega_{\text{min}} + \omega_{\text{max}}}{2} \quad (9)$$

ω_{sr} , ω_{min} , ω_{max} - odpowiednio średnia, minimalna i maksymalna prędkość kątowa wału podczas cyklu pracy silnika, rad/s.

Z ustaleń Gendka [1], odnoszących się do zmiany prędkości kątowej silnika pilarki Husqvarna 357 XP wynika, że średnia wartość współczynnika δ przy prędkości obrotowej 8000 obr/min wynosi $\delta_{\text{sr}} = 0,032$, a odchylenie standardowe $s = 0,013$ (rys. 3). Zarówno średnia wartość współczynnika δ , jak i jego odchylenie standardowe zwiększają się wraz prędkością obrotową silnika.

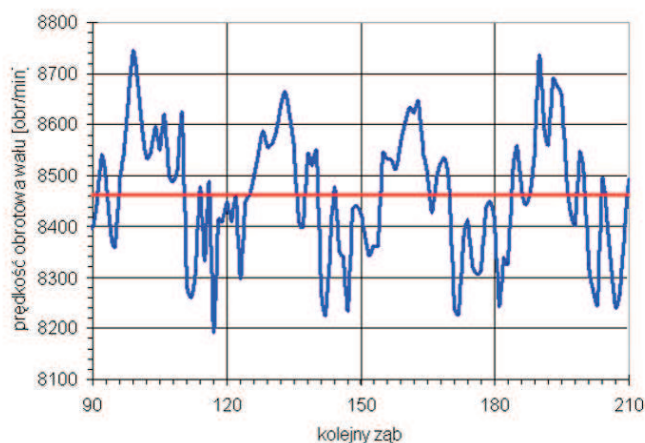
Dużą zmiennością charakteryzuje się też opór skrawania drewna piłą łańcuchową. Ważnym ustaleniem ostatnich badań jest wykazanie zgodności częstości zmian oporów z cyklem pracy silnika [1]. Wyjaśnienie tego zjawiska jest następujące: jeśli za początek cyklu pracy silnika przyjmiemy położenie tłoka w górnym punkcie zwrotnym, to opory skrawania w tym

punkcie są najmniejsze, z reguły równe zero. W miarę ruchu tłoka wzrastają, aby w połowie cyklu osiągnąć wartość największą, a następnie maleją do wartości początkowej. Taki przebieg zmiany oporów powodowany jest napięciem piły - jest ono największe, gdy jej przyspieszenie ma największą wartość dodatnią, a najmniejsze, gdy ma najmniejszą wartość ujemną. Od napięcia piły zależy kąt pochylenia jej zębów tnących względem dna rzazu - najmniejszy jest przy dużym, a największy przy najmniejszym napięciu [4]. Zagłębienie ostrzy w drewno jest tym łatwiejsze i tym większe, im większy jest kąt pochylenia ogniów, ale wtedy i opór staje się większy. Dynamika zmian napięcia piły i kąta pochylenia ogniów tnących jest tak duża, że z reguły przy maksymalnym napięciu piły ostrza tracą kontakt z dnem rzazu, wtedy opór skrawania zmniejsza się do zera (rys. 4).



Rys. 3. Zależność współczynnika δ od prędkości kątowej wału silnika: 1 - wartość przeciętna ($\delta = \delta_{sr}$), 2 - wartość graniczna ($\delta = \delta_{sr} + 3s$)

Z rozważań tych wynika, że maksymalne wartości stycznej siły bezwładności i opór skrawania drewna mają taką samą częstość, ale są przesunięte w fazie o pół obrotu silnika (π rad).



Rys. 4. Zapis zmian oporów skrawania drewna piłą łańcuchową napędzaną silnikiem spalinowym przy prędkości obrotowej 8470 obr/min

Wcześniejsze badania wykazały, że opór skrawania drewna piłą łańcuchową zależy głównie od zadanej wartości siły posuwu, gatunku drewna, geometrii i stanu ostrzy tnących piły [2, 3], nowe wskazują też na prędkość piły, gdy jej źródłem napędu jest silnik spalinowy [1].

Poza oporem skrawania piła łańcuchowa ma do pokonania siły tarcia jej ogniów na bieżni i ściankach bocznych rowka przewodnicym oraz, w znacznie mniejszym stopniu, na kółkach napędowym i prowadzącym piły.

Chwilowa wartość momentu obciążającego sprzęgło pilarki M jest sumą momentów od stycznych sił bezwładności M_b i od sił czynnych (skrawania i tarcia ogniów) M_p :

$$M = M_b + M_p \quad (10)$$

gdzie:

$$M_b = (J_b + m_p \cdot r_k^2) \cdot \delta \cdot \omega_{sr}^2 \cdot \cos \omega_{sr} t, \quad (11)$$

$$M_p = M_o \cdot (1 - \cos \omega_{sr} t), \quad (12)$$

J_b - moment bezwładności bębna oraz kółka napędowego i kółka prowadzącego piłę zredukowany na oś obrotu sprzęgła, kg m^2 ,
 M_o - średnia wartość momentu od sił czynnych w cyklu pracy silnika, N m ,

m_p - masa piły, kg ,

r_k - promień kółka napędowego piły, m .

Praca sprzęgła bez poślizgu wymaga, aby w każdych warunkach moment chwilowy nie przekraczał wartości określonej jego charakterystyką, czyli spełnienia warunku:

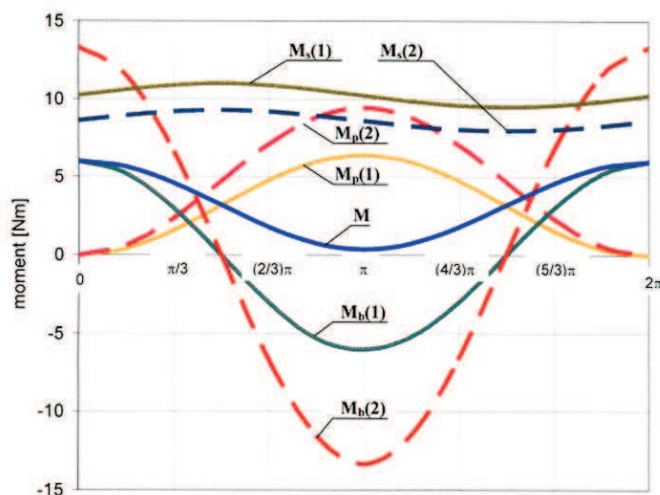
$$M_s \geq M = (J_b + m_p \cdot r_k^2) \cdot \delta \cdot \omega_{sr}^2 \cdot \cos \omega_{sr} t + M_o \cdot (1 - \cos \omega_{sr} t) \quad (13)$$

Chwilowe obciążenia sprzęgła

Równania (11) i (12) wskazują, iż obciążenie sprzęgła, nawet w przypadku stałej liczby obrotów ($\omega_{sr} = \text{const}$), podlega zmianie w każdym cyklu pracy silnika. Jego czas trwania t_c obliczamy ze wzoru:

$$t_c = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{sr}} \quad (14)$$

Przy prędkości 8000 - 10 000 obr/min, jakie rozwijają silniki pilarek podczas skrawania drewna, czas cyklu wynosi odpowiednio 0,0075 - 0,0061 s. Tak krótki cykl znamionuje dużą dynamikę zmian obciążenia elementów układu tnącego pilarki. Niech za przykład do analizy chwilowych obciążeń sprzęgła posłuży pilarka Husqvarna 357 XP, w której: $J_b = 85,10 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$, $m_p = 0,273 \text{ kg}$ (piła 3/8", długość prowadnicy 15"), $r_k = 0,0212 \text{ m}$.



Rys. 5. Zmiana momentów obciążających sprzęgło pilarki podczas jednego cyklu pracy silnika (opis w tekście)

Dla prędkości kątowej $\omega_{sr} = 950 \text{ rad/s}$ tej pilarki średnia wartość momentu obciążającego sprzęgło przez siły czynne wynosi $M_p = M_{sil} = 3,20 \text{ Nm}$ (z odchyleniem standardowym

$s_p = 0,51 \text{ Nm}$, a współczynnik $\delta_{sr} = 0,032$ ($s = 0,013$).

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 5. Charakterystyczny moment sprzęgła M_s dla prędkości kątowej w czasie cyklu pracy silnika określają dwie linie: $M_s(1)$ - dla początkowego i $M_s(2)$ - dla końcowego stanu eksploatacji (zużyte szczęki). Przebieg zmian momentu od stycznych sił bezwładności układu tnącego określono dla cyklu, w którym $\delta = \delta_{sr}$ - linia $M_b(1)$ oraz $\delta = \delta_{sr} + 3 \text{ s}$ (granicznej) - linia $M_b(2)$. Podobnie określono zmianę momentu od sił czynnych: obciążenia średniego - linia $M_p(1)$ - gdy $M_o = M_{sit}$ oraz przypadku granicznego - linia $M_p(2)$ - gdy $M_o = M_{sit} + 3s_p$.

Całkowite chwilowe obciążenie sprzęgła, będącego sumą $M_b + M_p$, w przypadku przeciętnego cyklu przebiega według linii M . Zauważmy, że wartość M na początku i na końcu cyklu jest równa M_b , bowiem wtedy moment od sił czynnych jest równy zero ($M_p = 0$). Moment M_p największą wartość uzyskuje w połowie cyklu, kiedy M_b ma zawartość ujemną, ich suma w cyklu pracy, dla zakresu prędkości roboczych silnika, jest z reguły mniejsza od wartości brzegowych. Z tego wynika, że maksymalną chwilową wartość obciążenia sprzęgła wyznacza graniczny moment od stycznych sił bezwładności. To jego wartość decyduje o możliwości wystąpienia poślizgu pomiędzy szczękami i bębnem sprzęgła.

Dobór parametrów sprzęgła i warunków pracy pilarki

Podstawą prawidłowego doboru parametrów sprzęgła jest spełnienie warunku (13). Zauważmy, że w rozważanym przykładzie (rys. 5) dla cykli z obciążeniem przeciętnym warunek ten jest spełniony, bowiem linia M nie przekracza wartości określonych charakterystyką sprzęgła ani nowego $M_s(1)$, ani będącego w końcowej fazie użytkowania $M_s(2)$.

Jednak w cyklach o większym obciążeniu mogą pojawić się też wartości bliskie granicznym, które dla rozważanej pilarki są równe $M = M_b(2) = 13,31 \text{ Nm}$. Dla tej wartości prawdopodobieństwo pojawienia się cykli z obciążeniem większym od $M_s(1) = 10,23 \text{ N m}$ wynosi 3,8%, a od $M_s(2) = 8,61 \text{ N m}$ 14,1%. W cyklach tych szczęki sprzęgła, przez krótki czas, znajdą się w stanie poślizgu, pochłaniającym część energii dostarczanej przez silnik. W przypadku sprzęgła nowego straty na poślizg wynoszą 1,32%, a sprzęgła w końcowej fazie użytkowania 5,15%. Energia ta podnosi temperaturę sprzęgła. O ile w pierwszym przypadku jest ona niewielka, to w drugim już znaczna.

Zmniejszyć straty na sprzęgle, a nawet ich uniknąć można w dwojaki sposób. Pierwszy polega na poprawieniu charakterystyki sprzęgła, np. przez zwiększenie masy szczęk. W rozważanym przykładzie należałoby zwiększyć ich masę do

ok. 63 g (o 31%). Przy takiej masie szczęk wartość charakterystycznego momentu sprzęgła dla prędkości kątowej 950 rad/s i długości prowadnicy 15 cali będzie równa wartości granicznej momentu od układu tnącego. Jednak takich zmian można dokonać tylko w fazie projektowania pilarki.

Drugi sposób zmniejszenia strat na sprzęgle polega na właściwym doborze długości prowadnicy. W przedstawionych wyżej rozważaniach pilarka posiadała prowadnicę długości 15 cali. Instrukcja obsługi rozważanego modelu pilarki przewiduje możliwość zakładania prowadnicy długości od 13 do 20 cali. Założenie prowadnicy krótszej (np. 13"), spowoduje zmniejszenie masy piły o ok. 10% i, dzięki temu, maksymalnego obciążenia sprzęgła o ok. 6%. W przypadku sprzęgła nowego prawdopodobieństwo przekroczenia wartości charakterystycznej momentu sprzęgła zmniejszy się wtedy do 2,36%, a straty energii na poślizg do ok. 0,75%. Są więc o połowę mniejsze niż przy zastosowaniu prowadnicy 15-calowej. Natomiast założenie prowadnicy dłuższej (np. 20") powoduje skutek odwrotny - dla tej samej pilarki straty na poślizg sprzęgła wyniosą ok. 4,14%. Są więc ponad trzykrotnie większe niż przy prowadnicy 15-calowej. Ale gdy sprzęgło znajduje się w końcowej fazie użytkowania założenie prowadnicy 20-calowej powoduje straty energii na poślizg ok. 11%, co już bardzo znacznie pogarsza efekty pracy pilarki.

Ten drugi sposób zapobiegania stratom energii zależy od użytkownika pilarki. Zasadą jego działania w tym względzie powinno być zakładanie na pilarkę możliwie najkrótszej prowadnicy, szczególnie w końcowej fazie użytkowania sprzęgła. Tylko w przypadkach niezbędnych, warunkowanych dużą średnicą drzew, należy korzystać z prowadnic dłuższych.

Literatura

- [1] Gendek A.: Wpływ parametrów sprzęgła na wydajność skrawania drewna pilarką spalinową. Praca doktorska. SGGW, Warszawa 2005.
- [2] Górski J.: Analiza wpływu podstawowych czynników na wydajność i energochłonność procesu skrawania drewna piłą łańcuchową żłobkową. Praca doktorska. SGGW, Warszawa 1996.
- [3] Maciak A.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych ogniwn tnących piły łańcuchowej żłobkowej na wydajność skrawania drewna. Praca doktorska. SGGW, Warszawa 2001.
- [4] Więsik J.: Analiza pracy sprzęgła pilarki spalinowej. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej, 1992 nr 2.
- [5] Więsik J.: Model symulacyjny procesu skrawania drewna piłą łańcuchową. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej, 1994 nr 10.

THE LOAD OF CLUTCH OF PORTABLE CHAIN SAW DRIVEN BY INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Summary

The analysis of variable load in driving gear of chain saw is presented in the paper. The main reasons of variable load are non-uniform engine angular velocity and unsteady cutting force that occurs on the saw chain. Because of above mentioned reasons the momentary load of clutch that transfer power from engine to saw chain fluctuate in wide range. Author presents the mathematical model of this phenomenon that enable calculation of momentary loads of clutch. Wrong choice of clutch characteristic can cause occurrence of momentary slips and considerable power losses.