ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1968

Seria: MECHANIKA z. 36 Nr kol. 233

WOJCIECH PILLICH
Katedra Dźwignic i Urządzeń Transportowych

ANALIZA NAGRZEWANIA POWIERZCHNI CIERNYCH HAMULCÓW DŹWIGNICOWYCH

Streszczenie: Jednym z kryteriów przydatności hamulca jest temperatura, jaka ustali się podczas pracy na jego powierzchniach ciernych. W pracy przeprowadzono analizę wpływu najistotniejszych parametrów i warunków eksploatacyjnych na temperaturę powierzchni ciernych hamulców dwuklockowych, instalowanych w dźwignicach hutniczych. Przedstawiono wnioski pomocne przy projektowaniu hamulców.

1. WSTĘP

Niezawodność pracy mechanizmów i urządzeń, zależy w znacznym stopniu od przebiegu procesu hamowania. W procesie tym zasadniczą rolę odgrywa hamulec, którego dobór wpływa na pracę całego urządzenia.

Szczególnie odpowiedzialną funkcję spełniają hamulce w dźwignicach, gdzie winny zależnie od rodzaju mechanizmu zapewnić zatrzymanie na pewnej wysokości i utrzymanie ładunku lub zatrzymanie mechanizmu na określonej drodze.

Stosowane powszechnie przy doborze i sprawdzaniu hamulców sposoby [2], polegające na określeniu tak zwanej pracy tarcia pv (gdzie p - nacisk jednostkowy w kG/cm^2, a v - maksymalna prędkość powierzchni ciernej w m/s) oraz bilansu cieplnego są niewystarczające. Nie uwzględniają one bowiem szeregu czynników wpływających na grzanie się powierzchni ciernych. O właściwej pracy hamulca decyduje temperatura na powierzchniach ciernych, a szcze-

gólnie okładzinie ciernej. Przekroczenie dopuszczalnej temperatury dla danego materiału okładziny ciernej powoduje obniżenie wartości współczynnika tarcia, większe zużycie okładziny i trudności we współpracy poszczególnych elementów hamulca.

Wymienione problemy w całej ostrości występują w hamulcach dźwignic pracujących w trudnych warunkach, na przykład dźwignicach hutniczych lub przeznaczonych na eksport do krajów o klimacie tropikalnym.

2. ANALITYCZNE UJĘCIE PROCESU NAGRZEWANIA POWIERZCHNI CIERNEJ

Przerywany charakter pracy dźwignic powoduje analogiczną pracę hamulców. Taka praca odbija się na przebiegu procesu nagrzewania hamulca.

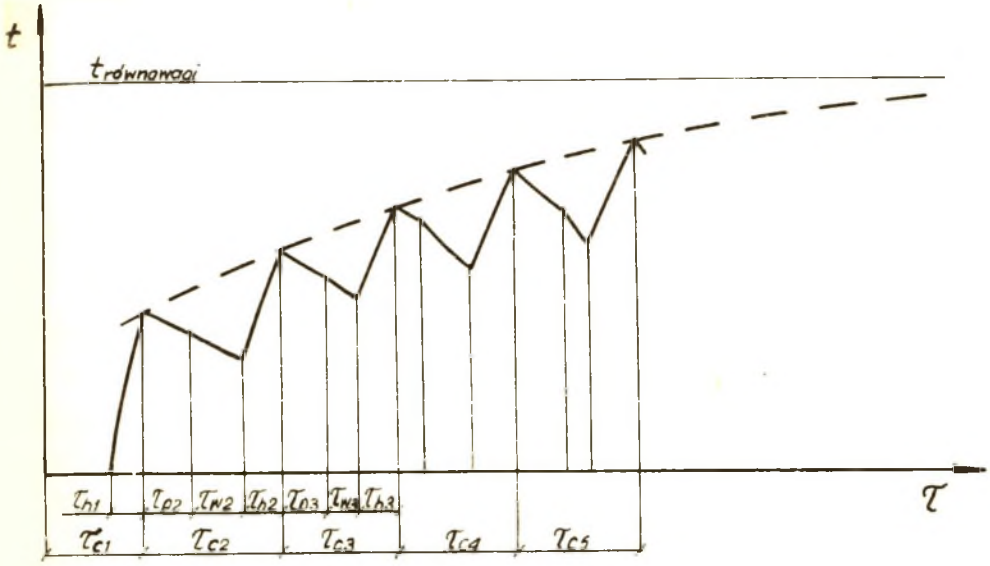
Rysunek 1 przedstawia krzywą nagrzewania powierzchni ciernej hamulca o pracy przerywanej.

Proces nagrzewania powierzchni ciernej dzieli się na trzy kolejno powtarzające się okresy:

- nagrzewania podczas hamowania,
- chłodzenia po zatrzymaniu mechanizmu, gdy szczęki hamulca dolegają do nieruchomej tarczy,
- chłodzenia intensywnego podczas ponownego włączenia mechanizmu (szczęki są odsunięte od tarczy hamulcowej).

Temperatura powierzchni ciernych rośnie do momentu, w którym ilość ciepła wydzielonego w procesie hamowania zrównoważy się z ciepłem oddawanym do otoczenia. Łącząc najwyższe temperatury kolejnych cykli (linia przerywana na rys. 1) otrzymamy krzywą, zbliżającą się asymptotycznie do pewnej temperatury. Krzywa ta przedstawia zastępczy proces nagrzewania przy ciągłym hamowaniu, lecz odmiennych parametrach.

Dla właściwego doboru hamulca konieczne jest określenie temperatury równowagi w panujących warunkach i porównanie jej z tempe-



Rys. 1. Przebieg równomiernego nagrzewania powierzchni ciernej hamulca o zmiennym cyklu pracy

τ_h - czas hamowania, τ_p - czas postoju, τ_w - czas włączenia, τ_c - czas cyklu

raturą dopuszczalną oraz wskazane jest wyznaczenie czasu nagrzewania do danej temperatury.

Dokładny analityczny opis zjawisk związanych z wymianą ciepła pomiędzy hamulcem a otaczającym go ośrodkiem jest skomplikowany. Dotyczy to zarówno zjawisk zachodzących w ciele stałym to jest w hamulcu i tarczy hamulcowej jak również w otaczającym ośrodku, którym jest powietrze, traktowane jako lepki nieściśliwy płyn przylegający do powierzchni ciała. Przybliżone założenie nieściśliwości powietrza dopuszczalne jest przy małych zmianach jego gęstości, co zachodzi w omawianym procesie.

Wymienione zjawiska opisują następujące równania:

a) równanie przewodnictwa ciepła (Fouriera) w ciele stałym (szczęce i tarczy),

b) równanie ciągłości strugi,

c) równanie przewodzenia ciepła (Fouriera - Kirchoffa) w poruszającym się płynie,

d) równanie hydrodynamiczne ruchu (Naviera - Stokesa),

e) równanie termiczne gazów doskonałych i półdoskonałych (Clapeyrona).

Przytoczone równania można rozpatrzyć jako układ siedmiu równań, w którym występuje siedem zmiennych wielkości: temperatura ciała stałego, temperatura powietrza, ciśnienie, gęstość powietrza oraz trzy składowe prędkości.

Jako uzupełnienie równań, dla otrzymania rozwiązania szczególnego konieczne jest wprowadzenie warunków, które określą proces jednoznacznie. Zaliczają się do nich: charakterystyka geometryczna badanej przestrzeni płynu, wielkości fizyczne wchodzące do układu równań, warunki początkowe oraz czas hamowania, kąt uchwytu tarczy hamulcowej przez szczękę, względny czas włączenia mechanizmu i liczba zahamowań w jednostce czasu.

Rozwiązanie tak złożonego układu równań wymaga poczynienia założeń obniżających dokładność obliczeń. Zachowanie takiej dokładności obliczeń z jaką wyprowadzone są wymienione równania umożliwia zastosowanie teorii podobieństwa.

Ostateczna postać zależności przedstawiającej wpływ różnych czynników na temperaturę, która ustali się na powierzchni ciernej dla hamulców dwuszczękowych, odsłoniętych, z tarczami bez żeber chłodzących, wyznaczona przy pomocy teorii podobieństwa przedstawia się następująco [1]:

$$\lg \frac{t}{t_p} = 0{,}61 \lg Fo + 0{,}78 \lg Pe + 0{,}1 \frac{h}{h_o} - \lg \frac{K_n}{K_{no}} -$$

$$- 0{,}17 \frac{P}{P_o} - 0{,}12 \frac{a}{a_o} - 0{,}004 \frac{a_c}{a_{co}} - 0{,}22 \lg \frac{B}{B_o} - 0{,}45 \frac{\varepsilon}{\varepsilon_o} - 0{,}4, \quad (1)$$

Dla zwiększenia przejrzystości niektóre wyrazy przytoczono w odmiennej niż w [1] kolejności oraz z innymi oznaczeniami.

gdzie:

t - temperatura, która ustali się na powierzchni ciernej hamulca,

t_p - temperatura powietrza otaczającego hamulec,

$Fo = \frac{a\tau_h}{D^2}$ - liczba kryterialna (Fouriera),

w tym:

a - współczynnik przewodzenia temperatury materiału tarczy hamulcowej, dla stali $a = 12{,}5 \cdot 10^{-6}$ m^2/s ($45 \cdot 10^{-3}$ m^2/godz.),

τ_h - czas hamowania [s],

D - średnica tarczy hamulcowej [m],

$Pe = \frac{vD}{a_p}$ - liczba kryterialna (Pecleta),

w tym:

v - prędkość obwodowa tarczy [m/s]

a_p - współczynnik przewodzenia temperatury dla powietrza

$a_p = 21{,}1 \cdot 10^{-6}$ m^2/s ($79 \cdot 10^{-3}$ m^2/godz.

h - rzeczywista ilość zahamowań w godzinie,

$K_n = 1 - \frac{D\beta}{360(D-\delta)}$ - współczynnik niezakrycia tarczy hamulcowej,

w tym:

β - kąt uchwytu jednej szczęki w stopniach

δ - grubość wieńca tarczy hamulcowej [m],

P% - rzeczywisty względny czas pracy w procentach,

a_c - współczynnik przewodzenia temperatury okładziny ciernej, dla azbestu $a_c = 9{,}72 \cdot 10^{-8}$ m^2/s ($0{,}35 \cdot 10^{-3}$ m^2/godz.),

B - rzeczywista szerokość tarczy hamulcowej,

ε - rzeczywiste odsunięcie szczęk od tarczy hamulcowej.

Wielkości oznaczone indeksem "o" są podane niżej. Dotyczą one hamulca, przy pomocy którego doświadczalnie wyznaczono współczynniki liczbowe w zależności (1).

$h_o = 150$ - ilość zahamowań w godzinie,

$P_o = 40\%$ - względny czas pracy,

$K_{no} = 0,75$ - współczynnik niezakrycia tarczy dla $\beta = 90^o$,

$B_o = 120$ mm - szerokość tarczy hamulcowej,

$\varepsilon_o = 1$ mm - odsunięcie szczęk od tarczy,

$a_o = 12,5 \cdot 10^{-6}$ m^2/s - współczynnik przewodzenia temperatury tarczy stalowej,

$a_{co} = 9,72 \cdot 10^{-8}$ m^2/s - współczynnik przewodzenia temperatury okładziny azbestowej.

3. WYNIKI BADAŃ

Przedstawiona zależność (1) pozwala określić wpływ parametrów oraz warunków eksploatacyjnych hamulca dwuszczękowego na temperaturę powierzchni ciernych. Jednak bezpośrednia ocena wpływu poszczególnych składników a zwłaszcza stopnia wpływu na wielkość temperatury jest utrudniona. Również przytoczone w pracy [1] dane umożliwiają tylko ogólny pogląd na zagadnienie i to dla pewnych typów hamulców produkowanych w Związku Radzieckim. Hamulce te posiadają odmienne od polskich parametry, a więc nie istnieje możliwość bezpośredniego odnoszenia zawartych tam wyników do hamulców krajowych.

W celu określenia obciążenia cieplnego krajowych hamulców dwuszczękowych stosowanych w dźwignicach hutniczych oraz ujawnienia wpływu niektórych istotnych parametrów i warunków eksploatacyj-

nych na temperaturę powierzchni ciernych dokonano analizy, której wyniki zawarte są w przytoczonych wykresach. Badane hamulce o charakterystyce podanej w tablicy 1 wyposażone są w zwalniaki elektrohydrauliczne.

Tablica 1

Charakterystyka hamulców poddanych analizie

Lp.	Średn. tarczy D mm	Szer. szczęki B mm	Dop. praca tarcia pv kG m/cm^2 s		Odsunięcie szczęk od tarczy mm	Przełożenie i	Moment M_{hmax} kGcm
			n=730 $\frac{obr}{min}$	n=980 $\frac{obr}{min}$			
1	250	130	19	25,5	2,2	12	3000
2	300	150	21	28,5	2,0	12	5000
3	400	180	25,4	20	1,7	16	10000
4	500	200	44	56	2,0	12	21000
5	600	300	31	41	3,5	16	30000

Uwaga: Wszystkie hamulce posiadają kąt opasania szczęką tarczy $\beta = 80^o$. Ponadto przyjęto, że hamulce posiadają: okładzinę cierną wykonaną z tkaniny azbestowej, względny czas pracy P = 40%, ilość zahamowań w godzinie h = 180, tarcze hamulcowe wykonane ze stali.

Wykresy wykonano w układzie współrzędnych, na których naniesiono stosunek $\frac{t}{t_p}$ temperatury na powierzchni ciernej do temperatury powietrza otaczającego hamulec oraz czas pojedynczego hamowania τ_h występujący w jednym cyklu pracy. Układ taki umożliwia łatwe określenie dopuszczalnej wartości stosunku $\frac{t}{t_p}$ w zależności od dopuszczalnej temperatury dla powierzchni ciernej oraz temperatury

otoczenia. Wprowadzenie czasu hamowania ułatwia ocenę wyników przez posługiwanie się wielkością wyznaczaną w toku normalnych obliczeń mechanizmów, a nie wymagającą dodatkowych obliczeń (np. mocy hamowania w [1]). Ponadto, umożliwia uogólnienie analizy na wszystkie warunki eksploatacyjne, gdyż nie jest ona związana z momentem rozwijanym przez hamulec, względnie wielkością pracy tarcia pv, których wartości dopuszczalne zmieniają się w zależności od warunków eksploatacyjnych.

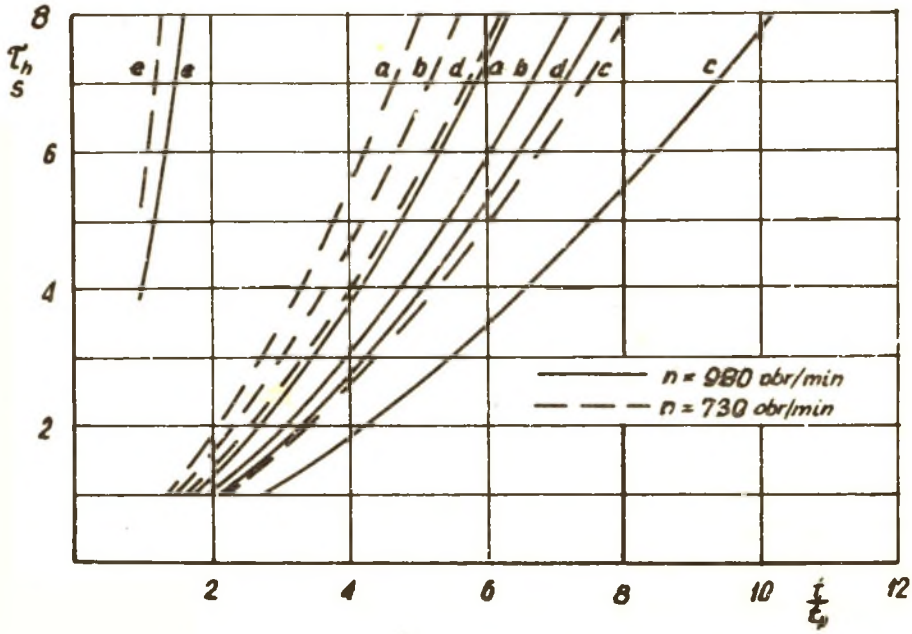
Dla temperatury otoczenia $t_p = 25^oC$ oraz dopuszczalnej temperatury dla okładziny azbestowej $t = 200^oC$ wartość stosunku $\frac{t}{t_p} = 8$.

Graniczna wartość czasu hamowania τ_h' zależy od wartości względnego czasu pracy P oraz ilości zahamowań w godzinie h. Dla określenia jego przybliżonej wartości można przyjąć, że mechanizm nie pracuje ruchem ustalonym lecz wyłącznie na rozruchu i hamowaniu (na czas pracy składają się czasy rozruchu i hamowania) oraz że czasy rozruchu i hamowania są równe. Wtedy przy: P = 40% i h = 180 zah/godz $\tau_h' \cong 4$ s; P = 40% i h = 120 zah/godz $\tau_h' \cong 6$ s; P = 40% i h = 300 zah/godz $\tau_h' \cong 2,5$ s; P = 25% i h = 180 zah/godz $\tau_h' \cong 2,5$ s; P = 60% i h = 180 zah/godz $\tau_h' \cong 2,5$ s.

Wpływ średnicy D oraz ilości obrotów n tarczy hamulcowej na zależność między czasem hamowania τ_h a stosunkiem $\frac{t}{t_p}$ przedstawiono na rysunku 2. Znając temperaturę powietrza otaczającego hamulec można określić dopuszczalny czas hamowania taki, aby nie przekroczyć dopuszczalnej temperatury na powierzchni ciernej.

Ze względu na szybsze nagrzewanie hamulców - jak to widać z rysunku 2 - przy n = 980 obr/min w dalszych badaniach ograniczono się do analizy przy tej ilości obrotów.

Wyniki badań określających wpływ wielkości odsunięcia δ szczęk od tarczy hamulcowej na czas hamowania τ_h dla różnych wartości



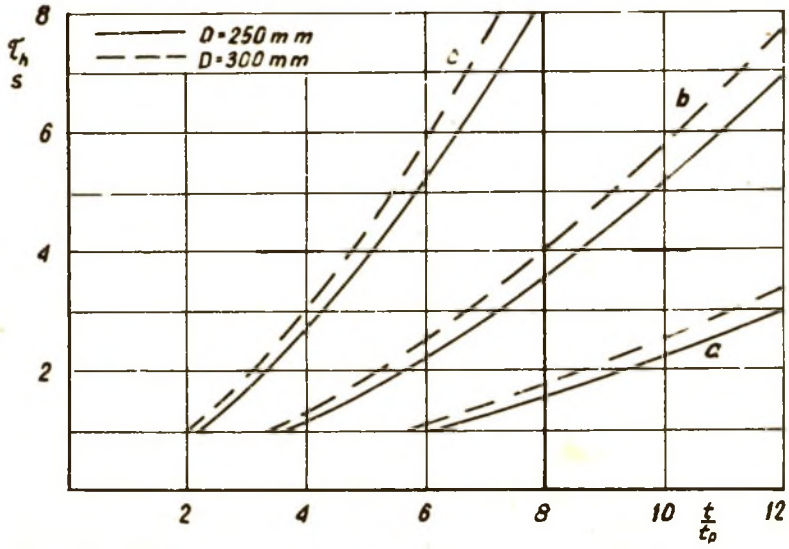
Rys. 2. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, D)$

a - D = 250 mm, b - D = 300 mm, c - D = 400 mm, d - D = 500 mm, e - D = 600 mm

stosunku $\frac{t}{t_p}$ oraz średnic tarcz D podano na rysunkach 3a i 3b. Wyniki dla rzeczywistych wartości ε występujących w produkowanych hamulcach przedstawiają wykresy na rysunku 2.

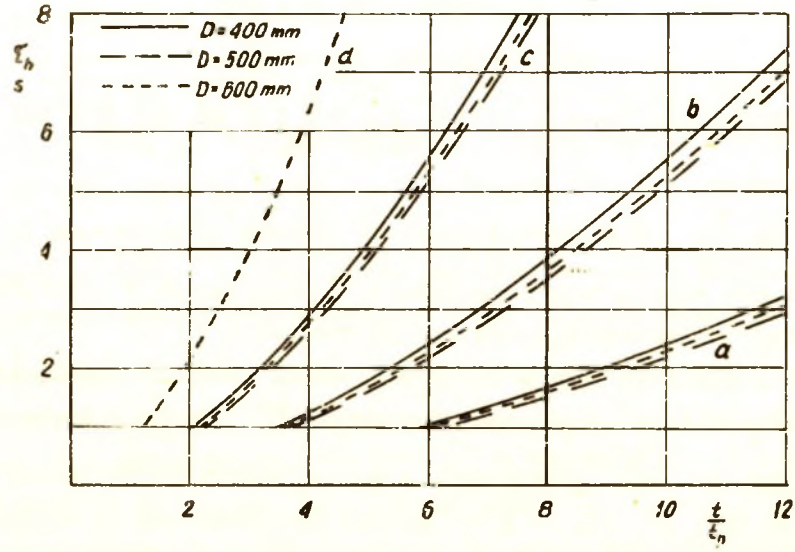
Dla określenia wpływu względnego czasu pracy P mechanizmu na zależność między τ_h oraz stosunkiem $\frac{t}{t_p}$ przeprowadzono badania przy P = 25% i P = 60% a wyniki zawarto w wykresach na rysunku 4a i 4b. Dla P = 40% wyniki przedstawione są na rysunku 2.

Z wykresów na rysunkach 4a i 4b wynika, że szybsze nagrzewanie zachodzi przy krótszym względnym czasie pracy. Tłumaczy się to wpływem intensywnego chłodzenia podczas dłuższej pracy mechanizmu



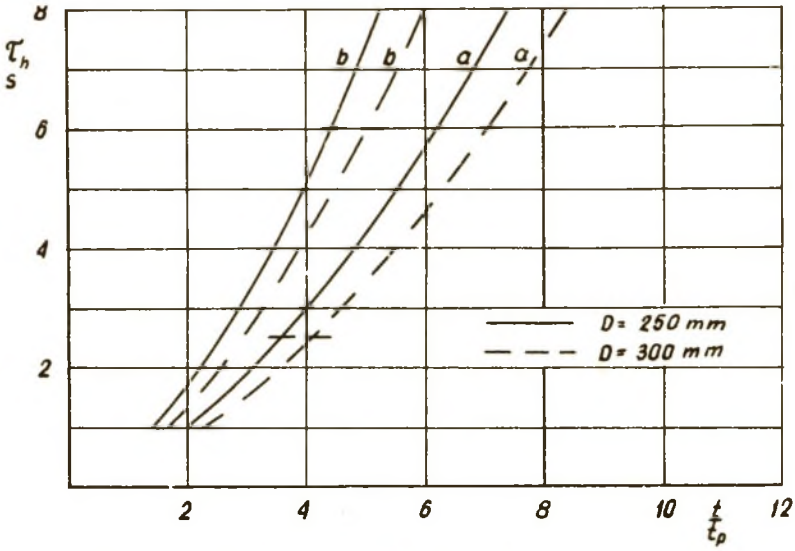
Rys. 3a. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, \delta)$ dla n = 980 obr/min

a - δ = 1,0 mm, b - δ = 1,5 mm, c - δ = 2,0 mm



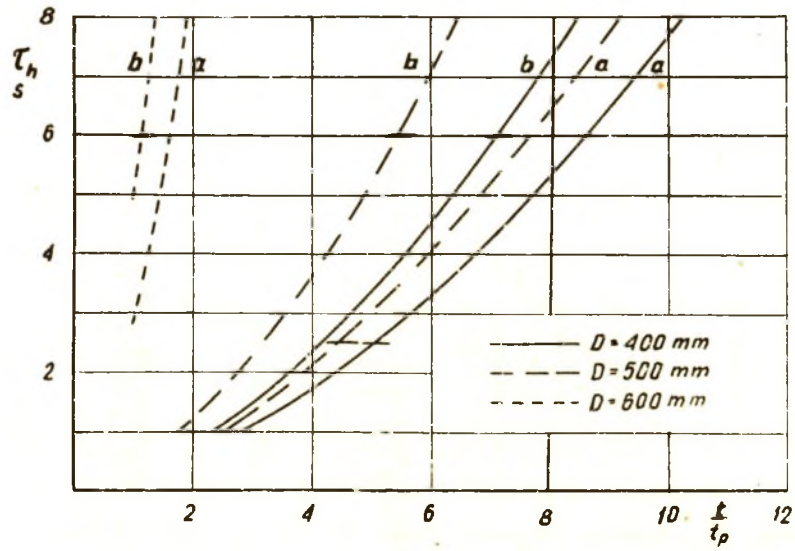
Rys. 3b. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, \delta)$ dla n = 980 obr/min

a - δ = 1,0 mm, b - δ = 1,5 mm, c - δ = 2,0 mm, d - δ = 2,5 mm



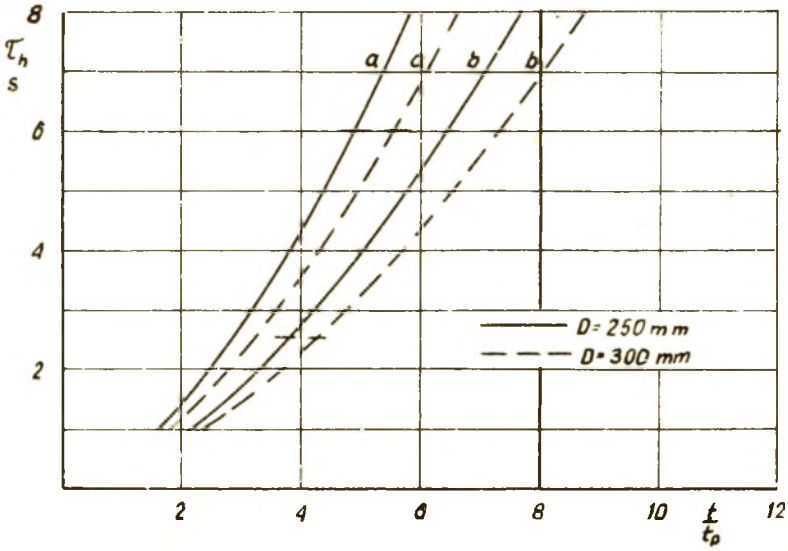
Rys. 4a. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, P)$ dla n = 980 obr/min

a - P = 25%, b - P = 60%



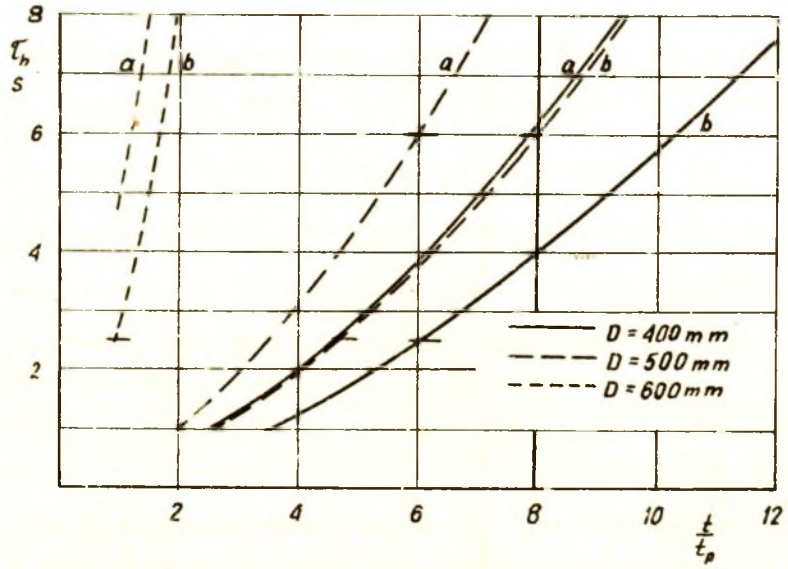
Rys. 4b. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, P)$ dla n = 980 obr/min

a - P = 25%, b - P = 60%



Rys. 5a. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, h)$ dla n = 980 obr/min

a - h = 120 zahamowań w godzinie, b - h = 300 zahamowań w godzinie



Rys. 5b. Wykres $\tau_h = f(\frac{t}{t_p}, h)$ dla n = 980 obr/min

a - h = 120 zahamowań w godzinie, b - h = 300 zahamowań w godzinie

o większym P. O wartości temperatury głównie decyduje jednak czas hamowania, który może mieć większe wartości przy dużych P.

Wpływ ilości zahamowań w godzinie dla pracy średniej - h = 120 i bardzo ciężkiej - h = 300 na zależność między τ_h a $\frac{t}{t_p}$ uwidoczniono na rysunku 5a i 5b. Dla pracy ciężkiej - h = 180 wyniki zawarte są w rysunku 2. Jak widać na rysunkach, przy jednakowym P, wyższe temperatury można osiągnąć dla mniejszych wartości h. Wiąże się to z możliwością występowania wtedy dłuższych czasów hamowania.

4. WNIOSKI

Z przedstawionych na rysunkach od 2 do 5 wykresów wynikają dopuszczalne czasy hamowania dla poszczególnych typów hamulców pracujących w różnych warunkach.

Z przeprowadzonej analizy wyników badań teoretycznych można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Zmiana ilości obrotów tarczy hamulcowej z n = 980 obr/min na n = 730 obr/min pozwala - dla osiągnięcia tej samej temperatury powierzchni ciernej - zwiększyć czas hamowania od 40 do 50%.

2. Temperatura na powierzchni ciernej produkowanych hamulców jest znacznie niższa od dopuszczalnej zwłaszcza przy krótkich czasach hamowania.

3. O wartości temperatury decyduje głównie czas hamowania mechanizmu. Nagrzanie hamulca do wyższej temperatury może nastąpić przy mniejszych wartościach względnego czasu pracy P i ilości zahamowań w godzinie h.

4. Z przebadanych hamulców wykorzystany pod względem cieplnym może być hamulec o D = 400 mm oraz w bardzo ciężkich warunkach hamulec o D = 500 mm.

5. Zupełnie nie jest wykorzystany cieplnie hamulec o D = 600 mm. Dla najcięższych warunków pracy nie osiąga temperatury nawet zbliżonej do dopuszczalnej.

6. Znaczny wpływ na cieplne wykorzystanie hamulców posiada wartość odsunięcia szczęk δ od tarczy hamulcowej.

Uogólniając wnioski można zauważyć, że wykorzystane cieplnie mogą być tylko niektóre z produkowanych typów hamulców i to przy ciężkich warunkach pracy. W związku z tym wydaje się celowe zróżnicowanie konstrukcji hamulców z uwzględnieniem czasu hamowania lub lepsze dostosowanie ich konstrukcji do warunków pracy. Dobór hamulców ze względu na pv dla zmiennych ilości obrotów jest niewystarczający.

Łatwym sposobem lepszego wykorzystania hamulców pod względem cieplnym byłaby regulacja odsunięcia szczęk od tarczy hamulcowej, którego wielkość należałoby zmniejszyć. Zagadnienie to wiąże się z wykorzystaniem w istniejących konstrukcjach skoku jarzma zwalniaka hamulcowego. Rozwiązaniem problemu przy produkowanych obecnie zwalniakach byłoby zwiększenie przełożenia układu dźwigniowego hamulca i w efekcie możliwość doboru zwalniaków o udźwigach mniejszych niż instalowane obecnie. W przyszłości należy zastanowić się nad produkcją zwalniaków dostosowanych do odmiennych wymagań to jest o mniejszym skoku jarzma a większym udźwigu.

Dla skonfrontowania i uzupełnienia wyników badań teoretycznych należy przeprowadzić doświadczenia na pracujących hamulcach. Realizacja eksperymentalnie potwierdzonych wniosków pozwoliłaby na osiągnięcie efektów techniczno-ekonomicznych.

LITERATURA

[1] Aleksandrow M.P.: Tormoza podjemno - transportnych maszin. Maszgiz. Moskwa 1958.

[2] Ernst H.: Die Hebezeuge. Bd I. Friedr. Vieweg. Braunschweig 1958.

АНАЛИЗ НАГРЕВА ПОВЕРХНОСТИ ТРЕНИЯ
ТОРМОЗОВ ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН

Р е з ю м е

Один из критериев пригодности тормоза является температура, которая будет достигнута на его поверхностях трения. В работе проведен анализ влияния важнейших параметров и эксплуатационных условий на температуру поверхности трения двухколодочных тормозов смонтированных в металлургических грузоподъёмных машинах.

Даются выводы пригодные для проектирования тормозов.

ANALYSIS OF FRICTION FACES HEATING OF BRAKES
FOR HOISTING MACHINES

S u m m a r y

One of the criteria of the brake suitability is the temperature of the friction faces. In this work is being carried out analysis of the influence of the most important parameters and exploatacion conditions on the temperature of friction faces of two block brakes, built in ironwork hoisting machines. Suggiestions are being submitted for brakes designing.