BADANIE WPŁYWU WYBRANYCH PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH NA SKUTECZNOŚĆ HAMOWANIA HAMULCA TARCZOWEGO I TAŚMOWEGO

Jerzy NACHIMOWICZ[*], Mikołaj PLEWA[*]

[*]Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

nachim@pb.edu.pl, pmp@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu wybranych parametrów eksploatacyjnych na przebieg hamowania układu napędowego za pomocą hamulców: tarczowego i taśmowego. Przeanalizowano wpływ siły docisku tarczy elektromagnetycznego hamulca tarczowego na wielkość momentu tarcia oraz opóźnienia hamowania. Zbadano także, dla hamulca taśmowego, wpływ materiałów wybranych par ciernych (bęben-taśma) oraz siły naciągu taśmy na skuteczność hamowania hamulca.

1. WPROWADZENIE

Hamowanie układu napędowego jest procesem dynamicznym, na którego przebieg ma bardzo duży wpływ tarcie. Modelowanie numeryczne tego procesu, aby dobrze odzwierciedlało jego przebieg wymaga przyjęcia bardzo precyzyjnych założeń. Próby eksperymentalne w tym zakresie są dobrym uzupełnieniem metod teoretycznych na drodze poznania tak skomplikowanego zjawiska (Dietrich, 1999).

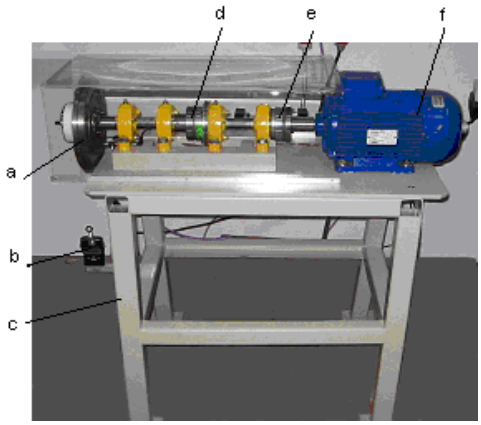
Celem prezentowanej pracy jest analiza wpływu wybranych parametrów eksploatacyjnych, takich jak napięcie zasilające cewkę elektromagnesu hamulca tarczowego czy rodzaj materiału wybranych par ciernych taśm hamulca taśmowego, na skuteczność hamowania układu napędowego. Badania eksperymentalne prowadzono na stanowisku badawczym własnego pomysłu, przedstawionym w pracach Nachimowicza i Plewy (2008, 2009). Badania elektromagnetycznego hamulca tarczowego dotyczyły oceny wpływu siły docisku tarczy na moment hamowania i opóźnienie hamowania.

W ramach badań hamulca taśmowego analizowano wpływ materiału różnych par ciernych hamulca i siły naciągu taśmy na takie parametry procesu hamowania jak: moment tarcia, opóźnienie hamowania i współczynnik tarcia ślizgowego. Poprzez zastosowanie w konstrukcji układu napędowego siłomierza, zbadano zmiany wartości siły w biernej części cięgna w całym zakresie hamowania, od prędkości roboczych do zatrzymania wału członu biernego. W pracy porównano też dwie metody wyznaczania momentu hamowania hamulca taśmowego.

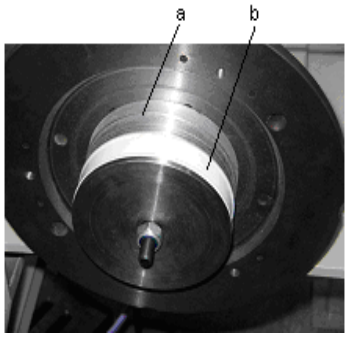
2. METODYKA BADAŃ

2. 1. Stanowisko badawcze

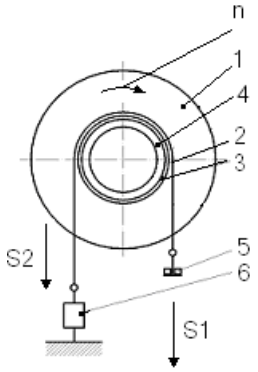
Badania doświadczalne prowadzono na stanowisku badawczym pokazanym na rysunku 1. Stanowisko to jest układem napędowym składającym się z elektrycznego silnika napędowego i wału biernego z kołem zamachowym odwzorowującym masowy moment bezwładności maszyny roboczej. Do badania przebiegu hamowania układu napędowego użyto elektromagnetycznego hamulca tarczowego typu ESM5-20-24 (www.fumo.com.pl) i hamulca taśmowego własnej konstrukcji, którego widok i schemat przedstawiono na rysunkach 2 i 3. Więcej informacji nt. ww. stanowiska badawczego, w tym również zastosowanej aparatury kontrolno-pomiarowej, można znaleźć w pracach Nachimowicza i Plewy (2008, 2009).



Rys. 1. Stanowisko badawcze-widok ogólny: a – koło zamachowe z hamulcem taśmowym, b – siłomierz, c – rama, d – hamulec tarczowy, e – sprzęgło, f – silnik elektryczny



Rys. 2. Bęben hamulca taśmowego: a – pierścień aluminiowy, b – pierścień poliamidowy



Rys. 3. Ułożenie cięgna w hamulcu taśmowym przy kącie opasania α=π: 1 – koło zamachowe, 2 – cięgno wiotkie (taśma), 3 – wymienny pierścień hamulca (aluminium, poliamid), 4 – bęben hamulca, 5 – szalka z obciążnikami, 6 – siłomierz, S1 – siła w cięgnie czynnym (obciążenie szalką i ciężarkami), S2 – siła w cięgnie biernym rejestrowana przez siłomierz, n – prędkość obrotowa wału

3. PROGRAM PRÓB

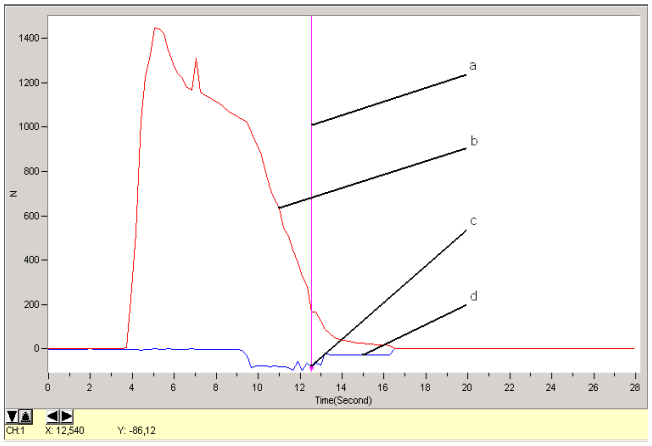
Program prób obejmował:

- badania wpływu siły docisku tarczy na przebieg hamowania elektromagnetycznego hamulca tarczowego;
- badania wpływu siły naciągu taśmy, dla różnych par ciernych, na skuteczność hamowania hamulca taśmowego.

Miarą siły docisku tarczy w hamulcu tarczowym była wielkość napięcia zasilającego cewkę elektromagnesu. Przyjęto, że napięcie to będzie wynosiło U=2÷6V.

Tab.1. Zestawienie badanych par ciernych

Taśma / Pierścień	skóra	stal	mosiądz
aluminium	al-sk	al-st	al-mos
poliamid	pol-sk	pol-st	pol-mos



Rys. 4. Przykładowy wykres zmian prędkości wału biernego przy hamowaniu hamulcem taśmowym z parą cierną al-st i S1=15[N]: a – znacznik do ustalania współrzędnych dowolnego punktu na wykresie, b – n prędkość członu biernego w min-1, c – punkt wykresu, którego współrzędne podano w lewym dolnym rogu, d – siła w cięgnie biernym (S2)

Do badań hamulca taśmowego użyto 6 rodzajów par ciernych. Zestawienie materiałów tych par podano w tabeli 1.

Przyjęto, że obciążenie S_1 taśmy w każdym badaniu będzie jednakowe i wyniesie: 15, 25, 35N. Próby przeprowadzono przy prędkości obrotowej silnika n=1200obr/min. Zastosowana aparatura kontrolno-pomiarowa pozwoliła zarejestrować przebieg zmian prędkości ruchu obrotowego wału silnika i wału napędzanego, a także zmianę siły naciągu taśmy hamulca taśmowego w całym zakresie pracy układu napędowego. Przykładowy wykres prędkości obrotowej n wału biernego i siły S_2 w biernym cięgnie hamulca taśmowego podczas hamowania przedstawiono na rysunku 4.

4. WYNIKI PRÓB I ICH ANALIZA

4.1. Analiza wpływu siły docisku tarczy na moment tarcia hamulca tarczowego

Analizy pracy układu napędowego dokonano w oparciu o dynamiczne równanie ruchu obrotowego, które dla członu biernego, w przypadku włączania sprzęgła, przyjmie postać (1), a w przypadku hamowania postać (2):

$$I_b \varepsilon_{wl} + M_{hl} = M_{ts}, \tag{1}$$

$$I_b \varepsilon_h = M_{hl} + M_{hhe} + M_{hht}, \tag{2}$$

gdzie: I_b – masowy moment bezwładności członu biernego [kgm^2], ε_h – opóźnienie kątowe hamowania członu biernego [1/s^2], ε_{wl} – przyśpieszenie kątowe członu biernego przy włączaniu sprzęgła [1/s^2], M_{ts} – moment tarcia na sprzęgle [Nm], M_{hl} – moment oporu w łożyskach [Nm], M_{hhe} –moment hamowania hamulca tarczowego [Nm], M_{hht} –moment hamowania hamulca taśmowego [Nm].

W powyższych równaniach przyjęto, że ε_h=const. Takie założenie było zasadne, gdyż we wszystkich przeprowadzonych próbach prędkość wału biernego w czasie hamowania była wprost proporcjonalna do czasu (podobnie jak na rysunku 4).

Aby możliwa była analiza przebiegu hamowania członu biernego koniecznym było ustalenie wartości I_b. Wartość I_b ustalono w sposób następujący.

Równanie ruchu obrotowego członu biernego, po wyłączeniu sprzęgła i bez włączania hamulców, można zapisać w postaci (3) (modyfikacja równania (2)):

$$I_b \varepsilon_h = M_{hl} \tag{3}$$

Dodając dodatkową masę o znanym masowym momencie bezwładności I_{bd} do I_b ruch członu biernego można opisać równaniem (4):

$$\left(I_b + I_{bd}\right)\varepsilon_{hd} = M^*_{hl}, \tag{4}$$

gdzie: ε_{hd} – opóźnienie hamowania członu biernego z dodatkową masą.

Zakładając, że M_{hl}=M^*_{hl} i porównując równania (3) i (4) wyrażenie na I_b można zapisać w postaci (5):

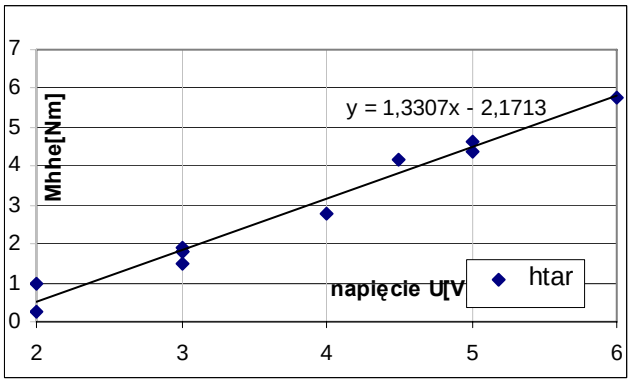
$$I_b = \frac{I_{bd}\varepsilon_{hd}}{\varepsilon_h - \varepsilon_{hd}} \tag{5}$$

Wyznaczona wartość I_b członu biernego badanego układu napędowego wynosi: I_b=650kgcm^2.

Do wyznaczenia M_{hhe}, przy znanym I_b , ε_h i M_{hl}, wykorzystano równanie (2) w postaci (6):

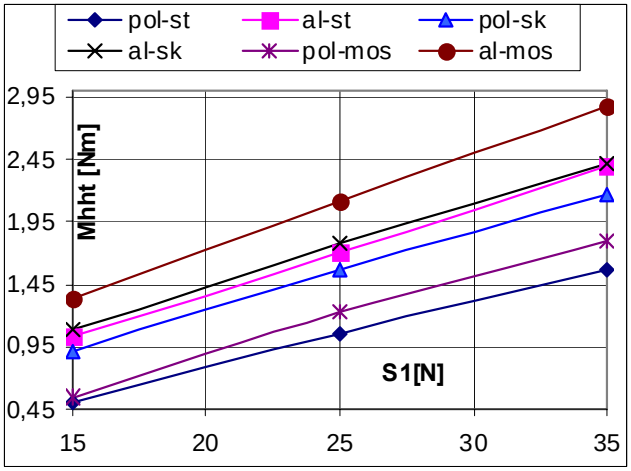
$$M_{hhe} = I_b\varepsilon_h - M_{hl} \tag{6}$$

Obliczone na podstawie wyników pomiarów z przeprowadzonych prób, wartości M_{hhe} w zależności od napięcia U zasilania elektromagnesu hamulca przedstawiono na rysunku 5. Ponadto, na rysunku 7 pokazano, na tle wartości M_{hht} dla badanych par ciernych, zależność momentu hamowania M_{hhe} od opóźnienia hamowania ε_h.



Rys. 5. Wpływ napięcia zasilającego elektromagnes hamulca tarczowego na moment hamowania M_{hhe}

4.2. Analiza wpływu obciążenia i materiału par ciernych na moment tarcia hamulca taśmowego

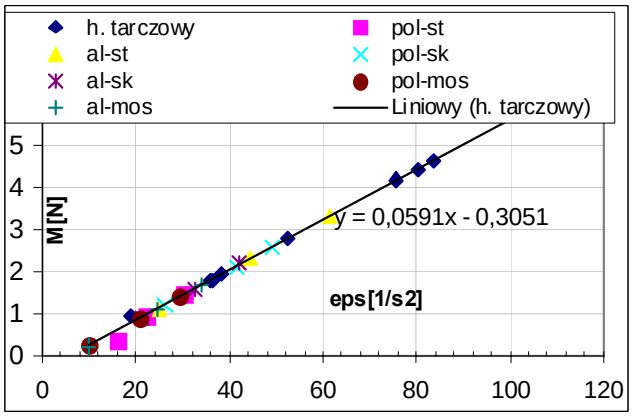


Rys. 6. Wpływ siły S1 naciągu taśmy na M_{hht} dla różnych par ciernych

Analizy wpływu siły naciągu taśmy hamulca taśmowego na moment hamowania M_{hht} dokonano w oparciu o wzór (7):

$$M_{hht} = I_b\varepsilon_h - M_{hl}\,. \tag{7}$$

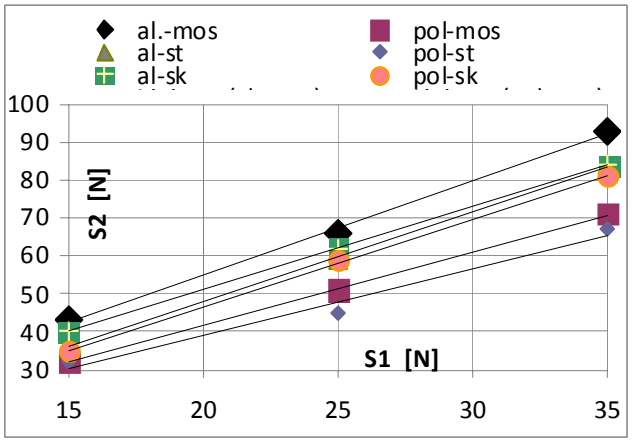
Przeprowadzone, dla 6 różnych par ciernych (tabela 1) i trzech obciążeń, próby pozwoliły ustalić jaki jest wpływ materiału tych par na moment hamowania M_{hht} (rysunki 6 i 7).



Rys. 7. Zależność momentu hamowania hamulca tarczowego M_{hhe} i taśmowego M_{hht} od opóźnienia hamowania ε_h

4.3. Analiza sił w cięgnach dla badanych par ciernych hamulca taśmowego

Do dokonania pełniejszej analizy przebiegu hamowania układu napędowego wykorzystano znajomość sił w obu cięgnach taśmy hamulca. Siłę S_1 stanowi obciążenie cięgna czynnego szalką i ciężarkami (rysunek 3). Zależność siły S_2 od S_1 dla badanych par ciernych, przy ε_h=const, przedstawiono na rysunku 8. W dolnych zakresach prędkości (przy $\varepsilon_h \neq$const) siła S_2 zmniejszyła się do wartości zbliżonej do S_1 i pozostawała stałą do końca próby (rysunek 4). Zależność siły S_2 od S_1, przy $\varepsilon_h \neq$const, pokazano na rysunku 9.

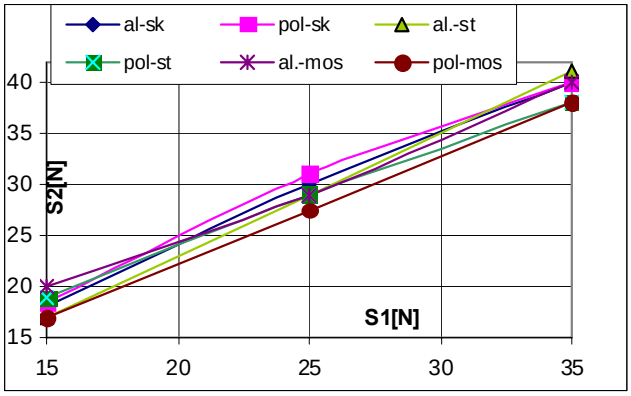


Rys. 8. Wartości sił S_2 w zależności od S_1 dla badanych par ciernych

Uzyskane wyniki pomiarów sił S_2, przy znanych wartościach S_1, pozwoliły wyznaczyć ślizgowy współczynnik tarcia μ dla wszystkich badanych cięgien. Ustalenia współczynnika tarcia ślizgowego μ dokonano w oparciu o wzór Eulera (8) opisujący tarcie cięgien:

$$S_2 = S_1 e^{\mu\alpha}\,, \tag{8}$$

gdzie: e, μ, α – podstawa logarytmów naturalnych, współczynnik tarcia ślizgowego, kąt opasania cięgna (w pracy $\alpha=\pi$ rad.).



Rys. 9. Wartości sił S_2 w zależności od S_1 dla badanych par ciernych przy $\varepsilon_h \neq$const.

Współczynnik tarcia μ, w badanym zakresie prędkości przy ε_h =const, pozostawał stały, niezależnie od prędkości i obciążenia S_1 (różny dla każdej badanej pary ciernej). Wyznaczone wartości tego współczynnika zawarto w tabeli 2.

Tab. 2. Porównawcze zestawienie wybranych parametrów hamowania hamulca taśmowego dla badanych par ciernych

	S_1[N]	S_2[N]	S_2/S_1	Wsp.tarc. μ	M_{hht} (9)	M_{hht} (8)
al-sk	25	62	2,48	0,29	1,85	1,77
al-st	25	59	2,36	0,28	1,7	1,67
al-mos	25	66	2,64	0,32	2,05	2,12
pol-sk	25	59	2,36	0,29	1,7	1,57
pol-st	25	45	1,8	0,21	1	1,06
pol-mos	25	51	2,04	0,23	1,3	1,22

Weryfikacji poprawności obliczeń momentu hamowania hamulca taśmowego M_{hht} dokonano porównując wartość tego momentu obliczoną za pomocą zależności (7) i równania równowagi bębna (9):

$$(S_2 - S_1)R = M_{hht}, \tag{9}$$

gdzie: R - promień pierścienia wymiennego bębna hamulca taśmowego ($R=50mm$).

Wyniki weryfikacji, przy jednym obciążeniu S_1=25N, zestawiono w tabeli 2. Zestawienie obliczonych wartości współczynników tarcia μ dla badanych par ciernych i porównanie M_{hht} obliczonych ze wzorów (7) i (9), dla S_1=25N podano w tabeli 2.

5. WNIOSKI

1. Przeprowadzone próby hamowania układu napędowego za pomocą hamulca tarczowego i taśmowego wykazały proporcjonalną zależność momentu hamowania M_h od opóźnienia ε_h niezależnie od rodzaju hamulca (rysunek 7).
2. Moment hamowania hamulca ciernego M_{hht}, w badanym zakresie obciążeń S_1, zależał istotnie od rodzaju materiału pary ciernej (rysunek 6).
3. Analiza sił w cięgnie biernym hamulca taśmowego wykazała, że w przedziale stałej wartości ε_h (ε_h =const) można uznać iż siła S_2 pozostaje stałą (rysunek 4). Oznacza to również, że pozostaje stały ślizgowy współczynnik tarcia μ, różny jednak dla każdej z badanych par ciernych (tabela 2).
4. Przy niskich prędkościach walu biernego ($\varepsilon_h \neq$const) siła S_2 gwałtownie malała i pozostawała stałą do końca próby. Jej wartość nieznacznie przekraczała wartość siły S_1 (rysunek 9). Wyliczony ze wzoru Eulera (8) współczynnik tarcia μ był bliski „0” i wynosił ok. 0,05.
5. Zagadnienie nagłego spadku siły S_2 w końcowym zakresie prędkości wału biernego wymaga dalszych badań i na obecnym etapie stawianie zdecydowanych hipotez wydaje się przedwczesnym.
6. Wartości momentu hamowania hamulca taśmowego $M_{hht,}$ wyznaczone w oparciu o dwie niezależne metody (wykorzystanie dynamicznego równania ruchu obrotowego (7) i równania równowagi bębna (9)) różnią się nieznacznie (tabela 2) co świadczy o poprawności przeprowadzenia eksperymentu.

LITERATURA

1. **Dietrich M. (red.)** (1999), Podstawy konstrukcji maszyn, WNT, Warszawa.
2. **Nachimowicz J., Plewa M.** (2008), *Urządzenie do badania sprzęgła i hamulców*, Zgłoszenie wzoru użytkowego nr 117800 z dn. 24.10.2008.
3. **Nachimowicz J., Plewa M.** (2009), *Stanowisko do badania hamulców: tarczowego i taśmowego,* XXIV Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Białowieża 2009.
4. http://www.fumo.com.pl/.

AN INVESTIGATION ON INFLUENCE OF TECHNICAL PARAMETERS ON BRAKING EFFECTIVENESS OF DISK AND BAND BRAKES

Abstract: The paper presents results of investigations on influence of technical parameters on effectiveness of braking. The influence of some arbitrarily chosen technical parameters on effectiveness of braking was analyzed. Band material, band tension
for band brake and compressive force for disk brake were considered. Braking moment for different types of brakes and parameters used was measured and calculated.