GÓRNICTWO z. 46

JAN E. ORLACZ

PROBLEMY TEORII HAMULCA MASZYNY WYCIĄGOWEJ W UJĘCIU PROBABILISTYCZNYM

25-LECIE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYT NAUKOWY Nr 295 – GLIWICE 1970

SPIS TREŚCI

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 295

JAN E. ORLACZ

PROBLEMY TEORII HAMULCA MASZYNY WYCIĄGOWEJ W UJĘCIU PROBABILISTYCZNYM

PRACA HABILITACYJNA Nr 104

(SKRÓT)

Data otwarcia przewodu habilitacyjnego 14. IX. 1970 r.

GLIWICE 1970

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
Gliwice, ul. M. Strzody 18

PJ 2/71

Nakł. 50+170 Ark. wyd. 3,31 Ark. druk. 4,7 Papier offsetowy kl. III, 70x100, 70 g
Oddano do druku 5. 11. 1970 Podpis. do druku 7. 12. 1970 Druk ukończ. w grudniu 1970
Zamówienie 1386 5. 11. 1970 L-23 Cena zł 4,50

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

W s t ę p

Hamulce maszyny wyciągowej, spełniając wielorakie funkcje kontrolno-zabezpieczające pracę maszyny, stanowią jeden z najważniejszych jej zespołów.

Praktyka kopalniana, jak również opracowania dokumentacyjne i prawne dotyczące wymagań stawianych hamulcom, zakładają spełnienie określonych kryteriów funkcjonowania i pewności działania tego zespołu. Wymagania te biorące za podstawę wyniki opracowań teoretycznych [10] [36] [3], zostały skodyfikowane i otrzymały moc prawną w zbiorach przepisów [1], [28], [41].

Rozwój konstrukcji maszyn, pojawienie się nowych rozwiązań i typów hamulców, którym wyznaczano coraz bardziej trudne zadania, spowodowały wzrost zainteresowania tą problematyką. W latach sześćdziesiątych pojawiają się prace, w których na podstawie wyników badań i obserwacji kwestionuje się ścisłość obowiązującej teorii i prąktyki w zakresie hamulców mechanicznych maszyny wyciągowej. Liczne prace w pokrewnych dziedzinach, jak hamulce trakcyjne i lotnicze oraz sprzęgła cierne [12] [35], [6], [7], [8], wskazują także na wzrost zainteresowania tą problematyką.

Krajowe prace nad problemami hamulców do maszyn wyciągowych zostały zapoczątkowane w Katedrze Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej przez prof. dr inż. O. Popowicza, a następnie kontynuowane w pracach [30], [31], [32].

Rozprawa nawiązuje do klasycznej teorii hamulców, jak również do prac teoretycznych i badawczych dokumentujących niezgodności tej teorii ze stanem rzeczywistym. Niezgodności te, objawiające się różnicą charakterystyk rzeczywistych i teoretycznych, są spowodowane uproszczeniami, które zakłada się w klasycznej teorii hamulca. Dla udokumen-

towania tych rozbieżności wykorzystano wyniki pomiarów dotyczących takich wielkości jak: naciski na powierzchni szczęki hamulcowej, siły i momenty hamowania, opóźnienia hamowania, współczynnik tarcia pary: szczęka-bieżnia hamulcowa.

Wyniki tych pomiarów, tak własnych jak i obcych, oceniono z punktu widzenia teorii prawdopodobieństwa metodami statystyki matematycznej, uzyskując nowe sformułowania poglądów na takie problemy jak pewność i efektywność hamowania.

Wzmiankowane wyżej problemy stały się powodem podjęcia próby rozszerzenia teorii hamulca mechanicznego, przez uwzględnienie w niej zjawisk zachodzących w rzeczywistym procesie hamowania. W pracy wykorzystano dokumentację doświadczalną własną, jak również badania wykonane w innych placówkach naukowych, tak publikowane jak również nie publikowane.

1. UWAGI NA TEMAT WSPÓŁCZESNYCH TYPÓW HAMULCÓW DO MASZYN WYCIĄGOWYCH

Obserwując rozwój konstrukcji kopalnianych maszyn wyciągowych można stwierdzić, że proporcjonalnie najmniejszym zmianom uległy hamulce, a w szczególności szczękowe zespoły robocze. Przyczyną i uzasadnieniem tego stanu jest w dużej mierze fakt ogromnej odpowiedzialności zespołu hamulczego w spełnianiu warunków bezpieczeństwa. Świadomość tej odpowiedzialności powoduje, że konstruktorzy oraz instancje opiniujące i nadzorujące, przyjmują bardzo sceptycznie i ostrożnie wszelkie nawet drobne zmiany. Niemniej istotną przyczyną są postanowienia obowiązujących przepisów [1], [28], [41], które formułują wymagania, niezależnie od konstrukcji i budowy hamulca. Wymagania te jako niezmienne wskaźniki liczbowe obowiązują w umownych warunkach i są tak sformułowane, że nie precyzują metod rachunkowych ani pomiarowych, według których powinny być wyznaczane. Pozostawienie takiej dowolności wyboru metody prowadzi do poważnych różnic w obliczeniach koncesyjnych, które są podstawowym dokumentem wykazującym prawidłowość doboru hamulca. Ten stan nie skłania także konstruktorów do nowych poszukiwań i rozwiązań, skoro z góry wiadomo, że konstrukcji i parametrom materiałowym nie przyznaje się wpływu na charakterystykę hamulca.

Dalszy czynnik stanowi popularność zasilania prądem stałym tzw. układu Leonarda, w którym rola hamulca mechanicznego jest ograniczona [43], gdyż służy on tu tylko do korekty ruchu i ostatecznego zatrzymywania maszyny w normalnym cyklu jazdy oraz do zatrzymania maszyny w wypadku hamowania bezpieczeństwa. Maszyny z napędem asynchronicznym, przy znacznie niższych wartościach mocy są instalowane przeważnie w szybach pomocniczych o mniejszej intensywności ruchu, co łagodzi w znacznym stopniu efekty obciążenia rzeczywistego hamulców.

W omówionych wyżej warunkach powstały i ugruntowały się konstrukcje hamulców, które najogólniej można podzielić na hamulce współpracujące z bieżnią cylindryczną, tzw. hamulce walcowe, a w ostatnich latach z bieżnią płaską, tzw. hamulce tarczowe. Omówienie charakterystycznych cech konstrukcyjnych tych typów można znaleźć w pracach [30], [32] [35] [36], gdzie wzmiankowano także zakres ich zastosowania.

Elementy hamulca, takie jak: bieżnie, konstrukcja nośna szczęk oraz oprawy łożyskowe są wykonywane ze stali niskowęglowych zwykłej jakości, metodą spawania. W związku z tym elementy te nie mają atestów hutniczych i są obliczane przy założeniu pięciokrotnego współczynnika bezpieczeństwa w odniesieniu do naprężenia rozrywającego. Pozostałe elementy, jak sworznie, cięgła i różnego rodzaju łączniki, są wykonywane przez kucie ze stali konstrukcyjnej wyższej jakości, najczęściej z oznaczoną udarnością, których własności są potwierdzane atestem. Elementy te obliczane są z tym samym pięciokrotnym współczynnikiem bezpieczeństwa.

Jak z powyższego widać te same umowne kryteria wytrzymałościowe stosuje się do detali wykonanych z różnych materiałów wyjściowych i przy zastosowaniu różnych procesów technologicznych. Także schemat obciążenia i stan naprężeń nie są uwzględnione przy ocenie współczynnika bezpieczeństwa. Wszystkie obliczenia wytrzymałościowe są prowadzone w odniesieniu do znamiowej wartości Rr, bez uwzględniania wartości średniej oraz miar jej rozproszenia. Materiałami ciernymi są wykładziny z tkaniny, tzw. ferodo, bądź w nowszych lepszych wykonaniach wkładki z tworzyw termoutwardzalnych.

2. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE W ŚWIETLE POGLĄDÓW KLASYCZNEJ TEORII HAMULCA

W teorii hamulców sformułowano podstawowe zależności teoretyczne wychodzące z tzw. sinusoidalnego (lub rzadziej cosinusoidalnego) prawa rozkładu nacisków na powierzchni szczęki hamulca walcowego, które jest powszechnie znane w postaci:

$$p = p_{max} \sin\alpha, \quad Nm^{-2} \tag{2.1}$$

Zależność tę uzyskuje się z rozważań nad wyidealizowanym modelem hamulca, który spełniałby następujące założenia:

- zużycie materiału ciernego szczęki na jej powierzchni roboczej jest proporcjonalne do nacisków tam występujących,
- zużyciu podlega tylko materiał szczęki, bieżnia hamulcowa natomiast nie zużywa się,
- konstrukcja bieżni i szczęki są nie odkształcalne, przyjmując milcząco, że także materiał wkładek ciernych nie podlega deformacji.

Dla hamulców tarczowych przyjęto dodatkowo, że zużycie materiału ciernego jest proporcjonalne do nacisków i prędkości poślizgu występujących w danym miejscu szczęki. Stąd otrzymano równanie dla nacisków w postaci ogólnej

$$p = C\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{y_o} \sin\alpha\right), \quad Nm^{-2} \tag{2.2}$$

lub jak wykazano w pracy [33], szczególny przypadek dla szczęki płaskiej przesuwanej równolegle

$$p = \frac{C}{r} \tag{2.2.1}$$

Dość obszerne badania licznej grupy klasycznych materiałów ciernych stosowanych w budowie hamulców maszyn wyciągowych, zostały przedstawione w pracach [6], [7], [8]. Rezultatem pomiarów było zużycie próbek ciernych, jako ich względny ubytek wagowy w funkcji prędkości i nacisków. Pomiary przeprowadzano w ten sposób że po wstępnym dotarciu, próbkę materiału ciernego dociskano w czasie 5 minut znaną siłą do bębna stalowego, obracającego się ze znaną prędkością. Ubytek wagowy próbki przyjęto za wielkość zużycia. Tworząc stosunek ubytku ciężaru do ciężaru początkowego próbki, uzyskiwano zużycie względne i.

Pomimo tego, że zakres nacisków jaki zrealizowano w tych doświadczeniach był stosunkowo mały 1÷6 kG/cm^2, (100 ÷ 600 kN/m^2), zauważono nieliniową zależność zużycia od nacisku. Zależność ta, zgodnie z twierdzeniem autora [8], może być opisana równaniem:

$$i = \frac{A\,q\,v\,t}{(1 + \xi q)(1 + \mu_d v)} \tag{2.3}$$

gdzie:

- A - współczynnik proporcjonalności, cm^2/kGm(m^2/Nm)
- q - nacisk na powierzchni próbki, kG/cm^2 (N/m^2)
- ξ - współczynnik doświadczalny, cm^2/kG (m^2/N)
- v - prędkość poślizgu m/s
- μ_d - współczynnik doświadczalny s/m
- t - czas próby s
- i - zużycie (ubytek wagowy względny) próbki.

Wydaje się, że zależność (2.3) jako uogólnienie pomiarów zużycia, mogłaby być przedstawiona ściślej formułą typu równania powierzchni regresji trzech zmiennych (i, q, v).

Stosując metody korelacji wielokrotnej lub metodę mnożników Gaussa można by obliczyć współczynniki równania regresji.

3. WYMAGANIA PRZEPISÓW BEZPIECZEŃSTWA I ICH REALIZACJA

Oficjalny dokument prawny regulujący wymagania stawiane instalacjom hamulcowym, stanowią w PRL górnicze przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy [28], których dział XII zajmuje się hamulcami mechanicznymi. Postanowienia przepisów są podstawą do egzekwowania wymagań władz górniczych, a tym samym określają założenia konstrukcyjne. Warunkami zadość uczynienia wymaganiom przepisów jest obliczeniowe wykazanie, że spełnione są:

- kryterium statyczne i statyczna pewność hamowania, jako stosunek momentu hamującego wywołanego hamulcem do momentu pochodzącego od maksymalnej nadwagi statycznej $n_s = M_h/M_a$, tak dla hamulca manewrowego jak i bezpieczeństwa. Za wystarczającą uważa się wielkość $n_s = 3$, obliczoną przy założeniu wartości współczynnika tarcia szczęki o bieżnię $\mu = 0,4$,
- kryterium dynamiczne i opóźnienie ruchu wyciągu wywołane działaniem hamulca ma być $b \geqslant 2\ ms^{-2}$; dla hamulca manewrowego, a dla kół pędnych: $b \leqslant 0,85\ b_{kryt}$ dla hamulca bezpieczeństwa, przy czym opóźnienie krytyczne b_{kryt} jest obliczane dla najbardziej niekorzystnego przypadku ruchu i przyjęcia współczynnika sprzężenia liny z wykładziną $\mu = 0,2$.

Podobnie w przepisach innych krajów o rozwiniętych górnictwach, jak ZSRR, Anglia, Niemcy, formułuje się kryteria statyczne i dynamiczne o różnych wartościach liczbowych.

Moment hamujący jest obliczany jako iloczyn siły tarcia i promienia bieżni hamulcowej lub promienia ekwiwalentnego [10][36]. Siłę tarcia oblicza się zgodnie z regułą Amontonsa jako iloczyn nacisku i stałego współczynnika tarcia, to znaczy zależnością liniową.

Wyciąg jest traktowany jako ciało sztywne o jednym stopniu swobody, którego plan obciążeń sprowadza się do zagadnienia równowagi sił grawitacyjnych i sił bezwładności, wywołanych przyłożeniem do układu przyspieszeń lub opóźnień. Zgodnie z tym schematem równanie ruchu podczas hamowania wyrazi się (bez uwzględnienia oporów ruchu) wzorem

$$T_h = P_{st} \pm P_d, \ N \tag{3.1}$$

gdzie

T_h - siła hamująca przeliczona na średnicę nawinięcia liny,

P_{st} - różnica obciążeń statycznych po obu stronach nośnika liny, tzw. nadwaga statyczna,

$P_{st} = m\,g$

P_d - siła bezwładności układu mas będących w ruchu

$$P_d = \sum_{i=1}^{n} m_i\, b = \frac{B}{g}\, b$$

Stąd znana i powszechnie stosowana formuła, będąca kombinacją stałych niezmiennych w czasie wartości

$$T = m\,g \pm B\,\frac{b_k}{g} \tag{3.2}$$

Wyliczone z równania (3.2) opóźnienie hamowania b_k jest sprawdzianem spełnienia kryterium dynamicznego, o którym była mowa powyżej.

4. POMIARY RZECZYWISTYCH CHARAKTERYSTYK HAMULCÓW

W przeciętnych warunkach eksploatacji przemysłowej nie przeprowadza się wyczerpujących i miarodajnych pomiarów charakterystyk hamulców maszyn wyciągowych. Także brak jest dotychczas sprecyzowanych ujednoliconych metod pomiaru. W czasie montażu i rozruchu maszyn są niekiedy dokonywane tzw. pomiary pewności hamulca, polegające na kontroli poboru prądu przez silnik wyciągowy przy próbie rozruchu zahamowanej maszyny. Niekiedy także mierzy się drogi i czasy hamowania przez wykonanie znaków na linie i stoperowanie ręczne przebiegu hamowania. Ogólnie ocenę stanu hamulców przeprowadza się na podstawie tzw. obliczeń koncesyjnych.

Biorąc powyższe jako stan wyjściowy, zaprogramowano i przeprowadzono pomiary na dwóch jednostkach przemysłowych pracujących w kopalniach Moszczenica układ 4.1.1 i Bielszowice układ 4.1.2. Są to maszyny czterolinowe wyposażone w hamulce walcowe, w układzie zdwojonym, tzn. każdy układ hamulcowy ma dwie pary szczęk. Konstrukcja szczęk jak i napędów hamulcowych w obu przypadkach jest różna, co posłuży do uogólnień i wykazania wspólnych cech hamulca mechanicznego, niezależnych od konstrukcji.

4.1. Pomiary ruchowe

Pierwszą wersję pomiarów ruchowych przeprowadzono zgodnie z przyjętymi metodami, stosowanymi przy odbiorach i na montażach, o których wzmiankowano na początku niniejszego rozdziału. W pomiarach tych określono tzw. statyczną pewność hamowania dla hamulców manewrowego i bezpieczeństwa, posługując się wskazaniami przyrządów tablicowych stanowiących wyposażenie maszyn. Pomiary te wykonano dla uzyskania bazy odniesienia i nawiązania do przyjętych metod.

Tablica 4.1

Wyniki pomiarów "statycznej pewności hamowania" maszyn wyciągowych kop. Moszczenica i Bielszowice

Maszyna (układ hamulcowy)	Rodzaj hamulca	Ciśnienie w cylindrach ham. manewr. (kG/cm^2)		Waga obciążnika ham. bezpiecz. (kG)		Prąd pobierany przez silnik przy utrzymaniu nadwagi I, A	Prąd, przy którym następowało ruszenie maszyny z nadwagą w dół, napędzanej silnikiem I_j, A	Statyczna pewność trzymania hamulca $n_s = \frac{I+I_j}{I}$
		lewy p_l	prawy p_p	lewy g_l	prawy g_p			
Kop. Moszczenica szyb III Poł. 4.1.1	manewrowy	5	5,03	-	-	1466	3666	3,50
	bezpieczeństwa	-	-	1785	1785	1633	3266	3,00
Kop. Bielszowice szyb III Kl. 4.1.2	manewrowy	x) 4 - 5	x) 4 - 5	-	-	1350	4350	4,96
	bezpieczeństwa	-	-	1770	1770	1350	4250	4,88

x) Napęd od baterii sprężyn.

4.2. Pomiary dynamiczne charakterystyk układów hamulcowych 4.1.1 i 4.1.2

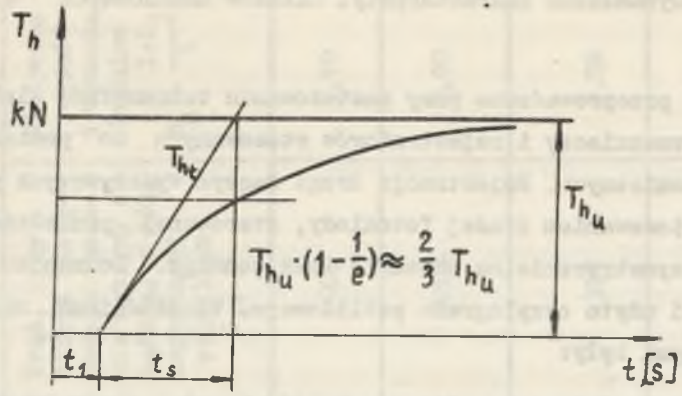
Pomiary te przeprowadzono przy zastosowaniu tensometrów elektrooporowych oraz wzmacniaczy i rejestratorów stosowanych do pomiarów odkształceń dynamicznych. Rejestrację drogi naczyń wydobywczych przeprowadzono z zastosowaniem stałej fotodiody, sterowanej przesłonami rozmieszczonymi symetrycznie na obwodzie koła pędnego. Do zapisu mierzonych wielkości użyto oscylografu pętlicowego. Wielkościami mierzonymi i rejestrowanymi były:

- ciśnienie powietrza sprężonego obwodów hamulca manewrowego i bezpieczeństwa,
- odkształcenia drągów pionowych,
- odkształcenia cięgieł skośnych,
- moment hamujący na wale koła pędnego,
- droga jazdy naczyń wydobywczych,
- czas.

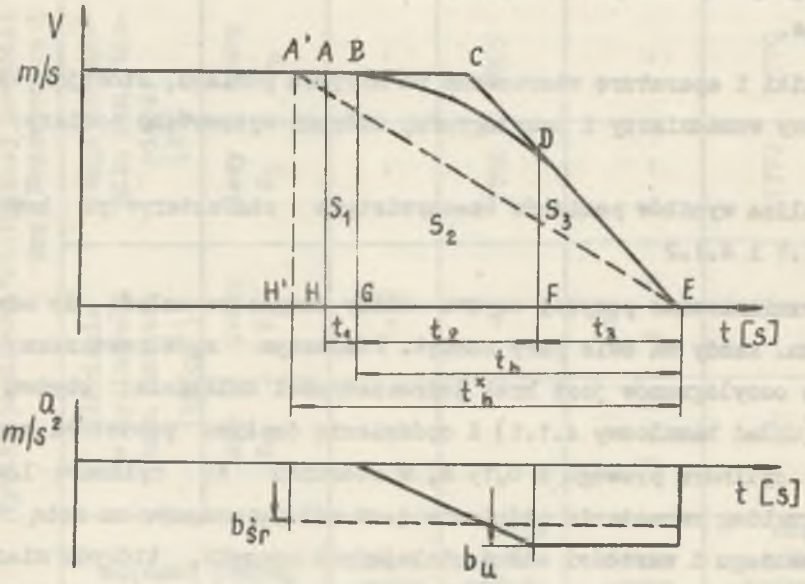
Czujniki i aparaturę wzorcowano na miejscu pomiaru, stosując te same zestawy wzmacniaczy i oscylografu, którymi wykonywano pomiary.

4.3. Analiza wyników pomiarów rzeczywistych charakterystyk hamulców 4.1.1 i 4.1.2

Jak wzmiankowano powyżej obydwa układy hamulcowe należą do zdwojonych, tzn. każdy ma dwie pary szczęk. Pierwszym spostrzeżeniem przy analizie oscylogramów jest brak jednoczesności działania obydwu par szczęk (układ hamulcowy 4.1.1) i opóźnienie dopływu powietrza sprężonego do cylindra prawego o 0,15 s, w stosunku do cylindra lewego; także przebieg narastania ciśnienia jest różny,pociągając za sobą różnicę w przebiegu i wartości sił dociskających szczęki, których miarą są siły w cięgłach skośnych CP i CL. Także przy luzowaniu hamulca prawa para szczęk wcześniej zostaje odciążona; w wyniku czas pracy lewej pary szczęk jest dłuższy, średnio o 0,7 s, od czasu pracy pary prawej, co stanowi około 20% każdego cyklu hamowania.



Rys. 4.1. Przebieg sił hamowania w czasie



Rys. 4.2. Schemat diagramu hamowania

W układzie hamulcowym 4.1.2 można zaobserwować podobne zjawiska. Siła w cięgle lewym zaczyna narastać już po 0,11 s, w prawym zaś po 0,43 s. Różnią się także, chociaż nieznacznie, wartości sił ustalonych w tych cięgłach. Wyniki pomiarów zestawiono w tablicy 4.5, w której wartości sił hamowania potraktowane niekonwencjonalnie, uwzględniając funkcję czasu, a mianowicie:

T_{hu} - maksymalna ustalona wartość siły hamującej jaką rozwija układ hamulcowy,

T_{ht} - chwilowa teoretyczna wartość siły hamującej obliczona przy założeniu istnienia stałych czasowych:

t_1 = 0,1 s ruchu jałowego szczęk,

T = 0,15 s liniowego narastania siły hamowania do wartości T_{hu},

T_h - rzeczywista chwilowa wartość siły hamującej uzyskana z pomiaru.

Dla przejrzystości zestawienia wartości sił T_{ht} jak i T_h podano w procentach wartości siły T_{hu}. Przebiegi tych sił ilustrowano dodatkowo wykresem rys. 4.1.

Nawiązując do rozpowszechnionych metod oceny hamulców maszyn wyciągowych przytoczono obliczeniową wartość siły hamującej T_o oraz wartości tzw. statycznego stopnia pewności trzymania n_{st}, jakie przyjmuje się w akcie koncesyjnym.

Jednocześnie dla lepszej oceny porównawczej wprowadzono współczynniki bądź wskaźniki, które pozwalają ocenić charakter hamowania. Współczynniki te rozpowszechniły się przy ocenach hamulców trakcyjnych, a także lotniczych. Poniższe definicje wyjaśniają sens użytych pojęć [44]:

Współczynnik stabilności siły hamowania

$$\alpha_{sh} = \frac{T_{h\,śr}}{T_{h\,max}} \tag{4.1}$$

Tablica 4.2

Wyniki pomiarów dynamicznych układów hamulcowych 4.1.1 i 4.1.2

Nazwa układu hamulcowego	Rodzaj hamulca	t_h s	τ_{hk} %	τ_h %	τ_{bt}	α_{sh}	γ_{sh}	β_e s = 2	Te %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kog. Szczecińska egzp. II południowy 4.1.1	roboczy	0,0	0,0	0,0	3,42	0,824	0,320	0,0916	26,3
		0,2	25,0	32,0					
		0,4	100,0	41,4					
		0,6	100,0	71,0					
		0,8	100,0	89,4					
		1,0	100,0	98,3					
		1,2	100,0	98,6					
		1,4	100,0	99,7					
		1,6	100,0	99,7					
		1,8	100,0	97,4					
		2,0	100,0	98,4					
		3,0	100,0	100,0					
	bezpieczeństwa	0,0	0,0	0,0	3,0	0,630	0,150	0,00504	23,0
		0,2	25,0	3,2					
		0,4	100,0	15,2					
		0,6	100,0	40,0					
		0,8	100,0	61,5					
		1,0	100,0	76,2					
		1,2	100,0	86,7					
		1,4	100,0	93,4					
		1,6	100,0	95,0					
		1,8	100,0	96,0					
		2,0	100,0	97,1					
		2,2	100,0	97,8					
		2,4	100,0	98,2					
		2,6	100,0	98,5					
		2,8	100,0	98,8					
		3,0	100,0	100,0					
Kog. Bielsko-Biała egzp. III Kletzowy 4.1.2	roboczy	0,0	0,0	0,0	4,25	0,625	0,065	0,0404	52,4
		0,2	0,0	0,0					
		0,4	20,0	3,0					
		0,6	100,0	20,0					
		0,8	100,0	47,0					
		1,0	100,0	74,0					
		1,2	100,0	87,0					
		1,4	100,0	92,5					
		1,6	100,0	94,0					
		1,8	100,0	97,0					
		2,0	100,0	98,0					
		3,0	100,0	100,0					
	bezpieczeństwa	0,0	0,0	0,0	4,02	0,888	0,50	0,0979	50,0
		0,2	0,0	0,0					
		0,4	40,0	60,0					
		0,6	80,0	76,0					
		0,8	100,0	85,0					
		1,0	100,0	91,5					
		1,2	100,0	95,7					
		1,4	100,0	96,7					
		1,6	100,0	96,4					
		1,8	100,0	97,1					
		2,0	100,0	98,0					
		3,0	100,0	100,0					

Współczynnik zmienności siły hamowania

$$\gamma_{zh} = \frac{T_{h\,min}}{T_{h\,max}} \tag{4.2}$$

dla $T_{h\,min} \neq 0$.

Współczynnik efektywności hamowania

$$\beta_e = \frac{\alpha_{sh}}{t^2}, \; s^{-2} \tag{4.3}$$

Dla teoretycznie idealnego hamulca współczynniki α_{sh} i γ_{zh} mogą osiągnąć wartość graniczną 1. Współczynnik β_e, przy tych samych założeniach i stosowanych przedziałach czasu 1 do 10 s, będzie przyjmował wartości z przedziału $0{,}01 \leqslant \beta_e \leqslant 1$.

Jak łatwo zauważyć współczynniki α_{sh}, γ_{zh} i β_e dają nieporównanie precyzyjniejszą ocenę hamulca niż kryterium statycznej pewności hamowania n_{st}; z danych w tablicy 4.2 widać poważne mankamenty hamulca bezpieczeństwa układu 4.1.1, a także hamulca manewrowego układu 4.1.2, pomimo że wartości kryterialne n_{st} nie dają powodów do jakichkolwiek zastrzeżeń.

Wynikiem działania siły hamującej jest pojawienie się opóźnienia, które zgodnie z omówieniem w rozdziale 3 przyjmuje się jako jedno z kryteriów oceny hamulca.

W omawianych badaniach pomiary opóźnień przeprowadzono równolegle dwoma sposobami:

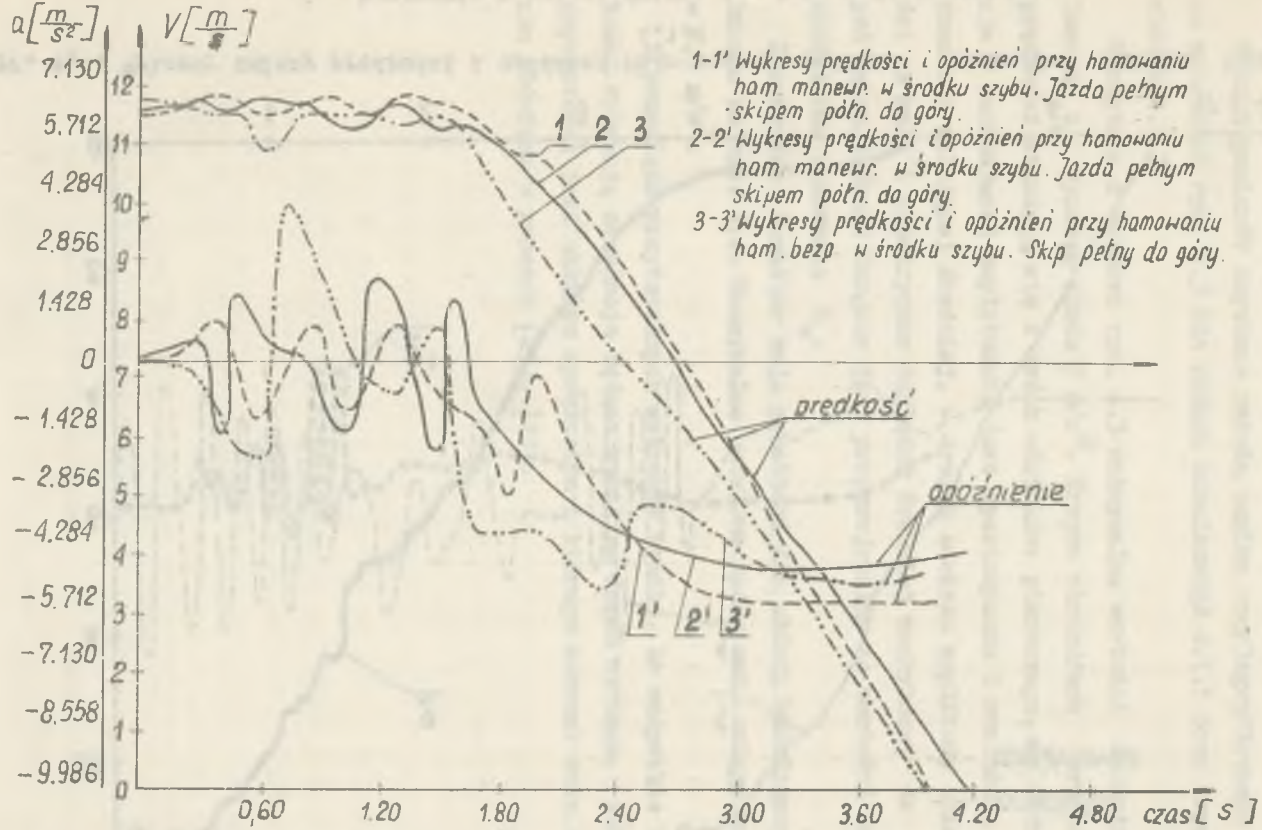
- tradycyjnie za pomocą pomiaru drogi hamowania i pomiaru czasu stoperem,
- wykorzystując oscylogramy, na których zostały zarejestrowane impulsy od fotodiody współpracującej z przesłonami, jako współrzędną drogi oraz impulsy o stałej częstotliwości 50 Hz, jako współrzędną czasu.

Pomiary wykonano przy ustalonych obciążeniach i położeniach urządzenia wyciągowego. Wyniki uzyskane sposobem tradycyjnym zestawiono w ta-

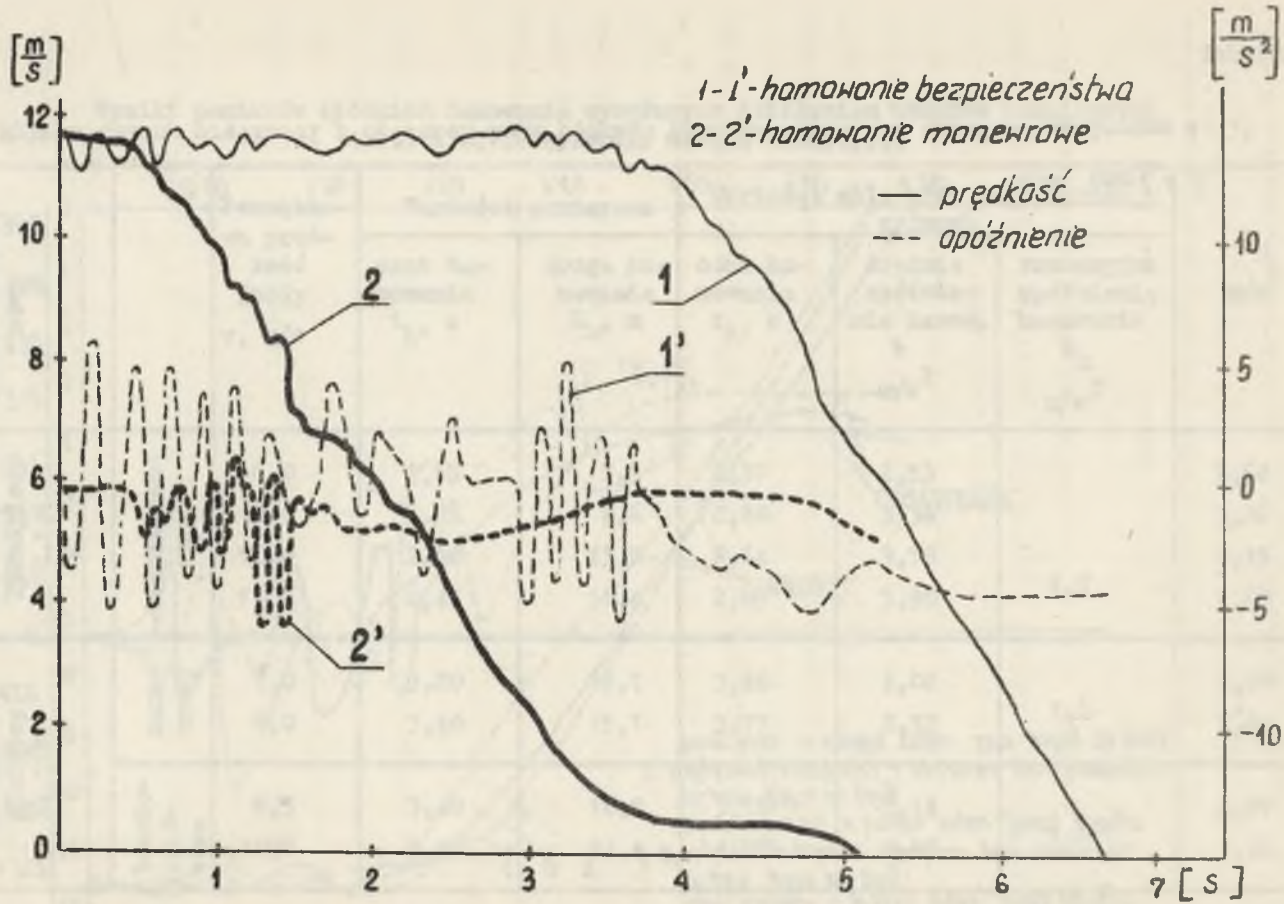
Tablica 4.3

Wyniki pomiarów opóźnień hamowania wywołanych działaniem układów hamulcowych 4.1.1 i 4.1.2 wykonane metodą tradycyjną

Maszyna układ hamulcowy		Początkowa prędkość jazdy v, m/s	Wartości pomiarowe		Wartości obl. przy zał. koncesyjnych			b_u m/s^2
			czas hamowania t_h, s	droga hamowania S_h, m	czas hamowania t_h, s	średnie opóźnienie hamow. b m/s^2	koncesyjne opóźnienie hamowania b_k m/s^2	
Kop. Moszczenica szyb II Południowy 4.1.1	bezpieczeństwa	6,0	1,65	7,1	2,37	2,53	2,5	2,68
		8,0	1,95	9,6	2,40	3,34		3,52
		10,0	2,30	13,2	2,64	3,78		4,15
		11,5	2,45	16,4	2,85	3,90		4,60
Kop. Bielszowice szyb III Klatkowy 4.1.2	manewrowy	7,0	3,20	12,1	3,46	2,02	1,6	2,30
		8,0	3,40	15,1	3,77	2,12		2,64
	bezpieczeństwa	8,5	3,40	16,9	3,98	2,14	1,8	3,07
		10,2	3,80	23,4	4,58	2,22		3,46



Rys. 4.3. Wykres zmiany prędkości i opóźnień koła pędnego podczas hamowania układem hamulcowym 4.1.1



Rys. 4.4. Wykresy zmiany prędkości i opóźnień koła pędnego podczas hamowania układem hamulcowym 4.1.2

1 - hamowanie bezpieczeństwa; 2 - hamowanie manewrowe

blicy 4.3. Przyjęte w tablicy oznaczenia wyjaśnia schemat na rys. 4.2. Koncesyjne opóźnienie hamowania b_k - było omówione w rozdziale 3 równanie (3.2).

Wyniki pomiarów uzyskane metodą zapisu oscylograficznego zestawiono na wykresach rys. 4.3 dla układu hamulcowego 4.1.1 oraz rys. 4.4 dla układu 4.1.2.

Odczytane z wykresu rys. 4.3 maksymalne wartości opóźnienia ustalonego b_u wynoszą około 5 m/s^2. Krzywe obrazujące przebieg zmiany prędkości składają się z dwóch odcinków: pierwszego, na którym oscylacja o zanikającej amplitudzie jest aperiodyczna i rozłożona wokół nieznacznie malejącej średniej, w drugim odcinku amplitudy zmiany prędkości są małe i symetryczne względem średniej nachylonej do osi czasu, pod kątem, którego tangens jest proporcjonalny do wartości maksymalnego opóźnienia hamowania b_u.

Identyczny charakter mają przebiegi dla układu hamulcowego 4.1.2 pokazane na rys. 4.4. Maksymalne ustalone opóźnienie osiąga wartość $b_u = 4,5$ m/s^2.

Z przeglądu przytoczonych wykresów wynika, że wszystkie krzywe prędkości wykazują oscylacje będące wynikiem drgań wyciągu, który w rzeczywistości jest układem sprężystym i którego schemat oraz równania ruchu omówiono w pracach [29], [42].

5. ZMIENNOŚĆ WSPÓŁCZYNNIKA TARCIA MATERIAŁÓW CIERNYCH STOSOWANYCH DO BUDOWY HAMULCÓW

Jak wykazują liczne prace [11], [22], [24], [38] podstawowa wielkość charakteryzująca parę cierną, jaką jest współczynnik tarcia, zależy od szeregu wielkości determinujących parametry materiału, jak również parametry współpracy elementów pary ciernej [4].

Prace teoretyczne zmierzające do wyprowadzenia związków pomiędzy współczynnikiem tarcia i parametrami fizykomechanicznymi pary ciernej, nie dały uzasadnionych ścisłych wyników [23], [38]. Z tego względu powszechnie stosuje się metody empiryczne dla wyznaczenia związków pomiędzy współczynnikiem tarcia a najważniejszymi parametrami pracy pary ciernej, jakimi są naciski powierzchniowe i prędkości poślizgu.

Do badania materiałów ciernych najpowszechniej są stosowane maszyny tarciowe systemu RANZI-CUNA, typ A - dynamometryczny, dla stałych warunków tarcia albo przy tzw. stałym momencie tarcia [13], [37] oraz typ B - bezwładnościowy dla modelowania powtarzających się hamowań.

Ponieważ omówione powyżej dane nie pozwalają na opisanie współczynnika tarcia związkami funkcyjnymi, przeprowadzono pomiary, które umożliwiają wyznaczenie funkcji empirycznej zależności współczynnika od nacisku i prędkości, które to parametry mają decydujący wpływ na przydatność materiału ciernego, do hamulców maszyn wyciągowych.

Pomiary wykonano na stoisku z maszyną typu "Timken", opis której, wraz z techniką wykonywania pomiarów można znaleźć w pracy [32]. Przeciwpróbkę - pierścień cierny o wymiarach ϕ 50/12 wykonano z materiału St3s powszechnie stosowanego na bieżnie hamulcowe maszyn wyciągowych. Powierzchnia cierna pierścienia toczona w 6 klasie gładkości o twardości 123 HB. Współczynnik tarcia każdej próbki mierzono przy zmiennych prędkościach poślizgu w trzech przedziałach 0,008 m/s, 0,017 m/s i

2,042 m/s oraz naciskach od 80 do około 3200 kN/m^2. Pomiar dla każdej pary wartości nacisku i prędkości powtarzano trzykrotnie.

5.2. Wyniki pomiarów

Wyniki pomiaru współczynnika tarcia jako wartości średnie powtórzeń zestawiono w tablicy 5.1. Założono że badane tłoczywa krajowe reprezentują przeciętne własności większej - grupy tworzyw wielkocząsteczkowych, do czego upoważniają publikowane wyniki badań [16] i [22].

Do aproksymacji wyników pomiarów przyjęto równanie regresji w postaci wykładniczej.

$$\hat{\mu} = A\, p^{b_1}\, v^{b_2} \tag{5.1}$$

które można napisać w postaci logarytmicznej

$$\log \hat{\mu} = \log A + b_1 \log p + b_2 \log v \tag{5.1.1}$$

$$\mu^* = \mu_o + b_1 p + b_2 v \tag{5.1.2}$$

Uwzględniając stabilność współczynnika tarcia i uzasadnienie z pracy [32] można przyjąć do aproksymacji wyników równanie płaszczyzny:

$$\mu = \mu_o\,(1 + \alpha p^* + \varepsilon v^*) \tag{5.1.3}$$

Wartości współczynników regresji obliczono stosując metodę mnożników Gaussa [45].

Współczynniki regresji częściowej obliczono z równań

$$b_1 = \frac{\sum' \mu \cdot p \sum' v^2 - \sum' \mu v \sum' pv}{\sum' p^2 \sum' v^2 - (\sum' pv)^2} \tag{5.2}$$

oraz

$$b_2 = \frac{\sum'\mu v \sum' p^2 - \sum'\mu p \sum' pv}{\sum' p^2 \sum' v^2 - (\sum' pv)^2} \tag{5.3}$$

Współczynnik korelacji wielokrotnej

$$R = \sqrt{\frac{b_1 \sum'\mu p + b_2 \sum'\mu v}{\sum' \mu^2}} \tag{5.4}$$

Suma kwadratów regresji dla 2 stopni swobody wynosi

$$\sum' c^2 = b_1 \sum'\mu p + b_2 \sum'\mu v \tag{5.5}$$

resztkowa zaś suma kwadratów odchyleń od średniej logarytmicznej zniesionych przez korelację dla N-3 stopni swobody

$$\sum' \hat{\mu}^2 = \sum' \mu^2 - \sum' c^2 \tag{5.6}$$

Wariancja oszacowania zmiennej zależnej

$$s^2(\hat{\mu}) = \frac{\sum' \hat{\mu}^2}{N - 3} \tag{5.7}$$

Mnożniki Gaussa dla korelacji przy dwóch zmiennych niezależnych oblicza się z równań

$$c_{11} = \frac{\sum' v^2}{\sum' p^2 \sum' v^2 - (\sum' pv)^2} \tag{5.8.1}$$

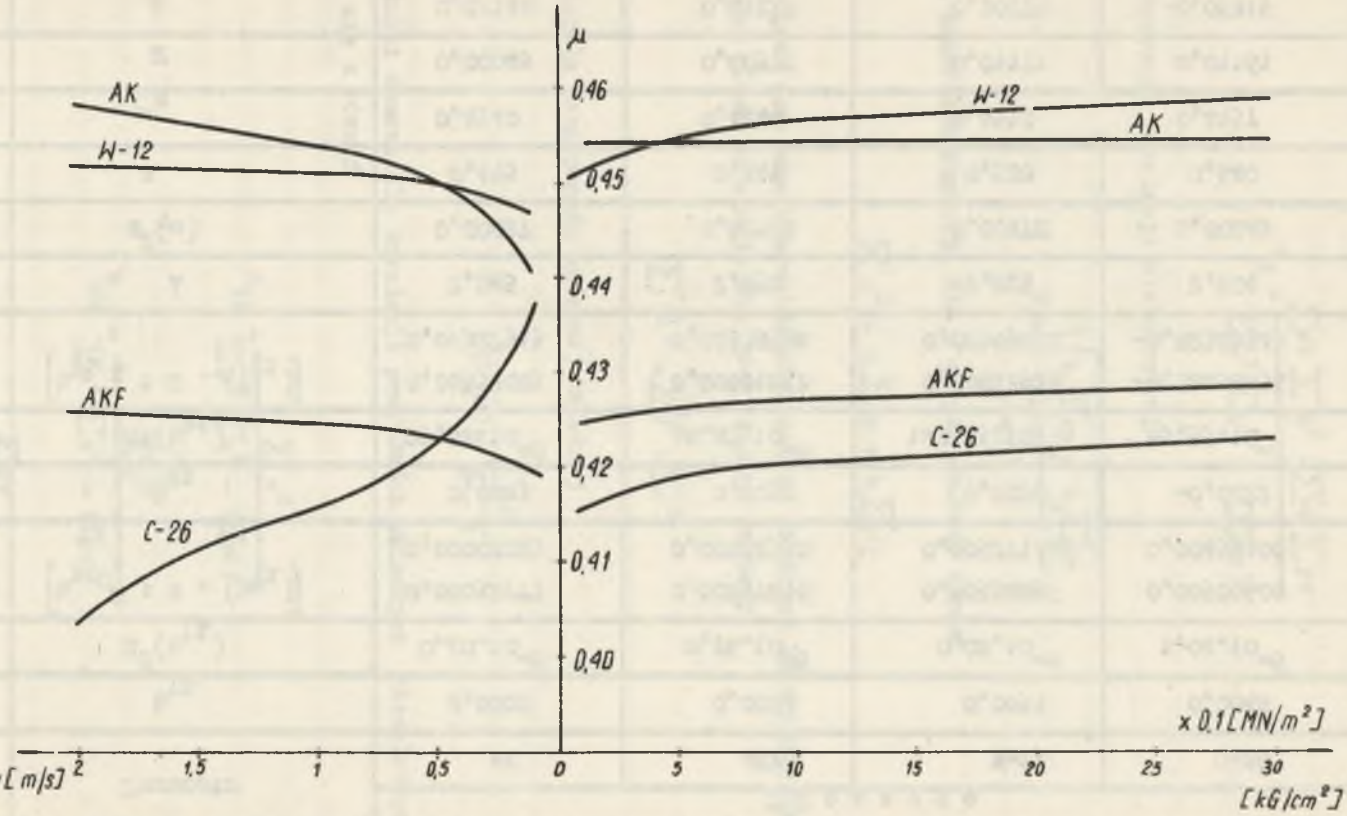
$$c_{22} = \frac{\sum' p^2}{\sum' p^2 \sum' v^2 - (\sum' pv)^2} \tag{5.8.2}$$

$$c_{12} = \frac{\sum' pv}{\sum' p^2 \sum' v^2 - (\sum' pv)^2} \tag{5.8.3}$$

Tablica 5.1

Parametry regresji zmiennej (p,v) tłoczyw ciernych

Np.	Parametr	Tłoczywo			
		AK	AKF	W-12	C-26
1	b_{1i}	0,0002	0,0024	0,0053	0,0048
2	$S^2(b_{1i})$	$0{,}40 \cdot 10^{-8}$	$0{,}76 \cdot 10^{-8}$	$0{,}02 \cdot 10^{-8}$	$1{,}04 \cdot 10^{-8}$
3	$\left[b_{1i} \pm t\, S \cdot (b_{1i})\right]$	0,00032777 0,00007223	0,00257610 0,00222390	0,00532854 0,00527144	0,00500600 0,00459400
4	b_{2i}	0,0143	0,0052	0,0039	-0,0222
5	$S^2(b_{2i})$	$25{,}54 \cdot 10^{-8}$	$48{,}87 \cdot 10^{-8}$	$123{,}99 \cdot 10^{-8}$	$65{,}55 \cdot 10^{-8}$
6	$\left[b_{2i} \pm t\, S \cdot (b_{2i})\right]$	0,01532085 0,01327915	0,00661212 0,00378788	0,00614929 0,00165071	-0,02056455 -0,02383545
7	A	2,845	2,658	2,825	2,604
8	$S^2(\mu)$	0,00097	0,00186	0,00472	0,00249
9	R	0,415	0,445	0,528	0,640
10	μ_o	0,4540	0,4246	0,4510	0,4157
11	$\varkappa$	0,00049	0,00577	0,01171	0,01161
12	ε	0,03140	0,01223	0,00775	-0,05315



Rys. 5.1. Przebieg zmiany współczynnika tarcia dla tłoczyw AK, AKF, W-12, C-26 przy p=1 i v=1

Wariancje współczynników regresji częściowej wyrażą się teraz zależnościami

$$S^2(b_1) = S^2(\hat{\mu})\, c_{11} \tag{5.9}$$

$$S^2(b_2) = S^2(\hat{\mu})\, c_{22} \tag{5.10}$$

W przytoczonych powyżej równaniach przyjęto uproszczony zapis, który należy rozumieć następująco: suma kwadratów różnicy $\sum' p^2 = \sum (p-\bar{p})^2$, a suma iloczynów mieszanych $\sum' pv = \sum (p-\bar{p})(v-\bar{v})$ itd. Symbole $\bar{p}$, $\bar{v}$, oznaczają średnie arytmetyczne tych zmiennych.
Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 5.1. Przebiegi krzywych μ (p,v) pokazano na rys. 5.1.

Przedziały ufności dla współczynników regresji częściowej obliczono stosując test t Fishera. Dla 95% przedziału ufności i przy N-3 = 38 stopniach swobody, kwantyl $t_\alpha = 2{,}02$, w wyniku otrzymuje się

$$b_{1i} - t_\alpha S(b_{1i}) \leqslant b_1 \leqslant b_{1i} + t_\alpha S(b_{1i}) \tag{5.11}$$

$$b_{2i} - t_\alpha S(b_{2i}) \leqslant b_2 \leqslant b_{2i} + t_\alpha S(b_{2i})$$

Wartości liczbowe zestawiono w tablicy 5.1.

Uzyskane wyniki, a zwłaszcza wartości b_{1i}, b_{2i} a także μ_o, ε, $\varkappa$ dowodzą, że własności cierne tłoczyw termoutwardzalnych stosowanych na okładziny hamulcowe są między sobą porównywalne [40].

We wszystkich badanych przypadkach uwidocznił się wpływ warunków zewnętrznych tarcia, takich jak naciski i prędkości, na wartość współczynnika tarcia. Można na tej podstawie sądzić o słuszności postulatu uwzględniania wpływu tych parametrów w obliczeniach konstrukcji hamulców. W ośrodkach konstruktorskich o wyższym poziomie prac zdawano sobie od dawna sprawę z wpływu parametrów zewnętrznych tarcia na współczynnik tarcia [34] podejmując badania tych zjawisk jako jedyną dotychczas miarodajną metodę określenia zależności funkcyjnej.

6. WYZNACZENIE PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW HAMULCÓW O SZCZĘKACH PŁASKICH

Wyniki uzyskane w rozdziale 5 wykorzystano do usystematyzowanego przedstawienia podstawowych zależności charakterystycznych dla hamulców tarczowych, stosowanych w nowoczesnych rozwiązaniach maszyn wyciągowych. Jako modele konstrukcyjne przyjęto hamulce o równoległym ruchu szczęk, które mają kształt wycinka pierścienia, zwane dalej szczękami segmentowymi lub kształt okrągły, zwane kołowo - symetrycznymi. Obydwa te modele są obecnie najbardziej rozpowszechnionymi rozwiązaniami[1] ze względu na zalety konstrukcyjne i eksploatacyjne.

6.1. Siły na powierzchni szczęki

Przy założeniach, które są powszechnie przyjmowane w klasycznej teorii hamulca mechanicznego oraz dodatkowym założeniu, że zużycie powierzchni ciernej szczęki płaskiej jest proporcjonalne do nacisku i prędkości w dowolnym jej punkcie, otrzymuje się równanie opisujące rozkład nacisków jednostkowych w postaci [32] [33]

$$p = C/r, \quad N/m^2 \tag{6.1}$$

gdzie

C - stała szczęki w N/m,

r - promień bieżni ograniczony promieniami wewnętrznym R_1 i zewnętrznym R_2 tarczy hamulcowej, $R_1 \leqslant r \leqslant R_2$.

---

[1] Szwedzka firma ASE i koncern Rheinstahl.

Schemat szczęk przedstawiono na rysunkach 6.1a i 6.1b. Zgodnie z tymi schematami można napisać definicje dla sił występujących na powierzchniach ciernych szczęk. Elementarna siła tarcia dT wyrazi się

$$dT = \mu p \, dF \tag{6.2}$$

gdzie

dF - element powierzchni o wymiarach $r.dr.d\alpha$.

Składowe elementarnej siły tarcia wzdłuż osi układu współrzędnych prostokątnych będą odpowiednio równe:

$$T_x = \iint_F \mu p \sin\alpha \, dF, \ N \tag{6.3}$$

$$T_y = \iint_F \mu p \cos\alpha \, dF, \ N \tag{6.4}$$

Wypadkowa siła tarcia w każdym przypadku może być obliczona z zależności

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}, \ N \tag{6.5}$$

Dalsze definicje dotyczą momentu hamowania, który dla jednej szczęki wyrazi się następująco:

$$M_t = \iint_F \mu p \, r \, dF, \ Nm \tag{6.6}$$

oraz promienia ekwiwalentnego będącego ilorazem momentu hamowania i wypadkowej sił tarcia

$$R_e = M_t/T, \ m \tag{6.7}$$

Przy badaniach stateczności szczęki istotne znaczenie ma określenie punktu przyłożenia wypadkowej nacisków działających na powierzchnię cierną szczęki. W tym celu należy rozwiązać układ równań równowagi momentów statycznych względem osi układu współrzędnych:

$$P\, y_p - M_{ox} = 0 \tag{6.8}$$

$$P\, x_p - M_{oy} = 0 \tag{6.9}$$

gdzie P jest wypadkową nacisków elementarnych na całej powierzchni szczęki:

$$P = \iint_F p\, dF \tag{6.10}$$

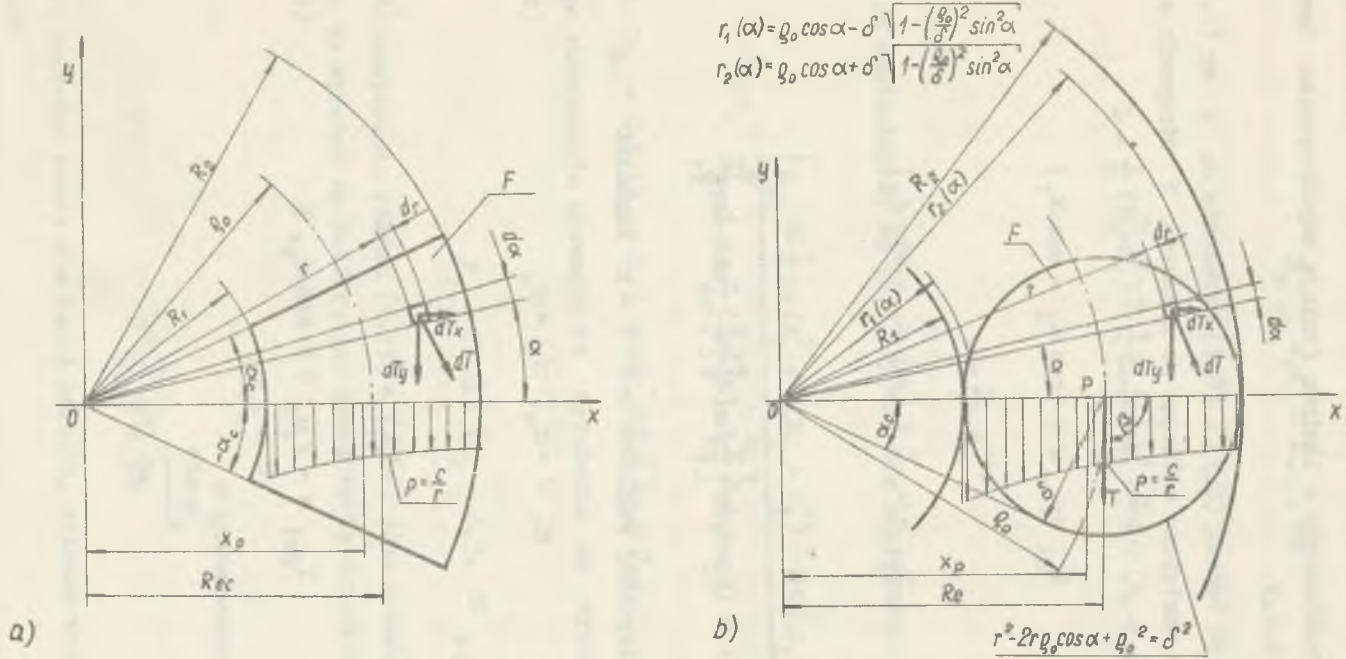
Moment statyczny nacisków elementarnych względem osi 0 - x wyniesie:

$$M_{ox} = \iint_F p\, y\, dF \tag{6.11}$$

Analogicznie moment statyczny względem osi 0 - y wyrazi się zależnością:

$$M_{oy} = \iint_F p\, x\, dF \tag{6.12}$$

Rozwiązując równania (6.8) i (6.9) można obliczyć współrzędne x_p i y_p przyłożenia wypadkowej nacisków P. Występujące w równaniach od (6.2) do (6.6) współczynniki tarcia mogą być uwzględniane bądź to w postaci funkcji liniowej określanej równaniem (5.1.3), bądź też w postaci wykładniczej wg równania (5.1). Zależnie od przyjęcia postaci funkcji współczynnika tarcia otrzymuje się różny stopień złożoności równań ostatecznych, opisujących podstawowe zależności dla omawianych hamulców. Ze względu na złożoność i uciążliwość przekształceń przytoczono w dalszym ciągu jedynie skróty wywodu, niezbędne dla kompletności i czytelności tekstu.



Rys. 6.1. Schematy szczęki płaskiej hamulca tarczowego o równoległym ruchu szczęk: a) szczęka segmentowa, b) szczęka kołowo-symetryczna

6.2. Hamulec o szczękach segmentowych

6.2.1. Wariant rozwiązania z liniową funkcją współczynnika tarcia wg równania 5.1.3

Wprowadzając do równań (6.3) i (6.4) wyrazenie na p wg (6.1) i na μ wg (5.1.3), a następnie całkując po obszarze F otrzymuje się równania składowych

$$T_{x1} = \mu_o \, C \, K \, (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) \tag{6.13}$$

oraz

$$T_{y1} = \mu_o \, C \, K \, (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) \tag{6.14}$$

gdzie:

$$K = (R_2 - R_1) \pm \frac{1}{2} \varepsilon_\omega (R_2^2 - R_1^2) \pm a' C \ln \frac{R_2}{R_1}$$

Dla szczęki symetrycznej względem osi 0 - x zachodzi

$$\alpha_1 = -\alpha_c, \; \alpha_2 = \alpha_c$$

Stąd otrzymuje się

$$T_{xc1} = 0 \tag{6.13.1}$$

$$T_{yc1} = -2 \mu_o \, C \, K \sin \alpha_c, \; N \tag{6.14.1}$$

Wynik ten jest równoznaczny z

$$T_1 = T_{yc1}, \; N \tag{6.15}$$

W tych samych warunkach rozwiązując (6.6) otrzymuje się równanie na moment hamowania

$$M_{t\,c1} = \mu_o\, C\, L\, \alpha_c,\ \text{Nm} \tag{6.16}$$

gdzie

$$L = \frac{1}{2}(R_2^2 - R_1^2) \pm \frac{1}{3}\varepsilon\omega(R_2^3 - R_1^3) \pm \varkappa C\,(R_2 - R_1),\ m^2$$

oraz

$$\omega = \frac{v}{r},\ s^{-1}$$

Promień ekwiwalentny wg (6.7) wyrazi się następująco

$$R_{ec1} = \frac{\left[R_{śr} \pm \frac{1}{3}\varepsilon\omega(R_2^2 + R_2R_1 + R_1^2) \pm \varkappa C\right]\alpha_c}{\left[1 \pm \varepsilon\omega R_{śr} \pm \frac{\varkappa C}{\Delta R}\ln\frac{R_2}{R_1}\right]\sin\alpha_c} \tag{6.17}$$

gdzie $R_{śr} = 0{,}5\,(R_2 + R_1)$ oraz $\Delta R = R_2 - R_1$.

Dalsze rozwiązania prowadzą do wyrażenia na wypadkową nacisków wg (6.10)

$$P_1 = C\ \Delta R\,(\alpha_2 - \alpha_1),\ N \tag{6.18}$$

co po rozwiązaniu równań (6.11) i (6.12) oraz układu (6.8), (6.9) prowadzi do wyrażeń na współrzędne przyłożenia wypadkowej P

$$y_{p1} = 0 \tag{6.19}$$

$$x_{p1} = R_{śr}\,\frac{\sin\alpha_c}{\alpha_c} \tag{6.20}$$

Są to wartości stałe dla danej szczęki, zależne wyłącznie od jej wymiarów.

6.2.2. Wariant rozwiązania z funkcją współczynnika tarcia w postaci wykładniczej wg równania (5.1)

Jeżeli jak poprzednio scałkować równania (6.3) i (6.4) przy podstawieniu (6.1) i (5.1) to otrzyma się składowe siły tarcia

$$T_{x2} = \frac{AC^{(b_1+1)}\omega^{b_2}}{(b_2 - b_1 + 1)}\left[R_2^{(b_2-b_1+1)} - R_1^{(b_2-b_1+1)}\right](\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1) \tag{6.21}$$

oraz

$$T_{y2} = \frac{AC^{(b_1+1)}\omega^{b_2}}{(b_2 - b_1 + 1)}\left[R_2^{(b_2-b_1+1)} - R_1^{(b_2-b_1+1)}\right](\sin\alpha_1 - \sin\alpha_2) \tag{6.22}$$

Dla szczęki symetrycznej będzie jak poprzednio

$$T_{xc2} = 0 \tag{6.23}$$

$$T_{yc2} = \frac{2AC^c\omega^{b_2}}{b_2 - c}\left[R_2^{(b_2-c)} - R_1^{(b_2-c)}\right]\sin\alpha_c \tag{6.24}$$

gdzie $c = b_1 + 1$ oraz $\omega = \frac{v}{r}\ s^{-1}$, tym samym zachodzi

$$T_2 = T_{yc2},\ N \tag{6.25}$$

Moment hamowania wg (6.6) w tym przypadku wyrazi się równaniem

$$M_{tc2} = \frac{2\ AC^c\omega^{b_2}}{(b_2 - c + 1)}\left[R_2^{(b_2-c+1)} - R_1^{(b_2-c+1)}\right]\alpha_c \tag{6.26}$$

Promień ekwiwalentny przy tych warunkach można wyrazić

$$R_{ec2} = \frac{(b_2-c)\left[R_2^{(b_2-c+1)} - R_1^{(b_2-c+1)}\right]}{(b_2-c+1)\left[R_2^{(b_2-c)} - R_1^{(b_2-c)}\right]} \frac{\alpha_c}{\sin\alpha_c} \tag{6.27}$$

Wypadkowa nacisków z powierzchni szczęki wyrazi się

$$P_2 = 2C\,(R_2 - R_1)\,\alpha_c,\ N \tag{6.28}$$

a jej współrzędne będą jak poprzednio

$$y_{p2} = 0 \tag{6.29}$$

$$x_{p2} = R_{śr}\,\frac{\sin\alpha_c}{\alpha_c} \tag{6.30}$$

Ostatnie wyniki są zgodne z przewidywaniem, gdyż jak stwierdzono wyżej współrzedne przyłożenia wypadkowej nacisków zależą jedynie od wymiarów szczęki.

6.3. Hamulec o szczękach kołowo-symetrycznych

6.3.1. Parametry hamulca w przypadku liniowej funkcji współczynnika tarcia

Na rys. 6.1b przedstawiono schemat szczęki kołowo-symetrycznej, której powierzchnia w przyjętym układzie współrzędnych biegunowych ograniczona jest okręgiem o równaniu

$$r^2 - 2r\varrho_o \cos\alpha + \varrho_o^2 = \delta^2 \tag{6.31}$$

Obszar całkowania F symetryczny względem osi 0 - x określony jest następująco

$$\left.\begin{array}{c} -\alpha_c \leqslant \alpha \leqslant \alpha_c \\ r_1(\alpha) \leqslant r \leqslant r_2(\alpha) \end{array}\right\} F \tag{6.32}$$

gdzie

$$r_1(\alpha) = \varrho_o \cos\alpha - \alpha\sqrt{1 - \left(\frac{\varrho_o}{\delta}\sin\alpha\right)^2}$$

$$r_2(\alpha) = \varrho_o \cos\alpha + \alpha\sqrt{1 - \left(\frac{\varrho_o}{\delta}\sin\alpha\right)^2} \tag{6.33}$$

Z definicji (6.10), po podstawieniu równania (6.1) i granic obszaru F, z uwzględnieniem jego symetrii, otrzymuje się wyrażenie

$$P_1^o = 4C\delta\int_0^{\alpha}\sqrt{1 - m^2\sin^2\alpha}\, d\alpha \tag{6.34}$$

gdzie $m = \frac{\varrho_o}{\delta}$ i zawsze zachodzi $m > 1$.

Całkę (6.34) można obliczyć jako różnicę dwóch całek eliptycznych I i II rodzaju, których jednak nie da się wyrazić za pomocą funkcji elementarnych

$$P_1^o = 4C\delta\left\{mE(\gamma, k) - \frac{m^2 - 1}{m}F(\gamma, k)\right\}\Bigg|_0^{\alpha_c} \tag{6.35}$$

gdzie $\gamma = \arcsin(m\sin\alpha)$

$k = \frac{1}{m}$

Dla wartości $\alpha_c \ll \frac{\pi}{2}$ i małych wartości k funkcje

$$F(\alpha, k) = \int_0^{\alpha}\frac{dx}{\sqrt{1-k^2\sin^2 x}} \tag{6.35.1}$$

oraz

$$E(\alpha, k) = \int_0^{\alpha}\sqrt{1-k^2\sin^2 x}\, dx \tag{6.35.2}$$

można rozwinąć w szeregi lub praktyczniej skorzystać z tablic[1] podstawowych całek eliptycznych, które podają liczby $E(\frac{\pi}{2}, k_1)$ i $F(\frac{\pi}{2}, k_1)$ w

[1] J. Antosiewicz "Tablice funkcji dla inżynierów" PWN W-wa 1969 r.

zależności od parametru k. W ten sposób zależność (6.35) wyrazi się po przekształceniach i uproszczeniach

$$P_1^o = 4C\left\{\varrho_o\, E\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right) - \frac{\varrho_o^2-\delta^2}{\varrho_o}\, F\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right)\right\} \tag{6.36}$$

Rzuty elementarnej siły tarcia $dT = \mu p\, d F$ na osie układu współrzędnych mogą być obliczone z (6.3) i (6.4). Podstawiając równania (6.1) i (5.1.3) oraz całkując równanie (6.3) w granicach obszaru F, otrzymujemy dla składowej T_x sumę iloczynów stałych i funkcji

$$\sin\alpha\sqrt{1 - m^2 \sin^2\alpha} \tag{6.37.1}$$

$$\sin\alpha\cos\alpha\sqrt{1 - m^2 \sin^2\alpha} \tag{6.37.2}$$

$$\sin\alpha \,.\, \ln\frac{\varrho_o \cos\alpha + \delta\sqrt{1 - m^2 \sin^2\alpha}}{\varrho_o \cos\alpha - \delta\sqrt{1 - m^2 \sin^2\alpha}} \tag{6.37.3}$$

Ponieważ funkcje te są nieparzyste, to ich całki w granicach $(-\alpha_c, \alpha_c)$ są równe zero, stąd

$$\overset{o}{T}_{x1} = 0 \tag{6.38}$$

Przy analogicznych podstawieniach i całkowaniu równania (6.4) oraz korzystając z tablic dla całek eliptycznych (6.35.1) (6.35.2) otrzymuje się równanie na składową $\overset{o}{T}_y$

$$\overset{o}{T}_{y1} = C\,\mu_o\left\{\frac{\pi\delta^2}{\varrho_o} + \frac{4}{3}\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 - \delta^2) + 3C\varkappa\right]F\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{4}{3}\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2+\delta^2) + 3C\varkappa\right]E\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right)\right\} \tag{6.39}$$

Wypadkowa sił tarcia po uwzględnieniu (6.5) będzie

$$\overset{o}{T}_1 = \overset{o}{T}_{y1} \tag{6.40}$$

Moment hamowania dla jednej szczęki obliczony z definicji (6.6) wyrazi się:

$$\overset{o}{M}_{t1} = \iint_F \mu p \, r^2 \, dr \, d\alpha \tag{6.41}$$

Postępując jak poprzednio przy wyznaczaniu sił tarcia otrzymuje się

$$\overset{o}{M}_{t1} = C\mu_c \left\{ \pi\delta^2 - \frac{4}{9}\varrho_o\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 + 7\delta^2) + 9\varkappa C\right] E(\tfrac{\pi}{2}, k) + \right.$$

$$\left. + \frac{\frac{4}{9}(\varrho_o^2 - \delta^2)}{\varrho_o}\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 + 3\delta^2) + 9\varkappa C\right] F(\tfrac{\pi}{2}, k) \right\} \tag{6.42}$$

Wykorzystując wyniki (6.39) i (6.42) oraz wychodząc z definicji można łatwo obliczyć wielkość ramienia działania wypadkowej sił tarcia, zwanego promieniem ekwiwalentowym R_{e1}

$$\overset{o}{R}_{e1} = \frac{9\delta^2 \varrho_o \pi + (\varrho_o^2 - \delta^2)\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 + 3\delta^2) + 9\varkappa C\right] \cdot F(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}) - \varrho_o^2\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 + 7\delta^2) + 9\varkappa C\right] E(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o})}{9\delta^2\pi + 3\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 - \delta^2) + 3\varkappa C\right] F(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}) - 3\left[\varepsilon\omega(\varrho_o^2 + \delta^2) + 3\varkappa C\right] E(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o})} \tag{6.43}$$

Współrzędne wypadkowej nacisków otrzymuje się z rozwiązania układu równań (6.8) i (6.9)

$$\overset{o}{y}_{p1} = 0 \tag{6.44}$$

$$\overset{o}{x}_{p1} = \frac{\pi}{4}\frac{\delta^2}{\left[\varrho_o E\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right) - \frac{\varrho_o - \delta^2}{\varrho_o} F\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\delta}{\varrho_o}\right)\right]} \tag{6.45}$$

jak poprzednio jest to stała zależna jedynie od wymiarów hamulca.

6.3.2. Parametry hamulca w przypadku współczynnika tarcia w postaci funkcji wykładniczej

Składowe siły tarcia zgodnie z definicjami (6.3) i (6.4) po uwzględnieniu (5.1) będą:

$$\overset{o}{T}_{x2} = \frac{A\omega^{b_2} c^c}{b_2 - c}\int_{\alpha}^{\alpha}\left[\left(\varrho_o\cos\alpha + \delta\sqrt{1 - \left(\frac{\varrho_o}{\delta}\right)^2 \sin^2\alpha}\right)^{b_2-c} - \right.$$

$$\left. - \left(\varrho_o \cos\alpha - \delta\sqrt{1 - \left(\frac{\varrho_o}{\delta}\right)^2 \sin^2\alpha}\right)^{b_2-c}\right]\sin\alpha\, d\alpha \tag{6.46}$$

Ponieważ funkcje podcałkowe są nieparzyste to ich całki w przedziale $(-\alpha_c, \alpha_c)$ są równe zero

$$\overset{o}{T}_{x2} = 0 \tag{6.47}$$

Składowa $\overset{o}{T}_{y2}$ przy tych warunkach wyrazi się

$$\overset{o}{T}_{y2} = \frac{A\omega^{b_2} c^c}{2\varrho_o(b_2-c)}\left[K_1 - K_2(\varrho_o^2 - \delta^2)\right] \tag{6.48}$$

gdzie K_1 i K_2 są szeregami o postaci

$$K_1 = \sum_{n=0}^{\infty}\frac{(2n-1)!!}{2n\,!!}\left\{\sum_{k=0}^{n}\frac{\binom{n}{k} k!\left[(-1)^{(n-k)}(\varrho_o + \delta)^{(\psi+4)} - \right.}{2\,(\varrho_o\delta)^{k+1}\,(b_2-b_1+4)(b_2-b_1+6)\ldots}\right.$$

$$\left.\frac{\left. - (\varrho_o - \delta)^{(\psi+4)}\right]}{\ldots(\psi+4)}\right\} \tag{6.49}$$

$$K_2 = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(2n-1)!!}{2n\,!!} \left\{ \sum_{k=0}^{n} \frac{\binom{n}{k} k_1! \left[(-1)^{(n-k)}(\varrho_o+\delta)^{\psi} - (\varrho_o-\delta)^{\psi}\right]}{2\,(\varrho_o\delta)^{k+1}\,(b_2-b_1)\,(b_2-b_1+2)\ldots\psi} \right\} \tag{6.50}$$

oznaczono $\psi = (b_2 - b_1 + 2\,k)$.

Analogicznie do poprzednich przypadków zachodzi równość

$$\overset{o}{T}_2 = \overset{o}{T}_{y2},\ N \tag{6.51}$$

Moment hamowania obliczony z równania (6.6) wyrazi się

$$\overset{o}{M}_{t2} = \frac{A\,\omega^{b_2}\,c^c}{b_2 - c + 1}\left[K_1 - (\varrho_o^2 - \delta^2)K_3\right] \tag{6.52}$$

gdzie szereg K_3 ma postać

$$K_3 = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(2n-1)!!}{2n\,!!} \left\{ \sum_{k=0}^{n} \frac{\binom{n}{k} k!\left[(-1)^{(n-k)}(\varrho_o+\delta)^{(\psi+2)} - (\varrho_o-\delta)^{(\psi+2)}\right]}{2\,(\varrho_o\delta)^{k+1}\,(b_2-b_1+2)(b_2-b_1+4)\ldots(\psi+2)} \right\} \tag{6.53}$$

Korzystając z definicji (6.7), (6.9) i (6.10) można wyznaczyć w podobny sposób współrzędne R_e, x_p, y_p.

Przytoczone w skrócie równania od (6.48) do (6.52) są ze względu na swą postać szeregów nieskończonych słabo zbieżnych, nieprzydatne dla obliczeń i nie wydaje się celowe ich stosowanie. Z tych względów więc zwłaszcza wobec stabelaryzowania całek eliptycznych postaci $E(\frac{\pi}{2}, k)$ i $F(\frac{\pi}{2}, k)$, wystarczającym i praktycznie uzasadnionym, dla obliczeń hamulca o szczękach kołowo symetrycznych, jest korzystanie z równań wyprowadzonych w punkcie 6.3.1.

Wyprowadzone tutaj równania zawierające współczynniki: μ_o, $e_1\varkappa$, a także b_2, b_2, A, stanowią oszacowanie poszczególnych parametrów hamulca i zgodnie z rozdz. 5 muszą być traktowane z probabilistycznego punktu widzenia.

7. POMIARY ZMIENNOŚCI MOMENTÓW HAMOWANIA NA MODELU HAMULCA Z DWOMA PARAMI SZCZĘK

Celem pomiarów było badanie dynamiki układu hamulcowego z dwoma parami szczęk o niezależnym napędzie, działających na wspólny bęben. Przedmiotem badań był model symulujący maszynę wyciągową z zachowaniem podobieństwa mechanicznego. Obiektem modelowanym była maszyna wyciągowa z kołem pędnym o następujących parametrach koncesyjnych:

- droga jazdy $H = 500$ m
- ciężar naczynia wydobywczego $q = 13500$ kG
- ciężar ładunku użytecznego $Q = 7500$ kG
- ciężar 1 m liny nośnej i wyrównawczej $\gamma_n = \gamma_w = 13{,}5$ kG/m
- średnica koła pędnego $D = 6$ m

W modelowaniu ograniczono się do okresu hamowania układu jednomasowego poddanego działaniu momentów zastępczych z pominięciem drgań od sprężystości lin i wpływu przebiegów zachodzących w silniku elektrycznym. Równanie ruchu w okresie hamowania dla takiego przypadku wyrazi się

$$\pm M_{st} - M_o - M_h + J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0 \qquad (7.1)$$

gdzie

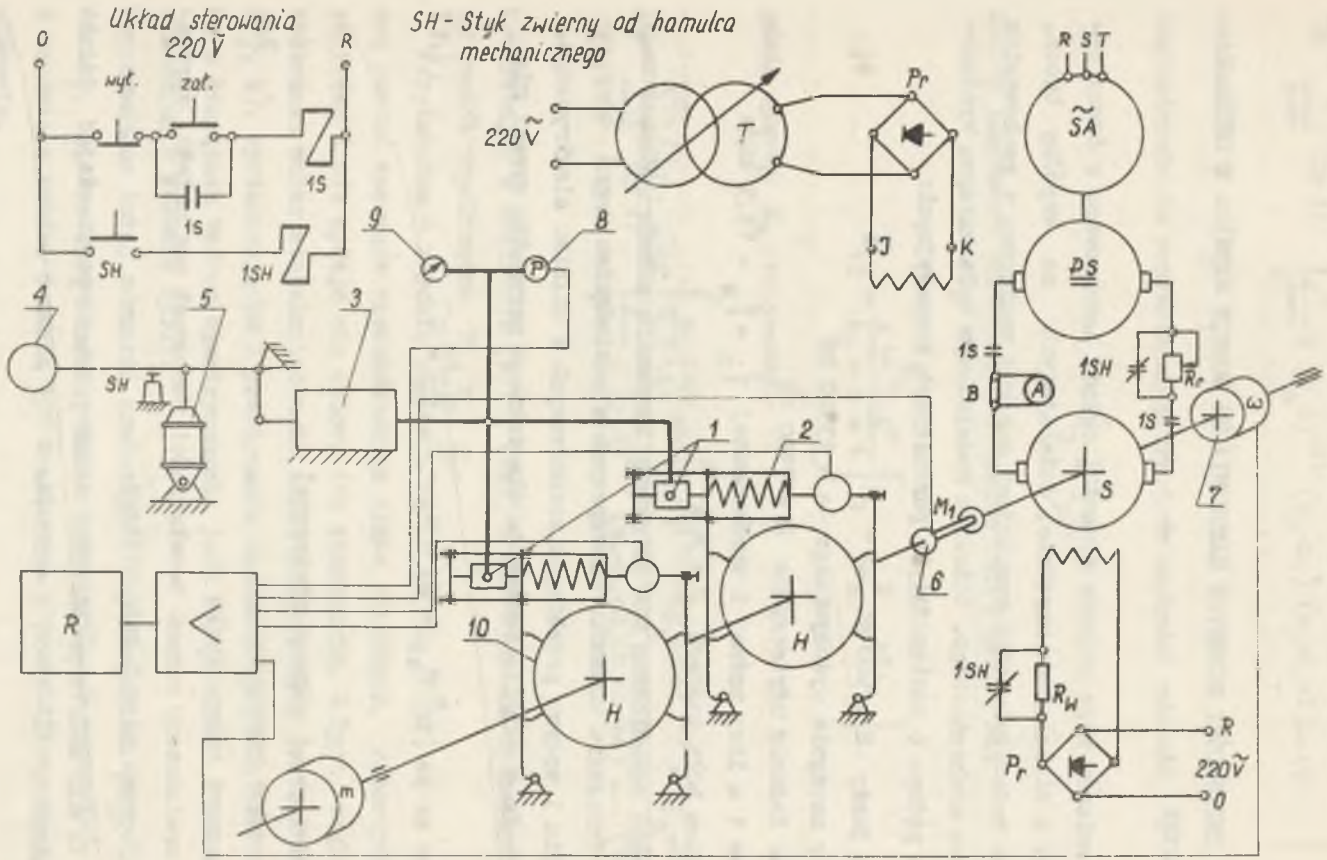
M_{st} - moment od nadwagi statycznej

M_h - moment hamowania

M_o - moment oporów ruchu

J - zredukowany moment bezwładności ruchomych mas układu, sprowadzonych na wał koła pędnego.

Równanie to dla modelu przedstawić można podobnie podstawiając dodatkowo $v = \omega R$



Rys. 7.1. Schemat stoiska i układu pomiarowego hamulców z dwoma parami szczęk

$$\pm M'_{st} + M''_o + M''_h = \frac{J}{R} \cdot \frac{dv'}{dt'} \qquad (7.2)$$

Zależności pomiędzy odpowiadającymi sobie wielkościami z równań (7.1) i (7.2) można wyrazić przy pomocy współczynników skali

$$\begin{aligned} M'_{st} &= k_{st} M_{st} & R' &= k_R R \\ M''_o &= k_o M_o & v' &= k_v v \\ M''_h &= k_h M_h & t' &= k_t t \\ J' &= k_i J \end{aligned} \qquad (7.3)$$

Stosując metody teorii podobieństwa mechanicznego[1] obliczono wielkości poszczególnych skal, wychodząc z wartości skali wymiarów liniowych $k_R = 4 \cdot 10^{-2}$: dla nacisków $k_p = 1$, dla prędkości $k_v = 1$, dla czasu $k_t = 1$.

Ze względu na to że dysponowano tylko stałą wartością momentu bezwładności modelu J', którego wartość wynosiła 0,36 $kGms^2$ obliczono dwie skale momentu bezwładności k_i i odpowiednio do tego dwie skale momentu k_M.

Dla przypadku jednego naczynia załadowanego (J_1 obiektu 63000 $kGms^2$) $k_{i1} = 0{,}57 \cdot 10^{-5}$, $k_{M1} = 1{,}42 \cdot 10^{-4}$, natomiast dla obu naczyń próżnych (J_2 obiektu 56 000 $kGms^2$) $k_{i2} = 0{,}64 \cdot 10^{-5}$ i $k_{M2} = 1{,}6 \cdot 10^{-4}$. Pozostałe skale dla momentów będą $k_{st} = k_o = k_{M1,2}$.

Układ napędowy współpracujący z silnikiem S przedstawiono na rys. 7.1. Starano się otrzymać możliwie stały i o ściśle określonej wartości dodatni moment silnika, w tym celu wprowadzono do obwodu głównego dodatkowy opór R_r i osłabiano wzbudzenie silnika zgodnie z relacją $n = \left[U - J_s(R_t + R_r)\right] c_s \Phi$

[1] L. Müller "Teoria podobieństwa mechanicznego" WNT W-wa 1961 r.

gdzie:

n - obroty silnika,

U - napięcie na zaciskach silnika,

J_s - prąd obwodu głównego silnika,

R_t - opór twornika,

ϕ - strumień magnetyczny,

c_s - stała silnika, obroty graniczne $n_o = U/c_s$ można osiągnąć osłabiając strumień ϕ.

Wyniki pomiarów zestawiono w tablicy 7.1, gdzie dla poszczególnych przedziałów ciśnień p w układzie oraz prędkości poślizgu bieżni hamulcowej i nacisków szczęk $p_{śr}$ zmierzono wartości siły dociskającej szczękę - $P_{1,p}$ i momentu hamowania odpowiadającego tym siłom M_t. Uzyskano w ten sposób zbiór 2430 wartości pomiarowych.

Interesujące jest stwierdzenie charakteru funkcji rozkładu zmiennej M_t, w tym celu zweryfikowano hipotezę Ho [2] o normalności rozkładu zmiennej M_t stosując funkcję wiarygodności Fischera o postaci

$$L_p = \left[\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\right]^n \exp\left[-\frac{1}{2\sigma^2}\sum_{k=1}^{n}(M_t - \bar{M}_t)^2\right] \tag{7.4}$$

$(n = 1,2 - \ldots 30)$.

Zaobserwowane wartości M_t zgrupowano w 5 grup dla każdej serii, przy czym ilość obserwacji w i-tej grupie $(i = 1,2, \ldots 5)$ oznaczono przez n_i. Posługując się tablicami rozkładu normalnego obliczono częstości teoretyczne π_k dla zmiennej M_t o rozkładzie $N(M_t, \sigma)$ w postaci

$$\pi_k = P(M_{tk} \leq M_t < M_{t(k+1)}) \tag{7.5}$$

gdzie M_{tk} i $M_{t(k+1)}$ są odpowiednio dolną i górną granicą i - tego przedziału w każdej serii. Następnie obliczono wartości testu χ^2 dla poszczególnych serii $(s = 1,2,\ldots 27)$

$$\chi_s^2 = \sum_{i=1}^{5}(n_i - n\pi_k)^2 \Big| n\pi_k \tag{7.6}$$

Tablica 7.1

Wyniki pomiarów momentu hamowania na modelu

Prędkość m/s	hamulec lewy	hamulec prawy	dwa hamulce razem
Zakres ciśnienia 600 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 7758 kNm^{-2}			
3	$\bar{M}_{t1}$=31,1; $S^2(M_t$(=0,454	$\bar{M}_{t_2}$=24,0; $S^2(M_t)$=0,325	$\bar{M}_t$=53,6; $S^2(M_t)$=1,170
Zakres ciśnienia 600 kNm^{-2} nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 7408 kNm^{-2}			
7	$\bar{M}_{t_1}$=27,2; $S^2(M_t)$=0,171	$\bar{M}_{t_2}$=24,5; S^2M_t=0,334	$\bar{M}_t$=47,1; $S^2(M_t)$=1,636
Zakres ciśnienia 600 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 8424 kNm^{-2}			
11	$\bar{M}_{t_1}$=31,2; $S^2(\bar{M}_t)$=2,251	$\bar{M}_{t_2}$=28,2; S^2=0,184	$\bar{M}_t$=58,5; $S^2(\bar{M}_t)$=2,544
Zakres ciśnienia 1000 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 12346 kNm^{-2}			
3	$\bar{M}_{t_1}$=48,8; $S^2(M_t)$=0,297	$\bar{M}_{t_2}$=47,4; $S^2(M_t)$=0,243	$\bar{M}_t$=90,8; $S^2(M_t)$=1,746
Zakres ciśnienia 1000 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 12174 kNm^{-2}			
7	$\bar{M}_{t_1}$=46,2; $S^2(M_t)^2$=0,298	$\bar{M}_{t_2}$=43,2; $S^2(M_t)^2$=0,282	$\bar{M}_t$=80,8; $S^2(M_t)^2$=1,465
Zakres ciśnienia 1000 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 12668 kNm^{-2}			
11	$\bar{M}_{t_1}$=45,5; $S^2(M_t)^2$=1,186	$\bar{M}_{t_2}$=49,7; $S^2(M_t)^2$=4,176	$\bar{M}_t$=84,6; $S^2(M_t)^2$=1,910
Zakres ciśnienia 1500 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 17270 kNm^{-2}			
3	$\bar{M}_{t_1}$=58,2; $S^2(M_t)$=5,334	$\bar{M}_{t_2}$=70,1; $S^2(M_t)$=2,165	$\bar{M}_t$=124,1; $S^2(M_t)$=1,945
Zakres ciśnienia 1500 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 16266 kNm^{-2}			
7	$\bar{M}_{t_1}$=56,2; $S^2(M_t)$=0,559	$\bar{M}_{t_2}$=61,3; $S^2(M_t)$=2,002	$\bar{M}_t$=107,6; $S^2(M_t)$=0,755
Zakres ciśnienia 1500 kNm^{-2}, nacisk na szczęce $p_{śr}$ = 16336 kNm^{-2}			
11	$\bar{M}_{t_1}$=60,5; $S^2(M_t)$=0,578	$\bar{M}_{t_2}$=61,2; $S^2(M_t)$=1,122	$\bar{M}_t$=115,0; $S^2(M_t)$=4,378

$\bar{M}_t$ - średnia arytmetyczna;

$S^2(M_t)$ - wariancja.

Z tablic rozkładu χ^2 odczytano wartości kwantyli na poziomie ufności $\gamma = 0{,}95$ dla trzech stopni swobody stwierdzając że $P(\chi^2 > \chi^2_s) = 7{,}815$ a więc nie ma podstaw do odrzucenia weryfikowanej hipotezy o normalności rozkładu M_t.

Oprócz tego jak można zaobserwować z tablicy 7.1 średnie wartości M_t dla hamowania dwoma parami szczęk łącznie są mniejsze od sumy średnich $M_{t1} + M_{t2}$ hamowania oddzielnie każdą parą szczęk.

Mierzone wielkości rejestrowano na oscylografie otrzymując zapisy M, p, v dla trzech zakresów ciśnienia $p = 600, 1000, 1500$ kN/m^2 oraz trzech zakresów prędkości $v = 3, 7, 11$ m/s, przy czym każdy pomiar dla pary wartości (p, v) powtarzano 30-krotnie.

Ten charakter funkcji rozkładu momentu hamowania musi być uwzględniony w obliczeniach konstrukcyjnych hamulców, co znalazło wyraz w dokumentacji [46] i będzie podstawą do dalszych modyfikacji obliczeń konstrukcyjnych i projektowych hamulców maszyn wyciągowych.

8. PROCES NAGRZEWANIA SIE HAMULCA MASZYNY WYCIĄGOWEJ

Hamulec maszyny wyciągowej pracując w periodycznie zmiennym cyklu: hamowanie - postój - jazda, poddawany jest na przemian nagrzewaniu i chłodzeniu. Ze względu na krótkotrwałość okresu hamowania mechanicznego można pominąć w rozważaniach ciepło oddawane do otoczenia w tym okresie.

Dopuszczalność takiego uproszczenia została wykazana w pracach [14], [15], [21], gdzie dowodzi się, że rozproszenie ciepła do otoczenia przez odkryte powierzchnie hamulca wpływa znikomo na maksymalną temperaturę powierzchni trących. Powszechnie przyjmuje się także dalsze uproszczenia, jak: stałość temperatury otoczenia i prostopadły do powierzchni trących kierunek strumienia ciepła.

Jeżeli temperatura otoczenia wynosi ϑ_o to przed pierwszym cyklem hamowania elementy hamulca mają średnią temperaturę $\vartheta = \vartheta_o$. W czasie hamowania średnia temperatura wzrośnie o wartość $\Delta\vartheta$ osiągając temperaturę ϑ^*.

$$\Delta\vartheta = \frac{W}{G\,c} \tag{8.1}$$

gdzie:

W - praca tarcia zamieniona na ciepło, J

G - masa hamulca, kg

c - ciepło właściwe masy hamulca, J/kg.deg

Praca tarcia w okresie hamowania wyraża się zależnością

$$W = \int_0^t T_h\, v\, dt \tag{8.2}$$

gdzie:

T - siła tarcia, N

v - zmienna w czasie prędkość, m/s

$t_h = t_3$ - czas hamowania, s.

W następnych cyklach pracy tj. postoju $t_p = t_4$ oraz ruchu $t_r = t_1 + t_2$ następuje ochłodzenie do temperatury ϑ'_1, która może być wyznaczona zgodnie z prawem Newtona

$$\vartheta'_1 = \vartheta_o + \Delta\vartheta \cdot \exp(-k_1 t_1) \tag{8.3}$$

Jeżeli powierzchnia chłodzenia hamulca wynosi F_h m^2, współczynnik rozproszenia ciepła w czasie ruchu wynosi σ_k $(W/m^2 deg)$, a rozproszenia w czasie postoju σ_p, $(W/m^2 deg)$, to współczynniki k_i będą odpowiednio

$$k_p = \frac{F\sigma_p}{G\,c}, \quad k_r = \frac{F\sigma_k}{G\,c} \tag{8.4}$$

a równanie (8.3) przyjmie postać

$$\vartheta'_1 = \vartheta_o = \Delta\vartheta \exp\left[-(k_p\, t_p + k_r\, t_r)\right] \tag{8.5}$$

Przy powtarzających się i - cyklach odpowiednie wyrażenia na temperaturę ϑ'_i - przed hamowaniem i ϑ''_i - po hamowaniu będą

$$\vartheta'_i = \vartheta_o + \Delta\vartheta \left\{1 - \frac{1 - \exp\left[-i(k_p\, t_p + k_r\, t_r)\right]}{1 - \exp\left[-(k_p\, t_p + k_r\, t_r)\right]}\right\} \tag{8.6}$$

$$\vartheta''_i = \vartheta_o + \Delta\vartheta \frac{1 - \exp\left[-i\,(k_p\, t_p + k_r\, t_r)\right]}{1 - \exp\left[-(k_p\, t_p + k_r\, t_r)\right]} \tag{8.7}$$

Dla bardzo dużej liczby cykli, tzn. $i \to \infty$ proces ustala się a granicą będzie

$$\vartheta = \vartheta_o + \frac{\Delta\vartheta}{\exp(k_p\, t_p + k_r\, t_r) - 1} \tag{8.8}$$

oraz

$$\vartheta'' = \vartheta_o + \frac{\Delta\vartheta}{1 - \exp\left[-(k_p t_p + k_r t_r)\right]} \tag{8.9}$$

8.1. Temperatury elementów ciernych hamulca

Przy założeniach poczynionych na początku rozdziału, temperatury w elementach trących hamulca mogą być wyznaczone z różniczkowego równania liniowego Furiera o stałych współczynnikach. Jeżeli dla uproszczenia rachunkowego przyjąć że $\vartheta_o = 0$, to z równania otrzymamy temperatury $\vartheta = \Delta\vartheta$.

$$\frac{\partial\vartheta}{\partial t} = a\frac{\partial^2\vartheta}{\partial z^2} \tag{8.10}$$

Z warunków brzegowych na powierzchni elementu pary będzie $z = 0$

$$\frac{\partial\vartheta}{\partial z} = -\frac{(1-\alpha)W\tau_N}{F_h\lambda t_h} \tag{8.11}$$

a przy $z = b$

$$\frac{\partial\vartheta}{\partial z} = 0 \tag{8.12}$$

oraz dla każdego z przy $t = 0$

$$\vartheta = 0 \tag{8.13}$$

przyjęto tu oznaczenia:

α - współczynnik rozdziału strumienia ciepła pomiędzy elementy pary ciernej

λ - współczynnik przewodnictwa cieplnego materiału danego elementu, W/m deg

$a = \frac{\lambda}{c\gamma}$ - współczynnik przewodzenia temperatury, m^2/s

t - czas, s

γ - gęstość, kg/m^3

b - grubość elementu, m.

Po przekształceniach równanie na ϑ_{wg} (8.10) przedstawia się

$$\vartheta = \frac{(1-\alpha)\,W}{F_h}\left[-\frac{Z\tau_N}{\lambda t_h}\left(1-\frac{Z}{2b}\right)+\frac{\tau_W}{\gamma_{cb}}+\frac{b\tau_N}{3\lambda t_h}\right] \tag{8.14}$$

τ_N i τ_W - oznaczają tu bezwymiarowe współczynniki czasu, których wartości zależą od przebiegu zmiany mocy i siły tarcia przy wykonaniu tej samej pracy $W = const$, w jednakowym czasie $t_h = const$.

Wyniki badań [21] nad zmiennością siły tarcia w hamulcach sugerują, że można do opisu zmiany tych parametrów, użyć schematu jak na rys. 8.1.

Moc tarcia zmienia się w przybliżeniu parabolicznie w wyniku narastania siły tarcia regulowanej ciśnieniem w napędzie hamulcowym i wzrostem współczynnika tarcia. W tym przypadku bezwymiarowe współczynniki τ_N i τ_W wyrażą się następująco

$$\tau_N = 6\tau(1-\tau) \tag{8.15}$$

$$\tau_W = \tau^2(3-2\tau)$$

gdzie $\tau = \frac{t}{t_h}$. Zgodnie z (8.13) dla $t = 0$ temperatura $\vartheta = 0$ dla każdego Z.

Dla przeciętnie spotykanych par ciernych stosowanych w budowie hamulców maszyn wyciągowych jakimi są tłoczywa termoutwardzalne i stal, podstawowe charakterystyki termiczne mogą być określone wg danych w tablicy 8.1.

Współczynniki rozdziału strumienia cieplnego mogą być oszacowane z zależności

$$\alpha_i = \frac{1}{1+\dfrac{\lambda_i\sqrt{\lambda_i c_i \gamma_i}}{\lambda_j\sqrt{\lambda_j c_j \gamma_j}}} \tag{8.16}$$

$$\alpha_j = (1-\alpha_i) \tag{8.17}$$

Tablica 8.1

Przybliżone parametry termiczno fizyczne materiałów par ciernych stosowanych w hamulcach maszyn wyciągowych

Materiał elementu pary ciernej	Parametr w zakresie temperatur 100 do 800°C		
	Wsp. przewodn. ciepła λ kgm/S³deg	Ciepło właściwe c [J/kg deg]	Wsp. przewodn. temper. a m²/s
Stal węglowa	0,038	502,5	$9 \cdot 10^{-6}$
Tłoczywo termoutwardzalne	0,0007	877,5	$0,3 \cdot 10^{-6}$

Jak łatwo się przekonać z (8.16) i (8.17), podstawiając wartości z tablicy 8.1, współczynnik rozdziału dla stali wyniesie około 0,915, dla tłoczywa zaś tylko 0,085, co prowadzi do wniosku, że dla rozproszenia energii w hamulcu decydujące znaczenie ma chłodzenie stalowej bieżni. Dalej można stwierdzić, że dla prowadzenia przybliżonych pomiarów wystarczający jest pomiar średniej temperatury powierzchni stalowej bieżni, jako najbardziej zbliżonej do temperatury styku.

Dla praktyki inżynierskiej najistotniejsze znaczenie ma przypadek kiedy $t = t_h$, co daje zgodnie z (8.15)

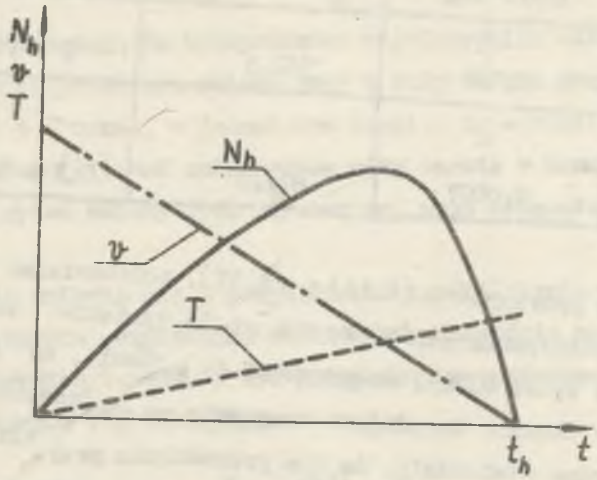
$$\tau_N = 0 \quad i \quad \tau_W = \tau^2 = 1$$

Najwyższa wartość temperatury będzie na powierzchni, tj. z = 0. Ponieważ na parametry materiału (c, ϱ, α) konstruktor ma bardzo ograniczony wpływ, to z uproszczenia (8.14) w postaci

$$\vartheta = \frac{(1 - \alpha)\, W}{F_h\, \varrho\, c\, b} \tag{8.18}$$

wynika, że przyrost temperatury będzie wprost proporcjonalny do wykonanej pracy i odwrotnie proporcjonalny do objętości hamulca (F_h b). Z pomiarów [25], jak i licznych obserwacji wynika, że przyrost temperatury na jeden cykl hamowania maszyny wyciągowej nie przekracza 15°C, a

ustalona temperatura pracy w cyklu powtarzających się hamowań oscyluje wokół 100°C. Wynik ten jest rezultatem pokaźnych mas hamulca (bieżnia, obrzeża, płaszcz, ramiona i tarcze boczne), jak również powszechnego zastosowania hamowania w drodze elektrycznej.



Rys. 8.1. Wykres zmiany prędkości, mocy i siły hamowania

9. TRWAŁOŚĆ I NIEZAWODNOŚĆ HAMULCÓW

Z punktu widzenia teorii niezawodności, urządzenie hamulcowe maszyny wyciągowej jest przeznaczone do pełnienia określonej funkcji w danych warunkach i przy danych metodach eksploatacji, ma więc określone wymagania zdatności[1] jakim muszą odpowiadać cechy fizyczne tego urządzenia w chwili t, aby urządzenie było zdatne do pracy w danej chwili.

Mierzalnymi cechami zdatności urządzenia hamulcowego $C_{mi}(t)$ są w świetle obowiązującej praktyki wymagania przepisów bezpieczeństwa omówione w rozdziale 3. Wymagania zdatności przyporządkowują tym cechom dopuszczalny przedział, określony zazwyczaj górną wartością liczbową $\bar{C}_{mi}$. Funkcja $C_{nj}(t)$ stanu poszczególnych jakościowych cech niemierzalnych, nie jest dotychczas uwzględniana i zgodnie z teorią niezawodności można jej przyporządkować wartość 1, gdy cechy te spełniają wymagania zdatności lub wartość 0, gdy wymagania te nie są spełnione.

W praktyce zdarza się że hamulec nie całkowicie utracił zdatność do pracy, a jedynie obniżeniu uległy niektóre parametry techniczne (np. badania ruchowe, rozdz. 4) jak wydłużenie czasów martwych przez powstanie luzów, starcie okładzin, obniżenie sprawności itp., powodując powstanie zagrożeń. Zagrożenia takie pozwalają na ogół na utrzymanie urządzenia w ruchu do czasu okresowej naprawy. W analizie niezawodności zagrożenia wykluczające możliwość utrzymania urządzenia w ruchu zaliczają się do uszkodzeń, pozostałe zaś, nie powodujące natychmiastowej przerwy ruchu, można pominąć i zaliczyć do procesów starzenia [20].

Ocena niezawodności wymaga przeprowadzania badań w odpowiednio długim przedziale czasu i przy oddziaływaniu właściwego zespołu czynników zakłócających, co sprowadza się do tzw. badań eksploatacyjnych.

---

[1] Pojęcie zaczerpnięto z pracy [5].

9.1. Badania eksploatacyjne układów hamulcowych maszyn wyciągowych

Badaniami objęto populację sześciu maszyn wyciągowych. Badania prowadzono według planu NWT, tzn. badanie $N = 6$ jednostek w okresie czasu $T = 39420$ h z naprawą (wymianą) wszystkich uszkodzonych elementów.

Układy hamulcowe maszyn wyciągowych należą do złożonych urządzeń przeznaczonych do pracy w długim, bliżej nie określonym przedziale czasu. Powstające w okresie eksploatacji uszkodzenia są usuwane i układowi przywracana jest zdatność do dalszej pracy [18] [39].

Jak widać z histogramu uszkodzeń i napraw rys. 9.1 czasy napraw są krótkie w porównaniu z czasami prawidłowej pracy podzespołów. Oprócz tego założono, że spełnione są następujące warunki:

- liczby uszkodzeń powstające w poszczególnych przedziałach czasu pracy są niezależnymi zmiennymi losowymi,
- prawdopodobieństwo powstania określonej liczby uszkodzeń w przedziałach czasu pracy jednakowej długości jest stałe i zależy tylko od szerokości przedziału, a nie zależy od jego początku i końca,
- uszkodzenia podzespołów zachodzą skokowo i pojedynczo.

Ciągłość czasu pracy układu hamulcowego wynika z jego charakteru. Zgodnie z obowiązującymi przepisami, układ hamulcowy maszyny wyciągowej musi być zawsze zdatny do realizacji hamowania.

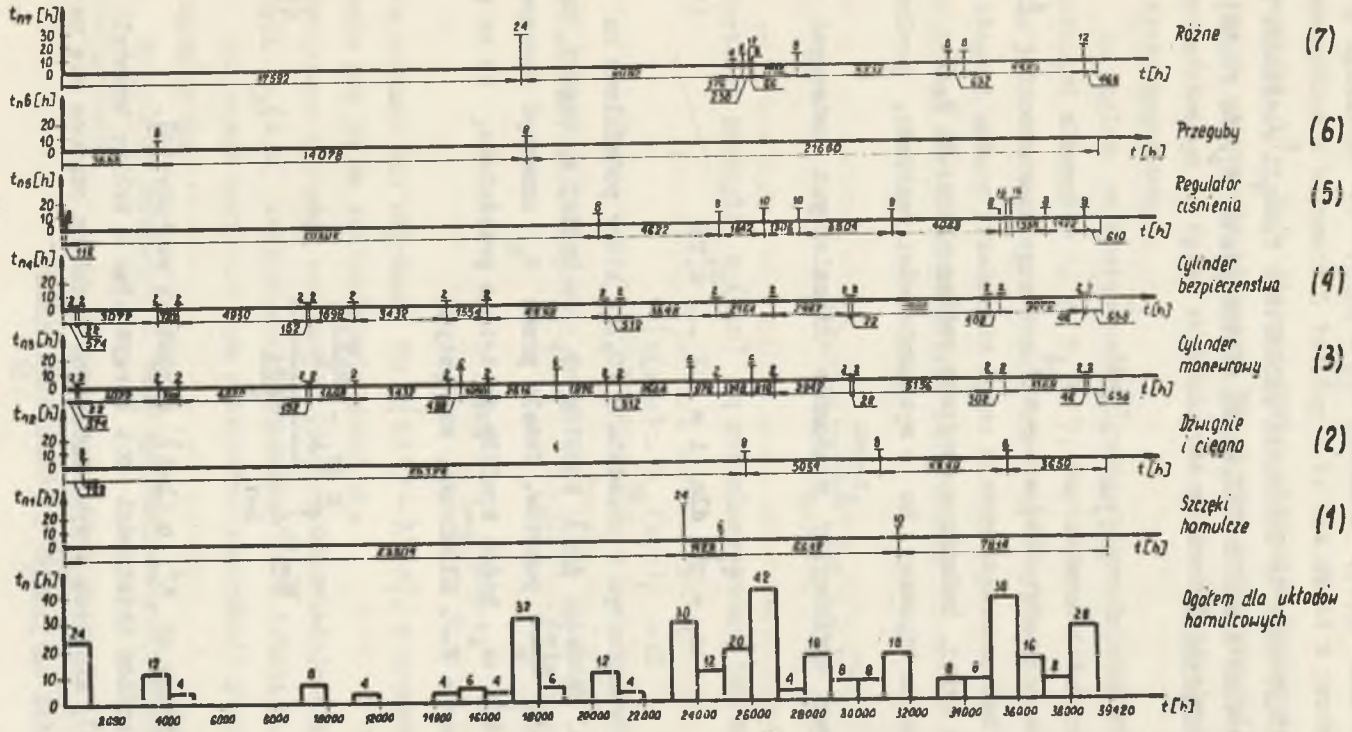
9.2. Estymacja parametrów funkcji rozkładu niezawodności

W ślad za pracami [5, 17, 26] założono, że wszystkie okresy pracy τ_n mają jednakowy rozkład

$$F(t) = P\left\{\tau'_n < t\right\} \tag{9.3}$$

o ciągłej gęstości $f(t)$, średniej $T_1 = E(\tau'_n)$ i wariancji $\sigma^2 = D^2(\tau'_n)$. Również okresy odnowy mają jednakowy rozkład

$$G(t) = P\left\{\tau'_n < t\right\} \tag{9.4}$$



Rys. 9.1. Histogram uszkodzeń i napraw podzespołów i układów hamulcowych

o ciągłej gęstości $g(t)$, średniej $T_2 = E(\tau'_n)$ i wariancji $\sigma^2_2 = D^2(\tau'_n)$.

Przed przystąpieniem do estymacji parametrów funkcji rozkładów $E(t)$ i $G(t)$ postawiono i zbadano hipotezę statystyczną H_o, że funkcje mają rozkłady wykładnicze

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t}$$

$$G(t) = 1 - e^{-\varrho t} \tag{9.5}$$

Jak wspomniano wyżej, badania prowadzono według planu N, W, T.

Dla sprawdzenia hipotezy Ho o wykładniczości rozkładu, posłużono się testem χ^2.

Utworzono szereg wariancyjny wzajemnie niezależnych zmiennych losowych

$$\omega_i = \frac{t_i}{T} \quad \text{dla} \quad i = 1,2 \ldots d(T) \tag{9.6}$$

o rozkładzie równomiernym w przedziale $[0,1]$, który podzielono na k równych części. Spośród $d(t)$ punktów ω_i do każdej z części można zaliczyć średnio $\frac{d(T)}{k}$ punktów. Jeżeli przez d_i oznaczyć rzeczywistą liczbę punktów ω_i, które trafiły do i-tego przedziału, to na podstawie twierdzenia W.J. Gliwienki, statystyka

$$\psi_T = \sum_{i=1}^{k} \frac{\left(d_i - \frac{d(T)}{k}\right)^2}{\frac{d(T)}{k}} \tag{9.7}$$

ma rozkład zbliżony do χ^2 o $(k-1)$ stopniach swobody [9].

Wybierając poziom istotności α i korzystając z tablic kwantyli rozkładu $\chi^2_p(k)$, hipotezę o wykładniczości rozkładu odrzuca się na poziomie istotności α jeżeli

$$\psi_T > \chi^2_{1-\alpha}(k-1)$$

Obierając $k = 10$ oraz $\alpha = 0{,}99$ wykonano obliczenia wartości statystyki (9.7) dla poszczególnych elementów układu. Wyniki tych obliczeń zestawiono w kolumnie 5 tablicy 9.1. Jak widać z porównania wartości kwantyli $\chi^2_p(k)$ dla wszystkich elementów (podzespołów) nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy Ho, a więc można przyjąć funkcję rozkładu wykładniczego do opisu rozkładu niezawodności poszczególnych elementów układu hamulcowego.

Ze względu na występowanie dłuższych przedziałów czasu między uszkodzeniami elementów 1, 2, 5, 6, 7, zastosowano dodatkowo test Hartleya dla jednoczesnego sprawdzenia hipotezy o wykładniczości z istnieniem dużego i małego przedziału czasu między uszkodzeniami [19]. W tym celu obliczano wartości statystyki jednorodnej

$$h(k,n) = \frac{\max t_i}{\min t_i} \quad 1 \leqslant i \leqslant n \tag{9.8}$$

Wartości kwantyli $h_\alpha(k,n)$ są stabelaryzowane, tak że zachodzi

$$P\left\{h(k,n) > h_\alpha(k,n)\right\} = \alpha \tag{9.9}$$

Jeżeli wartość statystyki (9.8) jest taka, że

$$h(k,n) > h_{1-\alpha}(k,n)$$

to odrzuca się hipotezę $Ho = \left\{\lambda(t) = \lambda > o\right\}$, w przeciwnym razie przyjmuje się ją na poziomie istotności α.

Obliczone wartości statystyki (9.8) i odpowiadające im wartości kwantyli $h_\alpha(k,n)$ zestawiono w kolumnach 7 i 8 tabeli 9.1.

Jak widać test Hartleya potwierdza poprawność przyjęcia rozkładu wykładniczego.

Estymator parametru λ może być obliczony z równania największej wiarygodności

$$\frac{\partial(d(T)\ \ln\Lambda - \Lambda T)}{\partial\Lambda} = \frac{d(T)}{\Lambda} - T = 0 \tag{9.10}$$

gdzie $\Lambda = \lambda N$. Ostatecznie otrzymuje się wyrażenie

$$\hat{\lambda} = \frac{d(T)}{N\,T} \tag{9.11}$$

dla którego zachodzi $E(\hat{\lambda}) = \lambda$, co oznacza że (9.11) jest estymatorem nieobciążonym. Wartości parametru $\hat{\lambda}$, zwanego intensywnością uszkodzeń zostały obliczone i zestawione w kolumnie 9 tablicy 9.1.

Ze względu na odpowiedzialność układu hamulcowego do jego budowy stosuje się elementy o dużej niezawodności, uwidocznione to jest bardzo małymi wartościami $\hat{\lambda}$. Ze względów technicznych czas badania T musi być ograniczony, w związku z tym średnia liczba zaobserwowanych uszkodzeń jest mała. W tych przypadkach miara rozrzutu, tzn. stosunek pierwiastka z wariancji do wartości oczekiwanej, jest duża - większa od jedności. Prowadzi to do konieczności oceny parametru $\hat{\lambda}$ za pomocą metody przedziałów ufności w postaci $[\underline{\lambda}(t);\ \bar{\lambda}(t)]$, którego definicję można zapisać w postaci

$$P_{\lambda}\left\{\underline{\lambda}(t) < \lambda < \bar{\lambda}(t)\right\} \geqslant \gamma\,, \tag{9.12}$$

gdzie γ jest współczynnikiem (poziomem) ufności.
W ten sposób można zbudować przedział

$$\underline{\lambda} = \frac{\Delta_{1-\alpha}(d-1)}{NT}\,,\quad \bar{\lambda} = \frac{\Delta_{\alpha}(d)}{NT}\,, \tag{9.13}$$

gdzie $\Delta_{1-\alpha}(d-1)$ i $\Delta_{\alpha}(d)$ są kwantylami rozkładu Poissona na poziomie istotności α dla d uszkodzeń. Zestawienie obliczonych wartości granic przedziałów ufności zamieszczono w kolumnach 10 i 11 tablicy 9.1. Wartość estymatora prawdopodobieństwa niezawodnej pracy (niezawodności) dla poszczególnych elementów zestawiono w kolumnie 12 tablicy 9.1 przyjmując jako wartości charakterystyczne czasy T_i

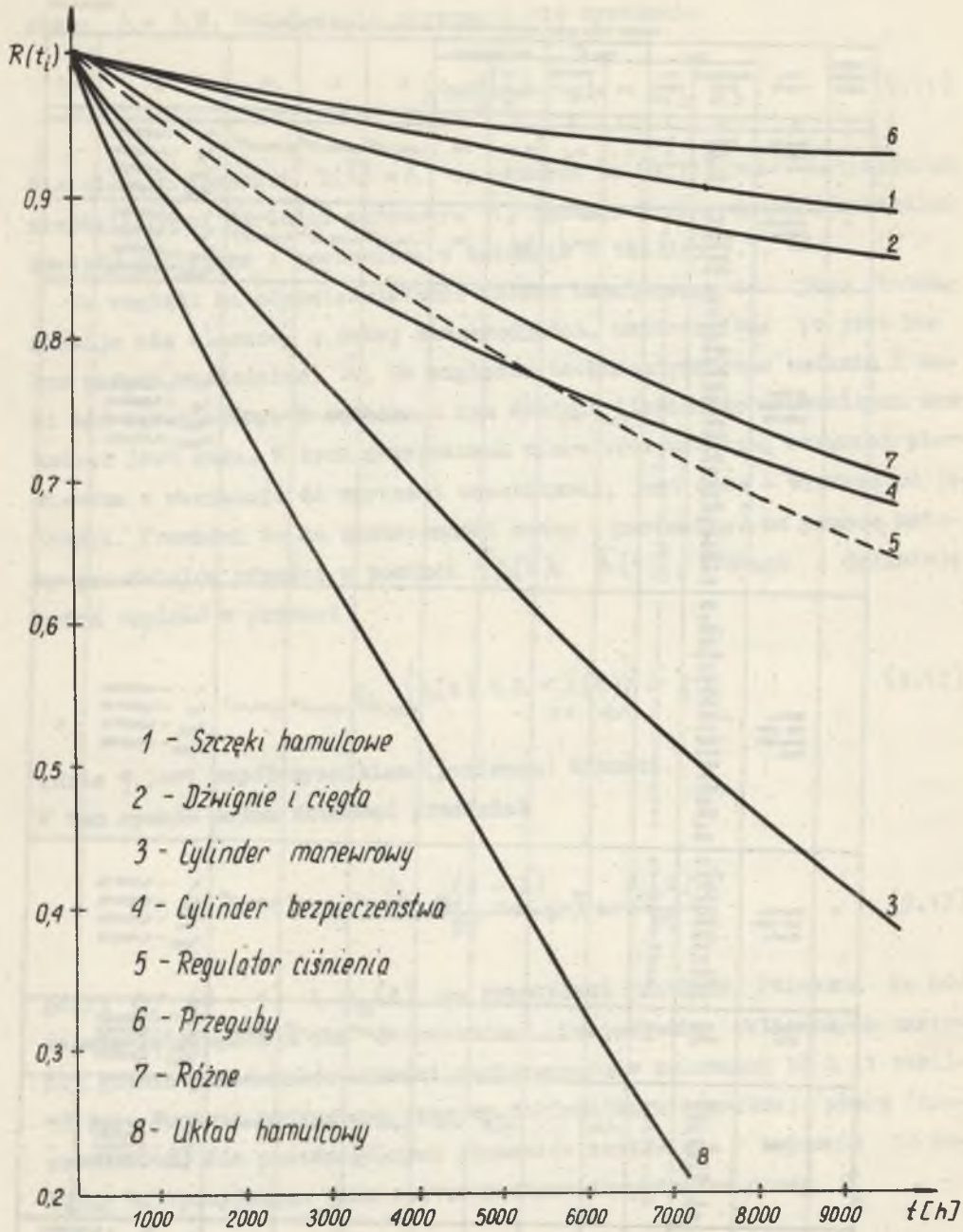
$$\hat{R}_i\,(T_i) = \exp\,(-\hat{\lambda}\,T_i)\,, \tag{9.14}$$

gdzie obrano $T_1 = 1h$, $T_2 = 16h$, $T_3 = 730h$, $T_4 = 8760h$.

Tablica 9.1

Rozkład czasu pracy sześciu układów hamulcowych maszyn wyciągowych

Symbol podzespołu	Podzespół	Dane: poprzedniej pracy t'_n [h]	Dane: naprawy t''_n [h]	Test χ^2: $\nu \cdot T$	Test χ^2: kwantyl $\chi^2_{1-\alpha}(\nu-1)$	Test Hartley'a: $h(k,n)$	Test Hartley'a: $h_{\alpha}(k,n)$	$\bar{\lambda}$	λ	$\hat{\lambda}$	$\hat{R}_t$	$R(\tau_1)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Szczęki hamulcowe	23504 1428 6632 7814	24 8 10	7	21,7	16,46	440	$1,269 \cdot 10^{-5}$	$4,249 \cdot 10^{-5}$	$0,184 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9999750 R_{16} - 0,9997968 R_{730} - 0,9997790 R_{8760} - 0,8947904	-
2	Dźwignie i cięgła	722 25124 5054 4840 3650	8 8 8 6	6	21,7	34,8	729	$1,692 \cdot 10^{-5}$	$4,909 \cdot 10^{-5}$	$0,348 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9999660 R_{16} - 0,9997271 R_{730} - 0,9877245 R_{8760} - 0,8622404	-
3	Cylinder manewrowy	574 22 3072 728 4930 152 1698 3432 498 1050 2616 1878 512 2664 978 1348 810 2942 22 5156 502 3072 46 658	2 2 2 2 2 2 2 3 6 2 6 2 2 6 2 6 2 2 2 2 2 2 2	4,39	21,7	-	-	$9,725 \cdot 10^{-5}$	$13,598 \cdot 10^{-5}$	$5,628 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9998050 R_{16} - 0,9984446 R_{730} - 0,9314408 R_{8760} - 0,4264453	
4	Cylinder bezpieczeństwa	574 22 3072 728 4930 152 1698 3432 1554 4498 512 3648 2164 2942 22 5156 406 3168 46 658	2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2	5,95	21,7	-	-	$8,037 \cdot 10^{-5}$	$13,472 \cdot 10^{-5}$	$4,375 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9998390 R_{16} - 0,9987149 R_{730} - 0,9430170 R_{8760} - 0,4945782	-
5	Regulator ciśnienia	112 20302 4622 1642 1306 3504 4068 282 104 1338 1422 610	8 8 8 10 10 8 8 16 16 8 8	20,8	21,7	95,21	2208	$4,653 \cdot 10^{-5}$	$8,090 \cdot 10^{-5}$	$2,018 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9999170 R_{16} - 0,9992558 R_{730} - 0,9666032 R_{8760} - 0,6652375	
6	Przeguby	3666 14078	8 8	0	21,7	5,91	199	$0,846 \cdot 10^{-5}$	$3,556 \cdot 10^{-5}$	$0,063 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9999830 R_{16} - 0,9998625 R_{730} - 0,9938435 R_{8760} - 0,9285692	-
7	Różne	17572 8050 376 238 66 1716 5712 632 4462 466	24 4 8 12 6 8 8 8 12	16,55	21,7	266,55	2430	$0,887 \cdot 10^{-5}$	$7,945 \cdot 10^{-5}$	$1,494 \cdot 10^{-5}$	R_1 - 0,9999240 R_{16} - 0,9993911 R_{730} - 0,9725915 R_{8760} - 0,7164138	-
8	Układ hamulcowy	-	-	-	-	-	-	-	-	-	$\hat{R}_t$ R_1 - 0,99940013 R_{16} - 0,99520179 R_{730} - 0,80312677 R_{8760} - 0,07201167	



Rys. 9.2. Przebieg funkcji niezawodności zespołów i układu hamulcowego maszyny wyciągowej

Wariancje estymatorów (9.14) wyrażają się wzorem

$$D^2\left[\hat{R}\,(T_i)\right] = \exp\left\{\hat{\lambda}NT\left[\left(1 - \frac{T_i}{NT}\right)^2 - 1\right]\right\} - \exp\,(-2\hat{\lambda}\,T_i). \qquad (9.15)$$

Dla układu szeregowego niezawodność systemu złożonego z elementów l typów, przy założeniu niezależności uszkodzeń jednego od drugiego, prowadzi do wyrażenia na niezawodność systemu

$$R\,(T_i) = \prod_{i=1}^{l} R_i\,(T_i). \qquad (9.16)$$

Wartości liczbowe tych prawdopodobieństw zostały podane na dole kolumn 13 tablicy 9.1.

Przebiegi funkcji 9.14 i 9.15 dla poszczególnych zespołów od 1 do 7, i układu pokazano na rys. 9.2.

10. PODSUMOWANIE

Biorąc za punkt wyjścia obowiązujące akty normatywne oraz praktykę konstrukcyjną i przemysłową, wykazano niekompletność i uproszczenia obowiązujących metod. Wykazując wielostronność problemu hamowania mechanicznego maszyny wyciągowej zwrócono uwagę na jego probabilistyczny charakter, całkowicie pomijany w obowiązującej praktyce a mający w rzeczywistości pierwszorzędne znaczenie dla prawidłowej oceny hamulców. Przeprowadzone pomiary laboratoryjne jak również ruchowe oraz analiza wyników wykazały że:

1. Rzeczywiste charakterystyki statyczne a tym bardziej dynamiczne hamulców różnią się znacznie od obliczeniowych parametrów wykazywanych w aktach koncesyjnych maszyn rozdz. 4.1 i 4.2. Jest to wynikiem założeń uproszczających przyjmowanych do obliczeń koncesyjnych biorących za model wyjściowy jednomasowy układ sztywny, którego hamowanie charakteryzuje się statecznością warunków tarcia.

2. Przyjęcie do określania charakterystyki hamulca kryteriów liczbowych takich jak: współczynnik efektywności hamowania i współczynnik zmienności siły hamowania (rozdz. 4.3) daje znacznie precyzyjniejsze możliwości oceny hamowania nawiązując do ocen statystycznych.

3. Już w fazie konstrukcji hamulca możliwe jest uwzględnianie rzeczywistych charakterystyk par ciernych, przez zastosowanie metody obliczeń odpowiednio skorelowanej z własnościami fizykomechanicznymi i tarciowymi materiałów tych par. Jest to szczególnie istotne w konstrukcjach hamulców tarczowych, gdzie do opisu charakterystyk muszą być stosowane funkcje wieloparametrowe. Rozważania teoretyczne (rozdz. 6) wykazały że przyjęcie zależności liniowych do opisu warunków tarcia daje dobre i praktycznie przydatne rezultaty, które podważają celowość stosowania bardziej złożonych metod opisu matematycznego.

4. Podstawowy parametr charakteryzujący wynik hamowania, jakim jest moment tarcia powinien być traktowany jako zmienna losowa a nie jako wartość stała. Funkcja rozkładu normalnego jest dobrym przybliżeniem rozkładu rzeczywistego tej zmiennej (rozdz. 7).

5. Układ hamulcowy maszyny wyciągowej może być oceniony kryteriami teorii niezawodności. Przeprowadzone badania wskazały na znaczne różnice intensywności uszkodzeń a tym samym niezawodności poszczególnych zespołów układu. Przeprowadzenie tego rodzaju badań na dużą skalę i objęcie nimi możliwie wszystkich jednostek przemysłowych PW, pozwoliłoby na znaczne udoskonalenie konstrukcji i podniesienie bezpieczeństwa ruchu. Badania takie wymagające wysiłku organizacyjnego i niewielkich nakładów pozwoliłyby na bezpieczne uintensywnienie ruchu maszyn przez prawidłową ocenę czasu poprawczej pracy i napraw (rozdz. 9).

6. Na specjalną uwagę zasługuje zagadnienie modelu obliczeniowego całego wyciągu potraktowanego jako układ sprężysty. Jest to problem wymagający odrębnych studiów i badań.

LITERATURA

[1] ABJ "Bergverordung für Hauptseilfahrtanlagen des Oberbergamts in Dortmund" Dortmund 1957.

[2] Arnic Ressearch Corporation "Reliability Engineering" Prentice - Hall Englewood Cliffs 1964.

[3] Aleksandrow M.P. "Tormoza podjemno transportnych maszyn" Maszgiz Moskwa 1958.

[4] Bowden F.B. Tabor D. "Friction and lubrication" Methuen and Co Ltd London 1960.

[5] Bojarski W.W. "Wprowadzenie do oceny niezawodności działania układów technicznych" PWN - Warszawa 1967.

[6] Brodskaja L.M. Izwiestia Wysszych Uczebnych Zawiedienij, Gornyj Żurnał nr 1/1959.

[7] Brodskaja L.M. Izwiestia Wysszych Uczebnych Zawiedienij, Gornyj Żurnał nr 1/1961.

[8] Brodskaja L.M. Gornaja elektromechanika i automatika - Wypusk 2 Izdat. Charkowskowo Uniwersitieta 1965.

[9] Cochran W.G. Ann. Math. Statist. 23/3 1952.

[10] Dawidow B.L. "Rasczet i konstruirowanie szachtnych podjemnych maszyn" Ugletechizdat Moskwa 1949.

[11] Dieriagin B.W. "Co to jest tarcie" PWN Warszawa 1956.

[12] Dieckhoff H.G. Maschinenbautechnik 8/64.

[13] Erlich G.J. Ltd "Brake and clutch friction material - determination of wear and friction coefficient" Sheet 1/8 - 50496 London 1964.

[14] Fazekas G.A. "Temperature gradients and heat stresses in brake drums" SAE Trans. 1953.

[15] Frings R.H. AMI Mechanic. Engeenering New York 1958.

[16] Godycki J., Banaszczyk G. Technika Motoryzacyjna nr 8 1968.

[17] Gercbach J.B., Kordoński C.H.B. "Modele niezawodnościowe obiektów technicznych" WNT - Warszawa 1968.

[18] Gniedenko B.W., Bielajew J.K., Sołowiew A.D. "Metody matematyczne w teorii niezawodności" WNT - Warszawa 1968.

[19] Hartley H.O. Biometrika 37/1950.

[20] Haviland R.P. "Niezawodność urządzeń technicznych" PWN - Warszawa 1968.

[21] Inoziemcew W.G. "Tiepłowyje rasczety pri projektirowanii i eksploatacii tormozow" Izdatielstwo Transport Moskwa 1966.

[22] Janecki J. Technika Motoryzacyjna nr 6/1968.

[23] Janecki J., Hebda H. "Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn" WNT Warszawa 1969.

[24] Kragielskij J.W., Czinczinadze A.W., Haracz G.M. "Primienienie tiepłostoikich frikcjonnych matieriałow w maszinostrojeni" Czintimasz Moskwa 1963.

[25] Katedra Maszyn Górniczych Pol. Śl. "Badanie efektywności działania hamulca maszyny wyciągowej" nr 192 Gliwice 1967.

[26] Lloyd D.K., Lipow R. "Reliability: Management, Methods and Mathematics" Prentice - Hall, Englewood Cliffs 1962.

[27] Myers R.H., Wong K.L., Gordy H.M. "Reliability engineefing for electronic systems" wydanie Sowietskoje radio, Moskwa 1968.

[28] Ministerstwo Górnictwa "Zbiór górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy" Katowice 1955.

[29] Morecki A. Archiwum Budowy Maszyn T. III z. 1/1956.

[30] Orlacz J. Konf. Naukowo-Techniczna "Maszyny Wyciągowe" SIMP Katowice 1963.

[31] Orlacz J. Mechanizacja Górnictwa nr 9/1965.

[32] Orlacz J. Prace naukowo-badawcze ZKMPW Gliwice nr 59, 1968.

[33] Orlacz J. Przegląd Mechaniczny nr 3/1968.

[34] Ortlinghaus "Lamellen Kupplungen Getriebe - Asbest Zellstoffelage" Wermelskirchen 1968.

[35] Pużewicz L.M. Sbornik Izdat. AN ZSRR Moskwa 1959.

[36] Popowicz O. "Transport kopalniany cz. IV. Wyciągi szybowe" WGH Katowice 1957.

[37] Sośnierz J., Godycki J. Technika Motoryzacyjna nr 11/1956.

[38] Solski P., Ziemba S. "Zagadnienia tarcia suchego" PWN Warszawa 1965.

[39] Topczew A.W., Gietopanow W.N. "Nadiożnosti gornych maszin i kompleksow" Moskwa 1968.

[40] Wojewódzkie Zjednoczenie Przedsiębiorstw Państwowego Przemysłu Terenowego "Norma Zakładowa" ZN-66/ZCh-1, Warszawa 1966.

[41] WCZSPS "Prawidła bezopasnostii w ugolnych i słanczewych szahtah" Izdat. Niedra Moskwa 1964.

[42] Wilde D.H. Colliery Guardian Part I nr 5405/1964 Part.II nr 5419/1965.

[43] Wojnicki R. Zeszyty Naukowe AGH z. 23/1967.

[44] ZKMPW Sprawozdanie z prac naukowo-badawczych nr M252 Gliwice 1968.

[45] Volk W. "Statystyka stosowania dla inżynierów" WNT - W-wa 1965.

[46] ZKMPW Sprawozdanie z prac naukowo-badawczych nr 299/FPT/NB3 Gliwice 1970.

S t r e s z c z e n i e

Nawiązując do współczesnej teorii i praktyki konstrukcyjnej oraz oceny hamulców maszyn wyciągowych, przeprowadzono wielostronne badania teoretyczne, laboratoryjne i ruchowe rzeczywistych charakterystyk hamulców. Wnioski z tych badań wskazują na niezgodności i rozbieżności wyników uzyskiwanych metodami obliczeń koncesyjnych w porównaniu z rezultatami pomiarów. Wskazując na źródła tych rozbieżności zaproponowano bardziej precyzyjne metody oceny efektywności hamulców za pomocą współczynników liczbowych, interpretacja których nawiązuje do pojęć rachunku prawdopodobieństwa.

Stawiając postulat o możliwości obliczeniowego uwzględnienia rzeczywistych charakterystyk hamulca już w fazie konstrukcji, wyprowadzono potrzebne formuły do obliczeń najbardziej nowoczesnych hamulców tarczowych. Wykazano, że parametry charakteryzujące hamulec powinny być traktowane z probabilistycznego punktu widzenia, jako zmienne losowe. Z tych względów zaproponowano rozszerzenie sposobu oceny hamulców przez wprowadzenie kryteriów niezawodności, wykazując, że przy pomocy tych kryteriów można łatwo wykryć niedomagania konstrukcji poszczególnych zespołów hamulca.

W celu możliwie kompleksowego naświetlenia problemu przeprowadzono badania i analizy zjawisk tarcia i nagrzewania się materiałów ciernych stosowanych do budowy hamulców. Zwrócono uwagę na konieczność dalszych studiów i badań nad rzeczywistym modelem dynamicznym wyciągu.

ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЁМНОЙ УСТАНОВКИ ПО МНЕНИЮ ВЕРОЯТНОСТИ

Р е з ю м е

Навязывая к современной теории и практике конструирования, а также оценке тормозов шахтных подъёмных машин, проведено многосторонные теоретические, лабораторные и промышленные испытания действительных характеристик тормозов.

Выводы из этих испытаний указывают несогласие и расхождение результатов, полученных методом концессионного расчёта в сравнении с результатами измерений.

Намечая источники этих расхождений, предложено более точные методы оценки эффективности тормозов при помощи числовых коэффициентов, интерпретация которых обращается к методам теории вероятности.

Ставя постулат о возможности расчётного учитывания действительных характеристик тормозов уже в фазе конструирования, создано необходимые формулы для расчёта наиболее современных дисковых тормозов. Указано, что параметры, характеризующие тормоз, дольны быть обсуждены с точки зрения теории вероятности как случайные переменные. Поэтому предложено расширение метода оценки тормозов при помощи критерий теории надёжности и указано что пользуясь этими критериями, можно легко обнаружить неисправности конструкции отдельных тормозных комплексов.

Для возможно полного освещения вопроса проведено испытания и анализ явления трения и нагрева фрикционных материалов, применяемых для строения тормозов. Обращено внимание на необходимость дальнейших исследований и испытаний действительного динамического подъёма.

THEORETICAL PROBLEMS OF MINING WINDER BRAKE
IN PROBABILITY MEANING

S u m m a r y

With reference to present theory and practice of design and testing methods of mining winder brake installations, it was made manysid theoretical, laboratory and industrial investigation of real brake characteristics. The issues of this research works show to inconformity and divergences of results obtained by calculating methods in comparison with results of measurements. Showing the sources of this divergences it was suggested much more precision methods of efficiency estimate by use numerical coefficients which interpretation is of probability meaning.

Postulateing about possibility of taking into acount real brake characteristics just at design works, the formulas to calculation methods of the most modern disc brakes were derivated. It was shown that characteristic parameters of brake should be treated from probabilistic point of view as random variables. By this aspects there were proposed an extend of brake estimation methods by reliability criteria, it was shown that different faults of separate subsystems of brake installation can be easely find thanks to this criteria.

To complete the problem there were made the tests and analysis of friction and heat phenomena of materials used to brake units manufactured. It was payed attention to necessity of further study and investigation of real dynamic model of mining winder.

ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ukazują się w następujących seriach:

A. AUTOMATYKA
B. BUDOWNICTWO
Ch. CHEMIA
E. ELEKTRYKA
En. ENERGETYKA
G. GÓRNICTWO
IS. INŻYNIERIA SANITARNA
JO. JĘZYKI OBCE
MF. MATEMATYKA-FIZYKA
M. MECHANIKA
NS. NAUKI SPOŁECZNE

Dotychczas ukazały się następujące zeszyty
serii G:

Górnictwo z. 1, 1956 r., s. 134, zł 20,—
Górnictwo z. 2, 1959 r., s. 96, zł 17,10
Górnictwo z. 3, 1961 r., s. 130, zł 21,—
Górnictwo z. 4, 1962 r., s. 134, zł 10,95
Górnictwo z. 5, 1963 r., s. 158, zł 11,90
Górnictwo z. 6, 1963 r., s. 154, zł 8,50
Górnictwo z. 7, 1963 r., s. 129, zł 6,80
Górnictwo z. 8, 1964 r., s. 175, zł 10,20
Górnictwo z. 9, 1964 r., s. 133, zł 10,50
Górnictwo z. 10, 1964 r., s. 157, zł 8,75
Górnictwo z. 11, 1964 r., s. 221, zł 13,10
Górnictwo z. 12, 1964 r., s. 304, zł 15,20
Górnictwo z. 13, 1965 r., s. 145, zł 8,40
Górnictwo z. 14, 1965 r., s. 78, zł 5,—
Górnictwo z. 15, 1966 r., s. 79, zł 5,—
Górnictwo z. 16, 1966 r., s. 91, zł 7,—
Górnictwo z. 17, 1966 r., s. 113, zł 8,—
Górnictwo z. 18, 1966 r., s. 291, zł 16,—
Górnictwo z. 19, 1966 r., s. 150, zł 11,—
Górnictwo z. 20, 1966 r., s. 84, zł 5.—
Górnictwo z. 21, 1967 r., s. 270, zł 17,—
Górnictwo z. 22, 1967 r., s. 196, zł 12,—
Górnictwo z. 23, 1967 r., s. 69, zł 4,—
Górnictwo z. 25, 1967 r.. s. 96, zł 5,—
Górnictwo z. 26, 1968 r., s. 137, zł 10,—
Górnictwo z. 27, 1967 r., s. 378, zł 24,—
Górnictwo z. 28, 1968 r., s. 185, zł 11,—
Górnictwo z. 29, 1968 r., s. 161, zł 9,—
Górnictwo z. 30, 1968 r., s. 237. zł 14,—
Górnictwo z. 31, 1968 r., s. 119, zł 8,—
Górnictwo z. 32, 1968 r., s. 97, zł 6,—
Górnictwo z. 33, 1968 r., s. 113, zł 6,—
Górnictwo z. 34, 1968 r., s. 111, zł 7,—
Górnictwo z. 35, 1968 r., s. 143.
Górnictwo z. 36, 1969 r., s. 243. zł 13,50
Górnictwo z. 37, 1969 r., s. 234, zł 14,—
Górnictwo z. 38, 1969 r., s. 167, zł 10,—
Górnictwo z. 39, 1969 r., s. 76, zł 4,50
Górnictwo z. 40, 1969 r., s. 107, zł 7,—
Górnictwo z. 41, 1969 r., s. 642, zł 42,—
Górnictwo z. 42, 1970 r., s. 84, zł 5,—
Górnictwo z. 43, 1970 r., s. 58, zł 5,—

Cena zł 4,50